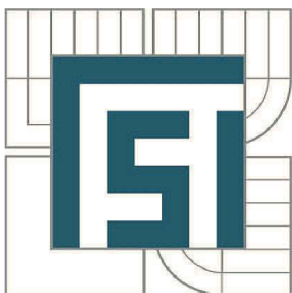


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

SPALINOVÝ VÝMĚNÍK TRIGENERAČNÍ JEDNOTKY SE SPALOVACÍM MOTOREM

HEAT EXCHANGER FLU GAS - WATER/STEM FOR TRI-GENERATION UNIT BASED ON
STROKE ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ HADRABA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.

BRNO 2012

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá řešením technického a částečně i ekonomického návrhu spalínového výměníku kogenerační jednotky pro aplikaci absorpčního chlazení, kdy jsou uvažovány typy výměníků spaliny/voda a spaliny/pára. Ostatní kapitoly zahrnují popis kogenerace, trigenerace a možných řešení spojovacích uzlů mezi zmiňovanými systémy, dále také celkový přehled rostlinných olejů používaných jako palivo v energetice, zejména pak u vznětových motorů v technologii kombinované výroby elektřiny a tepla.

KLÍČOVÁ SLOVA

kogenerace, trigenerace, absorpční chlazení, spalínový výměník, rostlinný olej,

ABSTRACT

This diploma thesis with resolution of technical and partially economical project of combustion exchanger of cogeneration unit for application of absorbing cooling. Considered types of exchangers are: combustions/water and combustions/steam. The other capitols include the description of cogeneration, trigeneration and other possible resolutions of intersections among mentioned systems; general overview of plant oils used as a fuel in energetics, particularly in compression engines in technology of combined production of electricity and heat.

KEY WORDS

cogeneration, trigeneration, absorption unit, heat exchanger flu gas, vegetable oil,

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HADRABA, J. *Spalínový výměník trigenerační jednotky se spalovacím motorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 93 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci *Spalinový výměník trigenerační jednotky se spalovacím motorem* vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. Vycházel jsem přitom ze svých znalostí, odborných konzultací a literárních zdrojů uvedených v seznamu literatury.

V Brně dne 25.5. 2012

Jiří Hadraba

PODĚKOVÁNÍ

Tento list bych rád věnoval poděkování doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovy, Ph.D. za odborné vedení této práce, cenné rady a obětovaný volný čas. Mé díky patří také rodině a nejbližším přátelům, kteří mě podporovali po celé moje dosavadní studium.

OBSAH

ÚVOD.....	13
1. TRIGENERAČNÍ TECHNOLOGIE SE SPALOVACÍM MOTOREM.....	14
1.1 Kogenerace.....	14
1.2 Pístový motor s interním spalováním v KVET.....	17
1.2.1 Biopaliva v KVET.....	19
1.2.2 Olejnaté rostliny ve Světě a ČR.....	22
1.2.3 Zpracování olejovin pro energetické účely.....	23
1.2.4 Rostlinné oleje jako palivo pro spalovací motory.....	24
1.3 Trigenerace.....	26
1.4 Absorpční chlazení.....	29
1.4.1 Jednostupňové absorpční chlazení.....	31
1.4.2 Dvoustupňové absorpční chlazení.....	32
2. SPOJENÍ SPALOVACÍHO MOTORU S ABSORPČNÍ JEDNOTKOU.....	33
2.1 Typy teponosného média.....	33
2.2 Výměníky tepla.....	34
2.2.1 Trubkový výměník.....	34
2.2.2 Deskový výměník.....	35
2.3 Studie možných spojení absorpční a kogenerační jednotky.....	36
3. TECHNICKÉ ŘEŠENÍ SPALINOVÝCH VÝMĚNÍKŮ.....	37
3.1 Výměník spaliny/voda.....	38
3.1.1 Popis a předpoklady zvoleného výměníku.....	38
3.1.2 Základní výpočtové vztahy určující geometrii výměníku.....	38
3.1.3 Základní výpočtové vztahy tlakových ztráty výměníku.....	40
3.1.4 Výpočet rozměrů.....	42
3.1.5 Výpočet tlakových ztrát.....	52
3.1.6 Hlavní rozměry.....	54
3.1.7 Výpočet pomocí komerčního programu.....	60
3.2 Výměník spaliny/pára.....	62
3.2.1 Popis a předpoklady výměníku.....	62
3.2.2 Výpočet rozměrů výměníku.....	62
3.2.3 Tlakové ztráty výměníku spaliny/pára.....	66
3.2.4 Hlavní rozměry.....	67
4. NÁVRH VÝKONOVÉ ŘADY SPALINOVÝCH VÝMĚNÍKŮ.....	72
4.1 Stanovení plochy prostupu tepla.....	72
4.2 Výpočet ceny výměníků.....	72
5. EKONOMICKÉ HODNOCENÍ.....	73
5.1 Ekonomicky výpočet jednotlivých systémů chlazení.....	73
5.1.1 Jednostupňové absorpční chlazení.....	73
5.1.2 Dvoustupňové absorpční chlazení.....	75
5.2 Porovnání absorpčních chlazení.....	76
5.2.1 Jednostupňová absorpční jednotka.....	76
5.2.2 Dvoustupňová absorpční jednotka.....	77
5.2.3 Porovnání chladicích jednotek.....	77

ZÁVĚR.....	79
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	80
SEZNAM OBRÁZKŮ	82
SEZNAM TABULEK	83
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....	84
SEZNAM POUŽITÝCH INDEXŮ	85
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....	86
SEZNAM PŘÍLOH.....	87

ÚVOD

Současná doba, pomineme-li střídající se ekonomické krize, by se dala nazvat dobou ekologickou. Politické smýšlení právě směrem ekologickým, ale i ekonomickým, udává nový náhled na životní styl a komfort člověka. Velký vliv právě na tyto aspekty má energetika. To je dáno zvyšující se energetickou náročností lidské společnosti, na které nemalou mírou závisí zátěž životního prostředí a hospodárnost využití energie.

Možnost, jak snížit spotřebu energie, je cestou úspory. Tedy lepším využitím energie u spotřebitele, jako například použitím energeticky úsporných spotřebičů, a omezením jejího plýtvání. Další možností je nalezení levného, ekologického zdroje, či redukce transportních ztrát energie a spotřeby primárního paliva. Snížení spotřeby paliva může být užito ve směru, který se zabývá výrobou více energií a popř. i produktů z primárního zdroje současně. Do této kategorie lze zařadit kogeneraci, trigeneraci a polygeneraci. Ve všech případech se jedná v základě o společnou výrobu elektrické energie a tepla, tedy kogeneraci. Přidáme-li produkci chladu z tepla, dostáváme trigeneraci. Pokud navíc vyrábíme pomocí tepla i nějaký produkt, nejčastěji chemický, je tento systém nazýván polygenerací.

Z hlediska co nejvyšší účinnosti systému je prioritní produkce elektřiny a tepla, avšak z pohledu využitelnosti a transportu je elektřina mnohem atraktivnější. Proto najít upotřebení pro teplo není tak snadné jako v případě elektřiny. V první řadě se nabízí použití absorpční jednotky k transformaci tepla v chlad, čímž je možné rozšířit poskytované služby o produkci chladné vody např. k zásobování klimatizačních jednotek. U polygenerace je možné uvést jako příklad dřevo-zplyňovací systém s paroplynovým cyklem, kde je produkována elektřina, teplo, dřevoplyn, bionafta a případně i chlad.

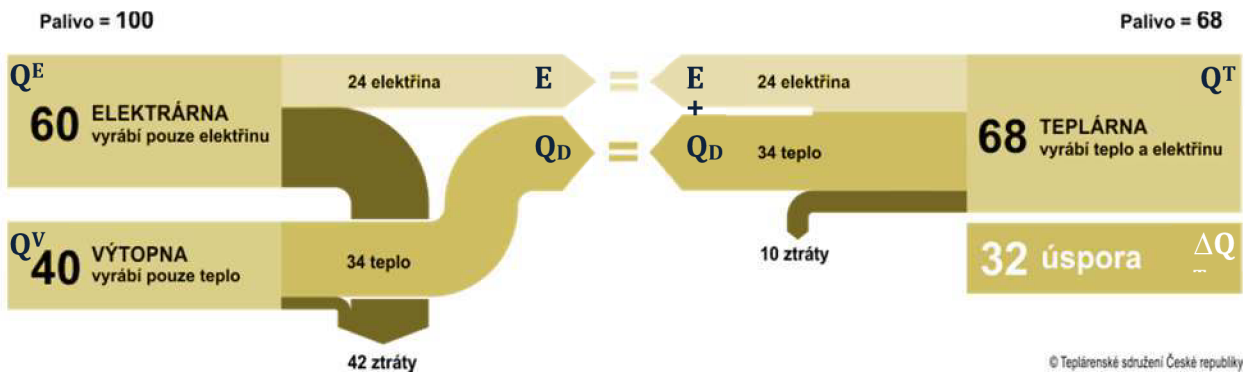
Pro všechny tyto systémy transformace energie je rozhodující také způsob, jak ji předávat. K tomuto účelu, v případě tepla, slouží nezbytná součást většiny systémů, a to tepelný spojovací uzel. Tím mohou být nejrůznější typy výměníků tepla, chladičů, kondenzátorů atd. Tato problematika má široký rozsah a vybízí mnoho odborníků k zamyšlení, jak dosáhnout co nejoptimálnějšího přenosu tepla za daných podmínek.

1. TRIGENERAČNÍ TECHNOLOGIE SE SPALOVACÍM MOTOREM

Trigenerace patří do skupiny pojmů, pro které je základem kombinovaná výroba energie. Jedná se o současnou produkci elektrické energie a tepla, neboli kogeneraci, s možností transformovat teplo nebo alespoň jeho část na chlad. Tedy, aby bylo možno popsat trigeneraci je nutné nejdříve porozumět kogeneraci.

1.1 Kogenerace

Tento pojem lze u nás zaslechnout čím dál častěji, avšak nejběžněji se v ČR setkáme s pojmem teplárenství, který je zažitý pro kogenerační zdroje vyšších výkonů. Jak již bylo řečeno výše, jedná se o kombinovanou výrobu elektřiny a tepla, kde význam slova kombinovanou by lépe vystihovalo slovo současnou. Ve většině případů jde v kogeneraci prioritně o výrobu ušlechtilé elektrické energie. Použitý obrat výroba energie však není zcela přesný, ve skutečnosti energii nelze vyrobit ale pouze transformovat z určité její formy v jinou. V kogeneraci je k této transformaci využíváno především strojů s tzv. teplými oběhy, které se řídí druhým zákonem termodynamiky. To je podmíněno současným vznikem tepla, jehož množství závisí na konkrétním typu, výkonu a účinnosti stroje.



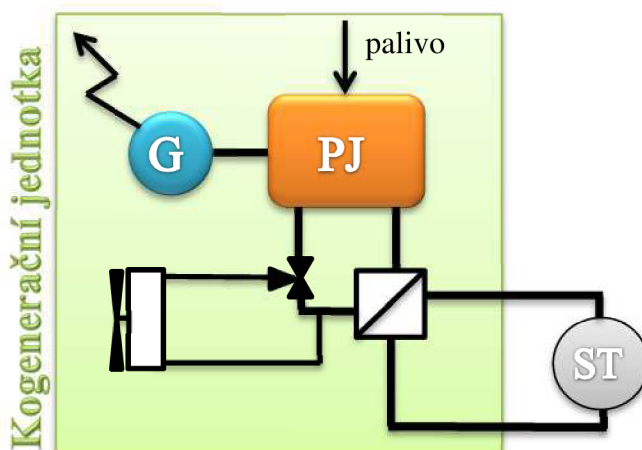
Obr. 1.1 Energetická bilance oddělené a současné výroby energií. [22]

Vezmeme-li v potaz energetickou bilanci kogenerace a oddělené výroby tepla a elektřiny, lze spatřit jednoznačnou výhodu danou úsporou primárního paliva. Ve schématu na Obr. 1.1 je vlevo znázorněna oddělená výroba energií. Elektřina je zde vyráběna pomocí běžné kondenzační elektrárny s účinností η_{KE} 35 až 42 % a teplo je produkováno z výtopny s účinností η_V 75 až 90%. Při stejném počtu produkovaných energií je na straně pravé použit kogenerační zdroj, který dosahuje celkové účinnosti η_T 70 až 90%. V celkovém součtu tedy vychází kogenerace jako výhodnější a to s úsporou primárního paliva kolem ΔQ^T 30%. Matematicky lze tento závěr zapsat pomocí spotřeby primárního paliva jednotlivých zdrojů energií (1).

$$\Delta Q^T = Q^E + Q^V - Q^T = \frac{E}{\eta_{KE}} + \frac{Q_V}{\eta_V} - \frac{E+Q_V}{\eta_T} \quad (1)$$

Pojem kogenerace je legislativně spojen právě s úsporou primárního paliva, která musí být alespoň 10%. Často se můžeme setkat také s pojmem vysoce účinná kogenerace, kam spadají jednotky malého výkonu a to do 1 MW. Snahou ministerstva průmyslu je podporovat také tyto menší kogenerační zdroje, protože zvýšení jejich počtu vede především k vyšší spolehlivosti dodávky energie. Další nespornou výhodou malých kogeneračních jednotek je možnost jejich použití jako decentralizované zdroje, tedy umístění blízko spotřebitele a s tím spojené nízké transportní ztráty tepla.

Princip kogenerační jednotky (KJ) lze vysvětlit pomocí zjednodušeného schématu na Obr. 1.2. Palivem poháněná primární jednotka (PJ), kterou je nejčastěji tepelný motor, pohání elektrický generátor produkující elektrický proud. Současně vzniká teplo, které je třeba odvádět minimálně tak, aby byl stroj provozu schopný. Např. u spalovacích motorů je teplo odváděno ve formě spalin a chladicí kapaliny bloku motoru. Aby bylo možné spalovací motor provozovat, je třeba udržovat teplotu chladicí kap. kolem 90°C. Teplo ze spalin je odváděno především pro zvýšení účinnosti jednotky. U další PJ jako jsou např. spalovacích turbín, odvádíme teplo pouze ze spalin, naproti tomu z parních turbín je tepelná energie získáváno buďto přímo z expandované páry nebo z parních odběrů. Avšak ve většině případů je teplo chladicí kapaliny, či spalin, z primární jednotky předáváno ve výměníku teplotnosné látce. Tou bývá v komunální sféře běžně, pro svoji vysokou tepelnou kapacitu, voda 90/70°C (vstup/výstup). Naproti tomu pro průmysl je vyráběna především technologická pára. Pro případ rychlého odstavení, např. při poruše, jsou PJ často vybaveny chladičem primárního chladicího okruhu. Toto zařízení lze také využít v případě, kdy je nutné použít KJ pouze jako nouzový zdroj el. energie.



Obr. 1.2 Blokové schéma kogenerační jednotky s pístovým motorem. [11]

K tomu, aby byla kogenerace použitelná je tedy třeba z jednotky odebrat, jak již bylo řečeno, přebytečné teplo, a to nejlépe konstantně za celou dobu provozu. Obecně lze získanou tepelnou energii rozdělit do tří skupin na nízko-potenciální (do 100°C), středně-potenciální (100 až 400°C) a vysoko-potenciální (více jak 400°C). Z hlediska kogeneračního tepla, které spadá nejčastěji do rozmezí prvních dvou skupin a ojedinele do skupiny třetí, se běžně využívá tepelné energie k pokrytí dodávky teplé užitkové vody (TUV) a na vytápění. Další upotřebení je například k ohřevu napájecí vody pro kotle, výroba páry, sušení spalinami, ohřev okysličovacího média hořáků kotle, anebo výroba chladu.

Kombinovanou výrobu elektřiny a tepla (KVET) lze rozdělit dle několika kritérií, jako jsou například výkon či typ primární jednotky. Dalším kritériem může být i účel použití. V tomto případě se jedná o centralizované nebo decentralizované zdroje, užití v průmyslové, komunální, komerční či bytové sféře. Skupina centralizovaných zdrojů energie je charakteristická umístěním mimo odběratele tepla a také vyššími výkony (např. městské teplárny). Vzdálenost od spotřebitele tepelné energie je limitovaná tepelnými ztrátami v teplovodech. Decentralizované zdroje KVET jsou naopak charakteristické nižšími výkony ale také nižšími tepelnými ztrátami. Příčinou je minimalizace rozsahu venkovních rozvodů tepla. Do skupiny decentralizovaných zdrojů patří KJ umístěné u spotřebitele tepla. Například

jimi jsou KJ umístěné v nemocnicích, veřejných budovách, nebo také vnitřních bazénech, kde zajišťují jak vytápění a ohřev TUV tak i ohřev vody v bazénu.

Z hlediska výkonu je možno kogeneraci dělit do pěti skupin a to:

- do 50 kW_e mikro-kogenerace
 - 50 až 500 kW_e mini-kogenerace
 - 0,5 až 1 MW_e kogenerace malého výkonu
 - 1 až 50 MW_e kogenerace středního výkonu
 - nad 50 MW_e kogenerace velkého výkonu
- } vysoce účinná kogenerace

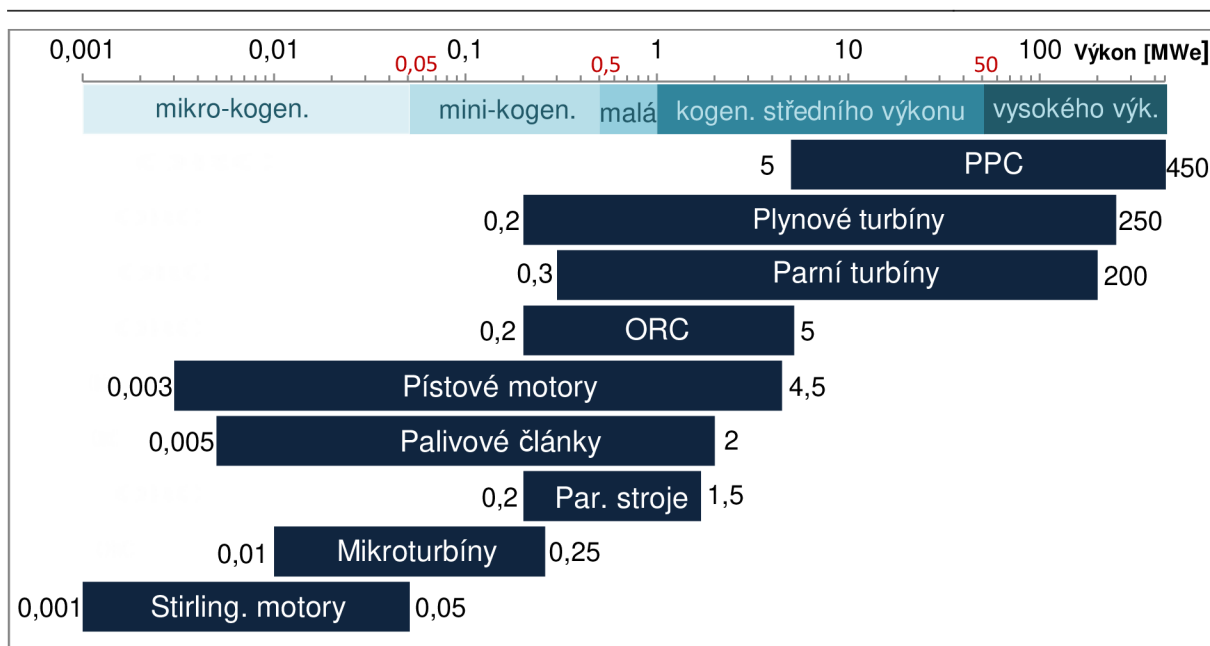
Množství vznikajícího tepla také závisí na typu primární jednotky. Nejběžněji používané jsou parní turbíny, spalovací a plynové turbíny, pístové motory s vnitřním spalováním a paroplynové centrály. Dále se můžeme setkat s parními stroji, Stirlingovým motorem, mikroturbínami, ORC a nebo s palivovými články. Aby bylo možné popsat primární jednotku z hlediska KVET, byl zaveden tzv. teplotní modul označovaný e , který udává poměr vyrobené elektrické energie k vyrobenému teplu. V Tab. 1 je uvedena tato hodnota pro základní typy primárních jednotek.

Tab. 1 Porovnání teplotního modulu.

Primární jednotka	Elektrická účinnost [%]	Teplotní modul [-]
Parní turbína	5 až 30	0,1 až 0,4
Spalovací turbína	25 až 38	0,5 až 1,2
Pístový motor	27 až 45	0,5 až 1,1
Par. Plyn. Centrála	40 až 59	0,8 až 2

Pro přehlednost je na Obr. 1.3 znázorněno zařazení jednotlivých primárních jednotek, využívaných v KVET, do výkonostních spekter. Když vezmeme v potaz společný základ pro plynové turbíny a spalovací mikroturbíny lze je považovat za jednu skupinu. V tomto případě jak je zřejmé z Obr. 1.3 zahrnují celé výkonostní spektrum od mikro-kogenerace až do KVET velkého výkonu. Vzhledem k této skutečnosti se nabízí myšlenka použití této skupiny jako hlavního favorita nasazení v kogeneraci. Avšak ze statistik vyplývá, že tomu tak není. Důvodem je především nutnost použití ušlechtilého plynného či kapalného paliva, které je v ČR poměrně drahé. Jako hlavní favorit v KVET z hlediska roční výroby energií jsou s většinovým podílem jednoznačně parní turbíny. Dále sestupně následují paroplynové centrály, spalovací motory, plynové turbíny a další.

Jako mikro-kogenerační zdroje se začínají ve Světě stále častěji uplatňovat spalovací mikroturbíny. Jejich hlavním znakem, který převažuje u většiny z nich, je vysokofrekvenční generátor. S tímto faktem je spojená nutnost použít frekvenčního měniče k dosažení běžné síťové frekvence, avšak odpadá použití převodovky k redukci vysokých otáček, které mohou dosahovat i 100 000 min⁻¹. Avšak vzhledem k vysokým otáčkám nelze použít konvekční ložiska, ty jsou nahrazeny v této aplikaci ložisky magnetickými či vzduchovými, které ke svému provozu nepotřebují olejovou náplň. V součtu je dosaženo především nižšího počtu pohyblivých částí a s tím spojené minimalizované provozní náklady.



Obr. 1.3 Výkonnostní rozsah primárních jednotek.

1.2 Pístový motor s interním spalováním v KVET

Tepelné motory mají poměrně dlouhou historii s počátkem v 19. století. Od té doby urazily dlouhou časovou vzdálenost, po které se jedny uchytily méně jiné zase více. Zásadní rozdělení tepelných motorů lze provést dle způsobu spalování, a to na vnější a vnitřní. Jak název napovídá, jedná se o způsob získávání tepla, které je u vnějšího spalování přiváděno z externího zařízení, nejčastěji kotle. Tento způsob má jistou výhodu a tou je použití v podstatě jakéhokoliv skupenství paliva, která mohou být i méněhodnotná. Také lze využít jiné zdroje, jako například sluneční energie, odpadního tepla z technologických procesů, geotermální energie atd. Do skupiny vnějšího spalování patří například Stirlingův motor, parní stroj, parní turbína. Druhá skupina vyžaduje ušlechtilá plynná a kapalná paliva, které expandují přímo v pracovním prostoru motoru. Vnitřní způsob spalování je využíván především u spalovacích turbín a pístových spalovacích motorů. U pístového motoru je hoření přerušované oproti spalovací turbíně, kde probíhá kontinuální hoření paliva ve spalovací komoře a následně expanze horkých spalin v mezilopatkovém prostoru.

Pístové spalovací motory (PSM) prošly dlouhým vývojem, který se soustředil především na jejich použití jako pohonné jednotky u transportních strojů a strojních zařízení. Vzhledem k rozsáhlému nasazení PSM a jejich velkosériové výrobě, bylo dosaženo optimálních ekonomických podmínek, které snižují jejich cenu oproti ostatním tepelným motorům na přijatelnou i pro použití v energetice jako decentralizovaný či nouzový zdroj energie.

Z hlediska otáček lze PSM rozdělit na pomalu-běžné (55 až 275 min⁻¹), středně-běžné (276 až 1000 min⁻¹) a rychle-běžné (1001 až 3600 min⁻¹). Obecně platí, čím větší je PSM tím v nižších otáčkách je provozován. Další dělení PSM je na dvoutaktní a čtyřtaktní. V energetice se setkáváme výhradně s čtyřtaktními motory, je to dáno především vysokými nároky na nízké emise ve spalinách, které jsou u dvoutaktních motorů obtížně dosažitelné.

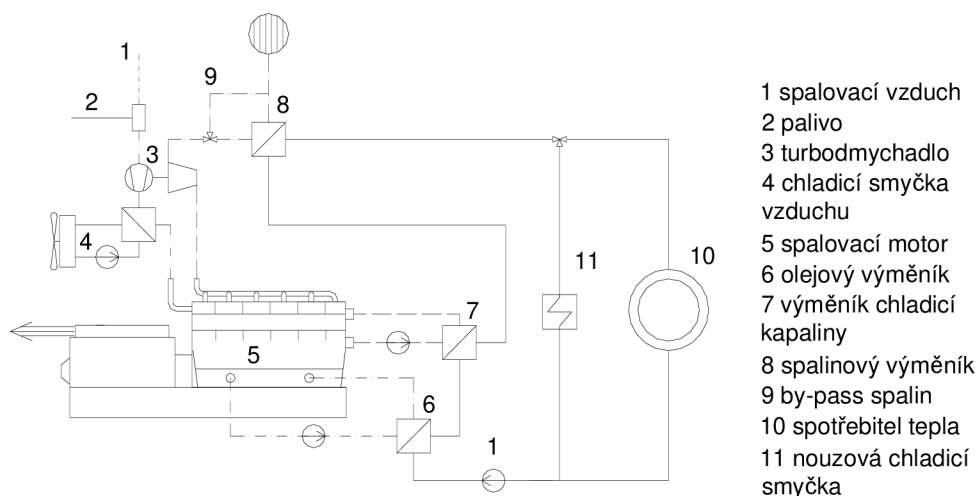
Nejčastější je rozdělení PSM dle způsobu zapálení paliva na:

- Zážehové
- Vznětové

U vznětových motorů dochází k zapálení paliva samovznícením, při vstřiku do horkého stlačeného vzduchu ve válci. Účinnost těchto motorů na hřídeli je v rozpětí 35% až 45% a jejich jednotkový výkon může dosahovat až 25 MW. Moderní vznětové motory mají vysoký kompresní poměr a používají zpožděné zapalování a hoření, aby dosáhly snížení emisí NO_x , přičemž zůstává zachován vysoký výkon a účinnost. Tyto požadavky vynucují dokonalejší provedení vstřiku paliva a řídicího systému motoru. [1]

Zážehové motory se vyznačují zapalováním směsi paliv a vzduchu elektrickou jiskrou. Mají spojkovou účinnost nižší než je účinnost vznětových motorů a to mezi 27% a 43%, a také jejich výkonové rozpětí je menší. Nové zážehové motory s výkonem nad 3 MW užívají předkomůrku, v níž má směs stechiometrické složení. Motory s předkomůrkou mají účinnost až 43%, obdobně jako velké vznětové motory. [1]

Tedy účinnost PSM je závislá především na kompresním poměru, který je u vznětových motorů vyšší, z toho plyne také vyšší účinnost těchto motorů oproti zážehovému. Dále je termická účinnost u vznětových motorů závislá na stupni zvýšení tlaku a objemu. PSM mohou pracovat jako atmosférické, nebo přeplňované, těmi jsou především motory vznětové.



Obr. 1.4 Provedení KJ se spalovacím motorem.

Palivo pro PSM může být kapalné nebo plynné. Běžně je spalováno pouze jedno palivo, avšak lze přizpůsobit palivový systém tak, aby bylo možné použít i dvě paliva, a to odděleně nebo současně. V odděleném způsobu spalování (tzv. systém bi-fuel) mohou být palivem například etanol a zemní plyn, kdy je použito vždy jen jedno z nich. Tento způsob je častější u zážehových motorů, kdy je směs vzduchu a zemního plynu zapálena el. jiskrou. U vznětových motorů je možno použít systém současného spalování dvou paliv (tzv. dual-fuel). Jako příklad lze uvést spalování zemního plynu a bionafty, kdy jsou obě paliva vstříknuta do válce, bionafta se vznítí a současně zapálí i zemní plyn. U tohoto způsobu lze dosáhnout poměru plynného paliva ku kapalnému až 7:3. Důvod proč jsou tyto úpravy PSM prováděny je schopnost částečného nebo úplného nahrazení palivového zdroje v případě jeho výpadku. Více o palivech v kap. 1.3.1.

Tepelná energie, tedy její množství, které je z PSM možné odvádět je dáno teplotním modulem v závislosti na elektrickém výkonu jednotky. Teplo je odváděno především z kapaliny chladicího okruhu bloku motoru, která má teplotu 90 až 100°C. Toto teplo, je pro chod PSM nezbytné odvádět. Další teplo lze odvádět ze spalin s teplotou běžně 450 až 650 °C. Poměr mezi množstvím tepla z chladicího okruhu a spalin je přibližně roven 50%.

V závislosti na výkonu a provedení jednotky se mění elektrická účinnost a množství využitelného tepla. U KJ malých výkonů kde se el. účinnost pohybuje v nižších hodnotách (cca 30%) je teplotní modul e roven přibližně 0,5. Teplo je zde běžně odváděno pouze z chladicího okruhu bloku motoru (90/70 °C) a spalin (cca 550°C). U KJ vyšších výkonů (možné provedení znázorněno v Obr. 1.4) se el. účinnost pohybuje kolem 45%. Hodnota e je zde cca 1, což je dáno nižší teplotou spalin (cca 400°C) a možnosti odebráním tepla z chlazení mazacího oleje popřípadě i z turbokompresoru. Mazací olej je třeba vychladit chladicí otopnou vodou o parametrech maximálně 70 °C na vstupu, která se ohřeje přibližně o 10°C. Dodávku tepla lze tedy praktikovat ve vodě (90°C/70°C), tlakové vodě o teplotě až 130 °C nebo nízkotlaké páře.



Obr. 1.5 Provedení KJ se spalovacími motory. [23]

Pro kogeneraci jsou PSM upraveny jako stacionární. Hlavním rozdílem oproti běžným PSM je kladení většího důrazu na tuhost, životnost, spolehlivost a to na úkor hmotnosti. KJ se spalovacími motory musí být uloženy na pevný základ absorbující vibrace, a obsahovat ochranné prvky k zamezení šíření zejména nízkofrekvenčního hluku, škodlivého pro lidský sluch. Obvykle se setkáváme s řešením KJ (Obr. 1.5 vpravo) s protihlukovým krytem, které je výhodné pro přímé instalace do budov. Další provedení, tedy bez protihlukového krytu, je navrženo k použití v odhlučněných strojovnách. Pro venkovní použití jsou velice výhodné kogenerační jednotky v kontejnerovém provedení. Jejich předností je rychlá instalace a snadný transport. Pro tyto výhody mohou být použity KJ se spalovacími motory i jako nouzový zdroj energie v krizových situacích. Z hlediska obsahu škodlivin ve spalinách jsou typy KJ s PSM vázány pro země EU emisní normou EURO 5.

1.2.1 Biopaliva v KVET

V kogeneraci je palivo rozhodujícím parametrem, který určuje typ PJ, ekonomické hodnocení KVET, spolehlivost zařízení, environmentální stránku vztahující se na emisní limity, odpadové hospodářství atd. a naopak tyto parametry určují použitelné palivo. Tedy volba paliva má velký vliv na celkový provoz kogenerační jednotky. Z hlediska původu, lze dělit palivo na alternativní, fosilní a biopaliva. Do skupiny alternativních paliv patří zejména využití jaderného paliva a vodíku. Pro kogeneraci je však tento směr stále v rozvoji, který se zabývá především vývojem technologie pro získávání vodíku a vývojem vhodných typů malých jaderných reaktorů, použitelných k účelům KVET. Ačkoli lze v historii zaznamenat několik pokusů ubírat se směrem jaderných reaktorů, většinou nebyly širě realizovány z důvodu náročnosti investičních nákladů.

V případě druhého alternativního paliva, kterým je vodík, narážíme na ekonomické zhodnocení jeho produkce. Důvodem je stále poměrně vysoká energetická náročnost procesů, při kterých vodík vzniká. Na druhou stranu hojně využívaná fosilní paliva, která byla doménou zejména 20. století a vytrvale setrvávají i dnes, mají v KVET velké využití. Fosilní paliva jsou zformovanou organickou hmotou, bez přístupu vzduchu, s vysokým energetickým obsahem. Vznik těchto paliv je historicky datován do období prvohor a druhohor.

Do skupiny fosilních paliv spadá zejména ropa, zemní plyn, hnědé a černé uhlí. Jejich splavání má za následek nárůst CO_2 v ovzduší. V případě spalování biopaliv vzniká také CO_2 ale filozofie efektu ovlivnění ovzduší je jiná. Původem myšlenky je proces fotosyntézy, kdy rostliny za dobu svojí vegetace přeměňují právě CO_2 na kyslík. Tato skutečnost nám dává možnost nazývat biopaliva z hlediska CO_2 neutrální. Současný postoj k životnímu prostředí, vyzdvihuje biopaliva na pozici fosilních paliv, se snahou fosilní paliva nahradit. Mnoho států, jako je například Švédsko, se tímto směrem ubírá. Dalším z jednoznačných cílů, je omezit závislost na dovozu fosilních paliv z ostatních zemí, na tyto suroviny bohatých. Ovšem častým následkem spojeným s vlastnostmi, původem a získáváním biomasy, je zvýšení cen energií.

Další běžné rozdělení paliv je podle skupenství na pevná, kapalná a plynná. U pevných paliv jsou náklady týkající se jejich získávání poměrně nízké, avšak rostou v případě jejich manipulace a dopravy na dlouhé vzdálenosti. Ostatně jejich energetický obsah je vůči většině zbylým palivům nižší, proto je třeba pro stejné výkony více pevného paliva jak kapalného či plynného. Podstatnou nevýhodou tuhých paliv je vysoký obsah nehořlavých látek, tedy popeloviny, který zvyšuje tepelné ztráty, a tím pevná paliva značně znevýhodňuje vůči ostatním. U kapalných paliv je popelovina zastoupena v řádu setin procent a jejich spalováním vzniká podstatně méně škodlivých látek jako u spalování pevných paliv. Avšak tyto výhody jsou vykoupeny v případě fosilních kapalných paliv pro ČR vyšší kupní cenou. Energetická hodnota této skupiny paliv je přibližně dvakrát vyšší než u pevných paliv ale vzhledem k nízké teplotě vznícení většiny z nich musí být kladen vysoký důraz na podmínky skladování. Plynná paliva jsou výhodná především z hlediska dobrého promísení se vzduchem, jednoduchého palivového hospodářství atd. Také neobsahují vodu a v případě fosilních paliv, jako je například zemní plyn, neobsahují ani citelné sloučeniny síry a dusíku.

Biomasa

Vyhláška č. 482/2005 Sb. o stanovení druhů, způsobu využití a parametrů biomasy při podpoře výroby elektřiny z biomasy, popisuje biomasu jako zdroj pro výrobu biopaliva.

Biomasu použitou pro energetické účely lze rozdělit podle zdroje na:

- Odpadní
- Energetické plodiny

Do **odpadní biomasy** se řadí odpady ze zemědělské prvovýroby a údržby krajiny. [2] Jednotlivě to jsou organické zbytky z průmyslové výroby, jako je dřevařská výroba, mlékárny, lihovary, jatka atd. Dále jsou to odpady ze živočišné výroby (kejda, zbytky krmiv, hnůj), lesní odpady (nevyužitá dřevní hmota po těžbě, jako jsou např. větve, pařezy, kůra a také šišky, dřevní hmota z prořezávek). Na závěr do této skupiny náleží komunální organické odpady (organický tuhý komunální odpad, kaly).

Energetické plodiny jsou pěstované pouze pro energetické účely. Hlavní ukazatel u těchto rostlin je jejich energetická hodnota na měrnou jednotku a také rychlost jejich růstu. Na rozdíl od plodin určených na výrobu potravin lze energetické rostliny pěstovat i na plochách, které jsou znečištěné a tím pádem pro pěstování plodin k výrobě potravin nevhodné. Jsou jimi například plochy v okolí průmyslové výroby. Energetické plodiny dělíme do tří skupin viz. následující tabulka.

Tab. 2 Rozdělení energetických plodin s příkladem pěstovaných rostlin. [2]

Skupina	Plodiny
Lignocelulózo vité	Dřeviny (vrba, olše, topol, akát);
	Obiloviny (celé rostliny);
	travní porosty (sloní tráva, chřastice, trvalé travní porosty);
	ostatní (konopí seté, čirok, šťovík krmný, sléz topolovka)
Olejnáté	Řepka olejná, slunečnice, len, dýně (semeno)
Škrobo-cukernaté	Brambory, cukrová řepa, obilí (zrno), topinambur, cukrová třtina, kukuřice

Jako energetické rostliny budoucnosti mají slibné využití řasy a mikro-řasy, patřící mezi tzv. nižší rostliny. Ovšem jejich pěstování k energetickým účelům by se dalo prozatím kvalifikovat jako ojedinělé. Avšak je možné na světě lokalizovat technologie s využitím řas jako zdroje pevné biomasy ale také k výrobě bio-oleje a bioplynu. Řasy jsou v oblasti biopaliv spíše předmětem vývoje, který směřuje k vyšším výtěžkům biomasy na jednotku plochy oproti běžným rostlinám a to až o jeden řád.

Tab. 3 Typy konverze biomasy. [4]

Typ konverze	Způsob konverze
termo-chemická	pyrolýza (produkce plynu, oleje)
	zplyňování (produkce plynu)
bio-chemická	fermentace, alkoholové kvašení (produkce etanolu)
	anaerobní vyhnívání, metanové kvašení (produkce bioplynu)
mechanicko-chemická	lisování olejů (produkce kapalných paliv, oleje)
	esterifikace surových bio-olejů (výroba bionafty a maziv)
	štipání, drcení, lisování, peletace, mletí (výroba pevných paliv)

Pevná biomasa často prochází konverzí v plynné nebo kapalné biopaliva. Tato konverze je prováděna několika způsoby (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**), jako je termochemický, biochemický nebo mechanicko-chemický. Při těchto přeměnách vznikají kromě cíleného produktu také druhotné nebo odpadní suroviny. U termochemického způsobu se jedná především o přeměnu zplyňováním a pyrolýzou. Tento způsob byl například masově využíván během 2. sv. války nacistickým Německem, kdy zplyněné a následně zkapalněné uhlí, v období nedostatků ropných paliv, sloužilo jako pohonná hmota motorových vozidel. Biopaliva lze vyrábět i biochemickou přeměnou. Do této skupiny patří alkoholová, aerobní a anaerobní fermentace. V poslední době je v ČR známá hlavně anaerobní fermentace ve spojení s bioplynovou stanicí, kdy je hlavním produktem bioplyn bohatý na metan (cca 60%). Tento plyn je následně splován v kogeneračních jednotkách. Vynikajícím druhotným produktem je tzv. fermentovaný substrát běžně využívaný jako hnojivo.

Alkoholovou fermentací je vyráběn bio-láh (etanol), který vzniká kvašením energetických rostlin bohatých na cukr a to bez přístupu vzduchu. Etanol je využíván nejčastěji jako náhrada fosilních paliv v dopravních prostředcích. Příkladem Země s výrazným nasazením etanolu jako paliva, je Brazílie jakožto druhý největší producent bio-lihu a to především z cukrové třtiny. Posledním způsobem přeměny biomasy je mechanicko-chemický. Do této kategorie náleží veškeré mechanické úpravy biopaliv za účelem snadnějšího skladování, spalování a dopravy. Jmenovitě je to štípaní, drcení, lisování atd. Z chemického hlediska se jedná především o rafinační proces tzv. esterifikace, kdy je surový rostlinný olej mísen s metanolem (cca 10% z hmotnosti celkové vsázky) a katalyzátory. Celý proces esterifikace probíhá při zvýšené teplotě na 75°C. Výsledným produktem je metylester mastných kyselin známí pod zkratkou MEŘO (Metylester Řepkového Oleje) nebo také FAME (Fat Acid Methyl-ester). Druhotným produktem je glycerin, používaný např. ve farmacii a kosmetice, popřípadě i jako aditivum do výbušnin.

1.2.2 Olejnaté rostliny ve Světě a ČR

V semenech rostlin je uložena energie určena k jejich počátečnímu růstu. Složení semen je určeno tuky a bílkovinami. Tuky se dále skládají z esterů vyšších mastných kyselin a glycerolu. Kapalné tuky, neboli také oleje, obsahují nenasycené kyseliny (olejová, linolová, linolenová), kdežto pevné tuky jsou složeny z nasycených kyselin (máselná, stearová, arachová, kapronová).

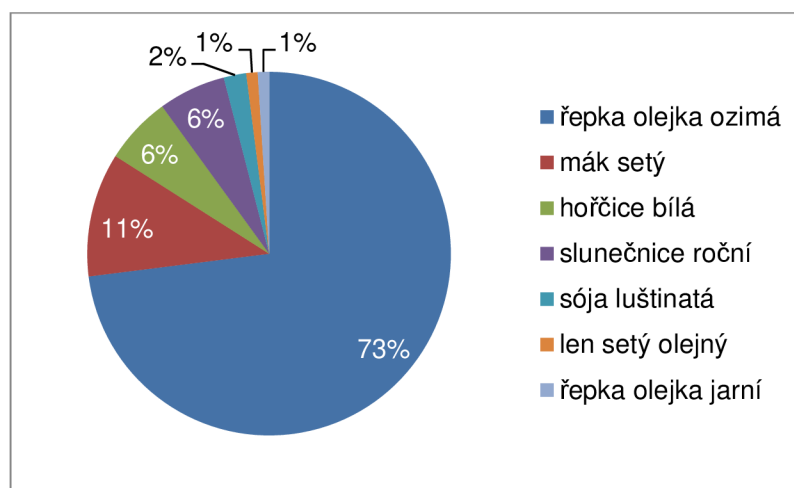
Tab. 4 Žebříček pěstovaných olejnin ve Světě. [26]

Rostlina	Obsah oleje v sušině [% hm]	Světová produkce [v mil. t/rok]	Největší světová produkce
Sója	20	190	USA, Brazílie; 62%
Bavlník	21	56	Asie; 63%
Podzemnice olejná	25 až 50	36	Asie; 67%
Řepka olejná	30 až 45	36	Asie 48%, Evropa 36%
Slunečnice	40 až 60	28	Evropa; 54%
Olivovník	10 až 30	14	Evropa; 67%
Palma olejná	až	7	Asie; 79%
Palma kokosová (Kopra)	60 až 70	6	Asie; 87%

Střední obsah oleje v polodech olejnatých rostlin se pohybuje od 20 až 70% hm. v závislosti na konkrétní odrůdě a oblasti. Vhodných olejnatých plodin na výrobu oleje je na Světě kolem 2000 druhů, avšak významných je přibližně 30 z nich. Jako celosvětově nejvýznamnější můžeme považovat 8 druhů plodin (Tab. 4). Za posledních 20 let došlo k zvýšení produkce olejnin až o 50% na necelých 360 mil. tun/rok. Více jak poloviční podíl na tomto čísle má nesporně sója pěstovaná v největším množství v Americe a Asii. Semena sóji obsahují výrazný obsah bílkovin a to až 40% hm. Pro tuto vlastnost je využívána především k výrobě potravin (např.: rostlinné mléko, mouka, oleje, sýry). K výrobě oleje jsou výhodnější plodiny s vysokým obsahem tuků, jako je například palma olejná a kopra.

Palma olejná je pěstována výhradně v rovníkových oblastech. Plodem jsou palmová jádra, která se skládají z dužiny a semena. Významnou plodinou je také palma kokosová. Kde je olej získáván ze sušeného jádra ořechu z tzv. kopry. Výskyt této rostliny je situován především v pobřežních a ostrovních oblastech. Tedy výhodou kokosové palmy spočívá ve využití zasolené písčité půdy.

V Evropě má z hlediska olejin hlavní význam slunečnice. Konkrétním státem s nejvyšší produkcí je potom Rusko, kde je slunečnice pěstována především v teplejších oblastech mírného pásma. Využití oleje slunečnice se nachází jak v potravinářství, tak i v průmyslu, k výrobě barev, mýdel, laků atd. Pro Evropu je také velmi významnou olejinou řepka, které se daří právě v mírných zeměpisných šířkách. Olej řepky je využíván hlavně k technickým účelům v gumárenství, výrobě mýdel a laků. Také nachází upotřebení, jak již bylo zmíněno výše, ve výrobě MEŘO, které je součástí směsné nafty (30 až 36%) a v malé míře je přidáváno i do běžné motorové nafty (5%). Pro význam slova směsná nafta je v ČR také používán výraz bionafta.



Obr. 1.6 Graf zastoupení olejin v ČR. [25]

V České Republice jsou olejininy pěstovány s průměrným výnosem semen 2,8 t/ha na cca 15% orné půdy. Tedy k tomuto účelu je využito více jak 480 tisíc ha. Největší zastoupení u olejovin u nás má řepka olejka-ozimá (Obr. 1.6) se střední hodnotou výnosů 3 t/ha. Druhou nejvíce pěstovanou plodinou je mák setý, avšak pro výrobu rostlinných olejů má mizivý význam, stejně tak jako hořčice. Naproti tomu slunečnice je u nás výhradně využívána pro výrobu olejů. Její výnosnost za posledních 10 let je 2,09 t/ha. Důvodem zvýšené produkce některých olejin je do jisté míry státní podpora využití olejnatých rostlin k technickým účelům.

1.2.3 Zpracování olejovin pro energetické účely

Výtěžnost oleje ze semen rostliny je dána jejím zpracováním. Zpravidla u decentralizované výroby, je k tomuto účelu využívána technologie lisování za studena, která se provádí v případě měkkých semen (řepka, slunečnice, len, atd.) pomocí šnekových lisů. Tento proces je charakteristický teplotou v průběhu lisování do 40°C, a tedy i nízkou energetickou náročností, ale také nižší výtěžností oleje. Při přesažení teploty lisování za studena vznikají fosfolipidy, které nemají dobrý vliv na další zpracování oleje.

Běžně je uváděno, např. že z řepkového semene (obsah vlhkosti v semenu do 8%) vzniká při lisování za studena až 2/3 pokrutin (výlisků) a 1/3 oleje, i když řepka obsahuje více jak 40% hm. oleje. Je to způsobeno omezením této technologie, kdy cca 8 až 15% hm. oleje z celkového obsahu zůstává v pokrutinách. Tedy v součtu lze tímto způsobem z jednoho ha získat kolem 1100 l oleje. Vzniklé pokrutiny obsahující především bílkoviny a zmíněné zbytky oleje, jsou často využívány jako krmivo pro dobytek. Avšak lze je pro jejich dobrou

výchřevnost cca 17 MJ/kg a nízký obsah chlóru využít i jako palivo v kotlích, nebo jako vsázku do fermentačních věží. Výhodné je také použití řepkové slámy (výchřevnost 15 až 17,5 MJ/kg) k energetickým účelům. Slámy vzniká přibližně 1,7 t na 1 t semene. Ovšem, běžně je tato sláma zaorávána k podpoře a zvýšení humusu v orné půdě.

Po vylisování obsahuje olej nečistoty v podobě zbytku pokrutin popřípadě i vody, proto je nutné požit několikanásobnou sedimentaci a filtraci. Tedy v souhrnu zahrnuje výroba rostlinného oleje za studena lisování, filtraci a popřípadě i odkalení. Celková energetická náročnost tohoto procesu je uváděna 3% z celkové energie v oleji.

Technologie lisování za studena šnekovými lisami je pro svoji jednoduchost a prostorovou nenáročnost často využívána zemědělci k výrobě rostlinného oleje, jako paliva pro pohon zemědělské techniky. Hlavní kritérium k porovnání olejových lisů je jejich výkonnostní kapacita, která se u malých zařízení pohybuje od cca 10 kg semen za hodinu. V průmyslových aplikacích jsou běžně využívány lisování s výkonnostní kapacitou od 120kg až po 10 tun za hodinu. Pro větší výtěžnost oleje lze využít i extrudéry, kdy jsou pokrutiny znovu lisovány ale za vyšší teploty (120 až 180 °C) a tlaku (3 až 12 MPa).

Ve velkých centrálních průmyslových lisovnách oleje je využívána tzv. extrakce. Tato technologie odděluje olej z rozdrčených semen pomocí organických rozpouštědel. Celkový zbytek oleje v extrakčním šrotu se pohybuje od 1 až do 2 % hm. Touto metodou vzroste výtěžek oleje, ale také vzroste energetická náročnost zařízení. Je to dáno nutností odstranění organických rozpouštědel ze vzniklého roztoku. Celkově je tato metoda mnohem složitější a náročnější než lisování za studena. V případě výroby MEŘO je postup následující: lisování, filtrace, esterifikace, čištění, destilace a kondicionování. V součtu je třeba na tuto technologii vynaložit cca 17% energetického obsahu z vyrobeného paliva.

1.2.4 Rostlinné oleje jako palivo pro spalovací motory

Rostlinný olej (RO) má určité vlastnosti podobné naftě. Této skutečnosti si povšiml i Rudolph Diesel, který se zmiňuje, v patentovém dokumentu z roku 1907, o možnosti použití rostlinného oleje jako paliva v jím navrženém motoru. Ovšem první motor, určený konkrétně pro spalování rostlinného oleje byl zkonstruován Ludwigem Elsbettem až v roce 1977. Důvod, proč nelze spalovat surový RO ve všech běžných vznětových motorech, je jeho vysoká viskozita a vyšší povrchová napjatost, která zabraňuje dobrému rozprášení kapiček paliva. Dále se také rostlinný olej liší od motorové nafty cetanovým číslem, bodem tuhnutí, vyšší měrnou hustotou, teplotou vzplanutí a malou oxidační stabilitou.

Podstatné výhody řepkového oleje spočívají v nízkém obsahu síry a snadné biologické odbouratelnosti. Ve srovnání s MEŘO je také důležité zdůraznit neagresivnost rostlinného oleje vůči palivovému systému a součástí motoru vůbec. Pro lepší představu je v Tab. 5 znázorněno porovnání řepkového oleje, MEŘO a motorové nafty. V našich zeměpisných šířkách je nejvhodnější plodinou k výrobě rostlinného oleje jako paliva řepka. Důvodem je jak vyšší výnosnost semene na hektar, vůči slunečnici (cca 2,1 t/ha), tak i vyšší oxidační stálost řepkového oleje.

Dnes se můžeme setkat i s použitím přefiltrovaného potravinářského RO původem z restaurátství. U těchto olejů je třeba pečlivě sledovat jejich stav. V případě že dojde při „fritování“ k přepálení RO nastává jeho degradace. Tyto znehodnocené oleje působí na motor negativně zejména vysokou karbonizací, tvorbou kalů, laků a pryskyřic.

Tab. 5 Porovnání paliv: RO, MEŘO a nafty. [6]

palivo	rostlinný olej	MEŘO	nafta
výhřevnost MJ/l	35,1	32,7	35,9
viskozita cSt při 20°C	78,7	19	3,08
viskozita cSt při 70°C	7	5	3,2 (při 40°C)
cetanové číslo pro 70°C ca	45	48	51,5
bod tuhnutí °C	-18 až 0	-7	-12 až 0
rozdíl ve spotřebě vůči naftě	+/- 2%	+10%	0
kvalita emisí (+,0,-)	+	+	0
potřeba chemikálií při výrobě	ne	ano	ano
agresivnost paliva vůči součástkám motoru	ne	ano	ne
ohrožení vodních zdrojů	Ne (pozn.1)	Ano (pozn.3)	Ano (pozn.3)
obsah síry	<0,001	<0,02	0,035

Pozn. 1: Nebezpečný pouze ve velmi vysokém množství z důvodu zamezení přístupu kyslíku. Žádný stupeň ohrožení, během 21 dnů z 95 % odbouratelný.

Pozn. 2: I v malých množstvích ohrožuje vodní zdroje, stupeň ohrožení 1.

Pozn. 3: Stupeň ohrožení 2.

Typy motorů pro spalování rostlinného oleje lze dělit do dvou skupin. První jsou motory speciální konstrukce navržené přímo pro spalování RO, zde je zástupcem např. Elsbettův duotermální motor. „Elsbettův systém spočívá na takovém principu spalování, kdy průběh radikálního štěpení a následného detonačního hoření probíhá v konkávním pístu, který právě v jeho vnitřní sféře umožňuje vytvoření horké zóny, vhodné pro radikálové štěpení triglyceridů nenasycených kyselin: olejové, linolové a linoleové. K úspěšnému spalovacímu procesu přispívá i upravený a modifikovaný vstřikovací systém se samočisticí kuželovou tryskou.“[6] Elsbettův systém nabízí specializované firmy jako možnost přestavby u vhodných typů vznětových motorů.

Do druhé skupiny spadá tzv. duální palivový systém. Ten spočívá ve způsobu snížení vlivu viskozity na rozstřík a mísení paliva ve spalovacím prostoru motoru. Charakteristickým rysem je zařízení pro ohřev RO a dvě palivové nádrže. První nádrž obsahuje rostlinný olej, kterému je v palivovém systému, pomocí ohříváče, zvednuta teplota na 70 až 80°C, následkem je snížení jeho viskozity. Poté je RO stlačen palivovým čerpadlem a přes vstřikovací systém rozstříknut ve spalovacím prostoru. I když má RO teplotu 90°C, jsou jeho kapičky po rozstříknutí o 80% větší jako v případě nafty. Aby došlo k lepšímu spalování, je motor provozován ze studeného stavu na naftu obsaženou v druhé nádrži. Po zahřátí na provozní teplotu se palivový trakt za pomoci řídicího systému automaticky přepne na RO. Palivový systém na straně RO obsahuje jak filtry RO, tak i předfiltr umístěný před ohříváčem. Běžně jsou ohříváče v provedení elektrickém nebo jako výměník, kde je využíváno k ohřevu vody chladicího okruhu.

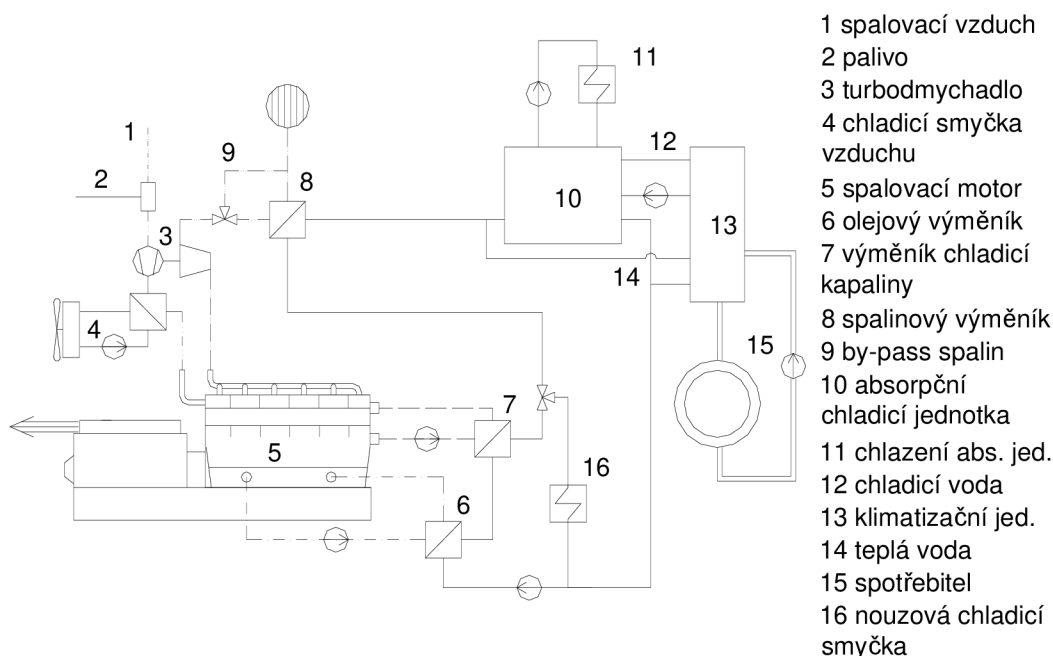
Nepříznivý faktor RO je oxidace, kdy dochází k tvoření zákalu a degradaci oleje. Do jisté míry se dá tento nepříznivý jev snížit aditivami, které potlačují oxidaci, snižují povrchové napětí a bod tuhnutí oleje. Ovšem, aby se předcházelo zanesení palivového systému je lépe před

doběhem motoru přepnout na naftu. Na chod a bezporuchovost motorů, s použitím RO, má také vliv jejich provozní stav. Nepříliš vhodný je stav bez zatížení a na volnoběžné otáčky. V těchto případech hrozí průnik RO do motorového oleje, kde způsobuje jeho degradaci. Tento aspekt vede k častější kontrole a zejména výměně motorového oleje. Z těchto důvodů jsou přestavby doporučovány zejména u dopravních prostředků provozovaných na dlouhou vzdálenost (kamiony, dálkové autobusy, lokomotivy) a u stacionárních motorů (kogenerační jednotky, energetické centrály).

1.3 Trigenerace

Zvyšující se požadavky na tepelný komfort bydlení a stále nové technologie s nutností dodržování stabilní teploty okolí, mají za následek masové rozšiřování klimatizačních jednotek. Tyto jednotky je možné dělit podle prostředí použití na konformní (zdravotně hygienické) a technologické (průmyslové), kde oba typy klimatizací dosahují požadovaného mikroklimatu ohřevem nebo ochlazováním vzduchu. Právě teplo a chlad jsou v těchto systémech žádaným artiklem. [24]

Princip chlazení je založený na prvním zákonu termodynamiky, který říká, že teplo samovolně přechází z tělesa o teplotě vyšší (chlazená látka) na těleso o teplotě nižší (pracovní látka). K výrobě chladu převládá u klimatizačních jednotek kompresorové chlazení, které pracuje na stejném principu jako konvekční lednice. Vstupní energií pro pohon kompresoru je v tomto případě elektrina. Ovšem, zde začínáme narážet na globální problém, který nastává v případě spuštění velkého množství těchto klimatizačních jednotek současně. Impulzem pro tento stav jsou dny s vyšší venkovní teplotou. V tomto případě hrozí vysoké zatížení elektrifikační sítě vlivem nadměrného zvýšení příkonu kompresorových chlazení, v krajním případě může nastat až totální kolaps el. sítě.

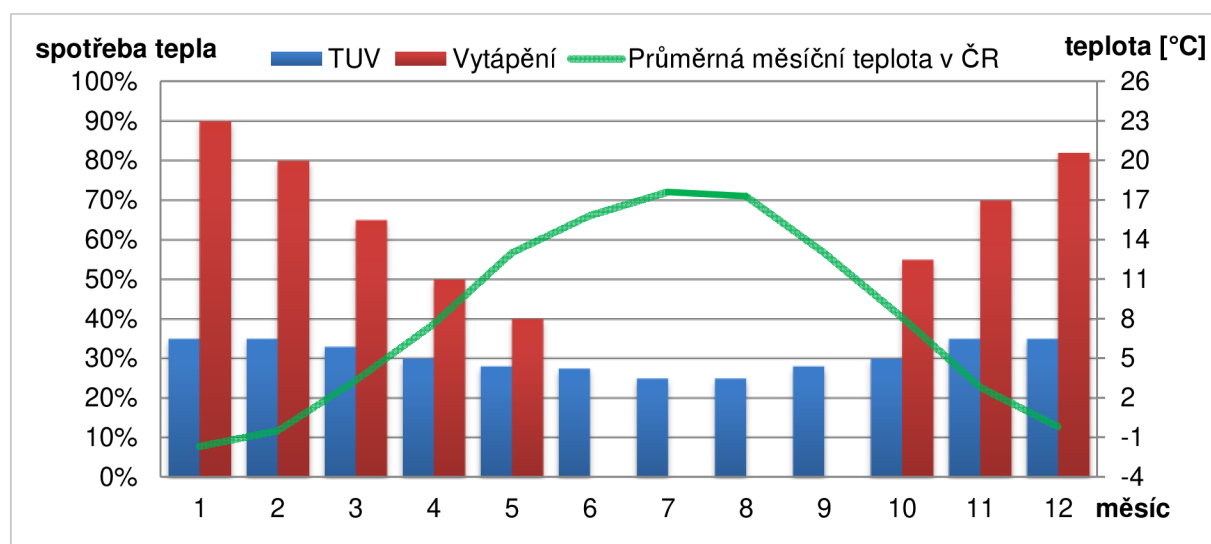


Obr. 1.7 Zapojení trigenerační a klimatizační jednotky.

Jistým řešením je snížit zatížení el. sítě od klimatizačních jednotek je volbou způsobu ohřevu a chlazení s nižším elektrickým příkonem. Toto kritérium splňuje tzv. absorpční chladicí systém, kdy není ke kompresi chladiva použito běžného mechanického kompresoru ale tzv.

termo-chemického kompresoru. V tomto případě je hlavní vstupní energií teplo a nikoliv elektřina. Zde se vyloženě nabízí použití kogenerace k zmiňované produkci tepla, které lze pomocí absorpčního chlazení transformovat na chlad, ten je možné následně použít v klimatizaci. Toto provedení obsahuje tři hlavní výhody, a tedy snížení zatížení el. sítě v parných letních dnech, zvýšení doby nasazení kogenerační jednotky v průběhu roku a také následné zvýšení úspory primárního paliva. Na Obr. 1.7 je znázorněno zapojení trigenerační jednotky v součinnosti s klimatizační jednotkou.

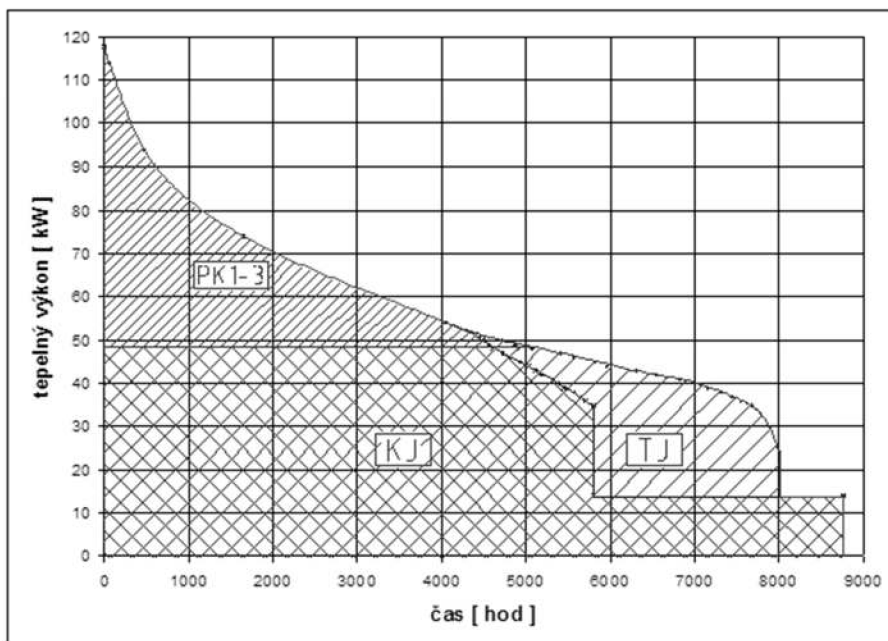
Využití jak kogenerační tak i trigenerační jednotky, pro dosažení tepelné pohody v komerčních a nekomerčních budovách, závislí výhradně na vnitřním a vnějším tepelném zisku. Zisk z okolí je ovlivňován intenzitou slunečního záření. Ta je závislá na čase, zeměpisných souřadnicích a nadmořské výšce. V našich podmínkách s rostoucí nadmořskou výškou, klesá venkovní teplota průměrně o 0,6 °C na 100 m. Specifická průměrná roční teplota vzduchu je přitom 8°C, kdy nejteplejšími měsíci jsou červen a srpen a naopak nejstudenějšími leden, popřípadě únor. Tyto skutečnosti se odrážejí na délce otopné sezóny a potřebném množství tepla, popřípadě chladu. Na Obr. 1.8 je znázorněn příklad potřeby tepla k vytápění a ohřevu teplé užitkové vody (TUV) v měsíčním diagramu. Pro názornost závislosti potřeb tepla na venkovní teplotě je v diagramu zanesena křivka průměrné měsíční teploty venkovního vzduchu v ČR.



Obr. 1.8 Měsíční diagram potřeby tepla. [7,8]

Topná sezona trvá průměrně 230 až 240 dní, ovšem zbylých více jak 120 dní je teplo v případě kogenerace, opomeneme-li ohřev TUV, nevyužito. Zařazení Absorpční jednotky do kogenerační soustavy pomáhá tuto bilanci vylepšit. V případě výroby chladu je třeba brát na vědomí jak vnější tepelné zisky tak i vnitřní. Ty v otopné sezoně produkci tepla k vytápění snižují avšak v letních měsících, použijeme-li k výrobě chladu absorpční jednotku, je tomu naopak. Nejvýraznější vnitřní tepelné zisky jsou citelné v administrativních budovách. Zde je hlavním parametrem tohoto aspektu personální obsazenost na jednotku plochy. V tomto případě je nejvyšší přírůstek tepla (více jak 60%) od výpočetní techniky. Venkovní tepelné zisky budov jsou závislé zejména na intenzitě slunečního záření a propustnosti stěn. Nejméně vhodné z hlediska teplého období jsou velké skleněné plochy, avšak s tímto se lze vypořádat vhodnou pasivní ochranou, jako jsou např. různé stínění, venkovní žaluzie. V úvahu je třeba brát také akumulaci tepla do zdiva, která probíhá v průběhu dne a vybíjí se v noci. V součtu všech aspektů lze, v našich podmínkách trigenerací zvýšit potřebu tepla o cca 30 a více dní.

Vliv Trigenerační technologie na potřebu tepla lze znázornit pomocí ročního tepelného diagramu (Obr. 1.9), kdy je pro vytápění a ohřev TUV využito KJ se spalovacím motorem. Z obrázku je zřejmé nízké využití tepla v letní sezóně (pouze TUV), naopak aby bylo možné použít KJ v průběhu roku s co největším nasazením, je pro krytí tepelných špiček použit spalovací kotel (označení PK 1-3). Označená plocha diagramu zkratkou TJ znázorňuje zvýšení produkce tepla k výrobě chladu pro případ spojení KJ s absorpční jednotkou v letních měsících.



Obr. 1.9 Roční diagram potřeby tepla. [11]

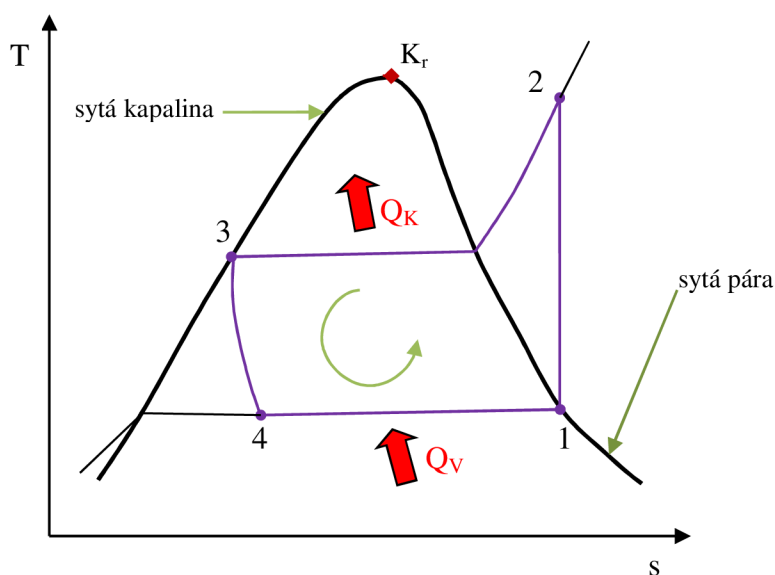
Denní potřeba tepla, obdobně jako je tomu u roční potřeby, není konstantní a reagovat na její zvýšenou poptávku změnou výkonu KJ je nevýhodné. K tomuto účelu slouží akumulátory tepla, pomocí kterých lze účinně vykrývat i větší denní tepelné výkyvy. V podstatě existují dva možné způsoby provozu KJ z hlediska pokrytí poptávky tepla. V první z nich zabezpečuje KJ konstantní dodávku tepla, tedy jedná se o nepřetržitý provoz. Tento způsob je využíván např. pro krytí spotřeby TUV. Druhá možnost, která je charakteristická zejména u KJ s pístovým spalovacím motorem, se nazývá přerušovaný provoz. Způsob činnosti KJ je omezen na intervaly odstávek, tedy jednotka pracuje např. v 6, 8 nebo 12 hodinovém režimu. Zde je v průběhu provozu zabezpečena dodávka tepla do sítě, a zbytkovým teplem je nabíjen tep. akumulátor. Po odstávce KJ se akumulátor dle potřeby vybíjí. Schopnost tepelného zásobníku udržet teplo se pohybuje, dle typu, od několika dní až po několik měsíců (tzv. sezónní zásobníky tepla). Ovšem tyto zásobníky jsou zatíženy tepelnými ztrátami, tedy zhoršují celkovou energetickou bilanci systému.

Doposud byla zmíněna problematika řízení tepelné pohody v budovách pomocí TJ popř. KJ. Další způsob upotřebení těchto jednotek jsou technologické účely v průmyslu. Zde je často požadována dodávka tepla v technologické páře, teplé vodě ale i v podobě chladu, který je využíván např. při skladování potravin. V těchto provozech se jeví použití TJ jako velmi výhodné, a to z důvodu vcelku rovnoměrné poptávky po chladu i teple.

1.4 Absorpční chlazení

Obecně principem strojních chlazení je využití latentního tepla látek za různých tlaků. Tedy hlavní pojmy, které spojují všechna chladicí zařízení v této skupině, jsou kondenzace, vypařování, změna tlaku a periodicky se opakující levotočivý tepelný oběh (Obr. 1.9), pomocí kterého lze všechny tyto děje popsat. Právě způsobem změny tlaku mezi bodem 1 a 2 v obrázku se od sebe jednotlivé druhy strojního chlazení liší. V případě, že je této změny docíleno pomocí stlačení chladiva v mechanickém kompresoru, se jedná jak již název napovídá, o kompresorové chlazení. Ovšem pokud chladivo stlačíme sorpčním způsobem v tzv. termo-chemickém kompresoru, využíváme sorpční chlazení. To je dále členěno dle skupenství sorpční látky na adsorpční (pevná látka) a absorpční (kapalná látka). Adsorpční chladicí systém využívá k chodu, tepla o nízké úrovni (od 50°C), avšak není pro svoji nižší účinnost příliš rozšířený. Naopak stále častěji se můžeme setkat s absorpčním chlazením.

Princip tzv. Termo-chemického kompresoru spočívá ve využití vhodné kapalně látky (absorbentu), s dobrou schopností pohlcování par chladiva při nízkém tlaku. Jakmile jsou páry chladiva pohlceny absorbentem, je poměrně snadné zvýšit tlak tohoto nasyceného roztoku pomocí čerpadla. Po dosažení požadované tlakové úrovně se bohatý roztok (absorbent + chladivo) nachází ve vysokotlaké části, kde je chladivo v desorbéru při dodání tepla z roztoku vypuzováno. Chladivo má tedy vyšší tlak i teplotu a pokračuje do kondenzátoru. Po odevzdání kondenzačního tepla proudí skrze škrtecí ventil do nízkotlaké části obsahující výparník, kde se za přijímání výparného tepla mění v páru. Mezi tím chudý roztok s minimálním obsahem chladiva proudí přes redukční ventil zpět do absorbéru, kde jsou znovu za odvodu tepla pohlcovány páry chladiva absorbentem. Celý postup se poté opakuje. Jak je z textu zřejmé, pro chod zařízení je třeba jak teplo, tak i elektřina k zajištění práce čerpadla. Ovšem spotřeba elektrické energie (cca 5% z celkového výkonu) není tak markantní jak je tomu u kompresorového chlazení. Avšak tento klad je vykoupěn vyššími investičními náklady a rozměry, vůči zmiňovanému kompresorovému systému chlazení.



Obr. 1.10 Ideální T-s diagram strojního chlazení [24]

Okamžitý chladicí výkon lze do jisté míry regulovat množstvím dodaného tepla absorbentu. Protože se zvýšením teploty absorbentu klesá jeho schopnost rozpouštět v sobě plyny

chladiwa. Naopak s klesající teplotou schopnost absorpce roste a tedy pokud je třeba páru z absorbentu vypudit, musíme zajistit odvod tepla. [24]

Roztok využívaný v AJ se nazývá pracovní dvojicí, která je označovaná v pořadí chladivo/absorbent. Nejčastěji se využívají dvě, a to:

- čpavek/voda ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)
- voda/bromid lithný ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$)

Historicky první pracovní dvojicí využívanou v absorpčních jednotkách je $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, která se pro své dobré vlastnosti z hlediska chlazení používá do dnes. Čpavek má nižší výparné teplo než voda, a to přibližně o polovinu (rozdíl teploty varu obou látek je 135°C), proto je k chlazení nutné větší množství obíhajícího roztoku. Značnou nevýhodou je možné vznikání vodní páry při varu čpavkového roztoku v desorbéru a jejich následný únik do oběhu, což snižuje účinnost chlazení. Tomuto jevu se dá zamezit vhodným konstrukčním řešením. Další nevýhodou je nutnost přetlaku v pracovním okruhu, vzhledem ke které je třeba počítat s možnými úniky amoniaku. Tato skutečnost vzhledem k vlastnostem jako jsou toxicita, hořlavost, popř. i výbušnost amoniaku, znamená jisté ohrožení okolí. Důležitá je rovněž agresivita čpavku vůči běžným barevným kovům, hlavně mědi. Ale i přes svoje nevýhody je tato pracovní dvojice hojně využívána, a to především pro dosažení chladící teploty hluboko pod bodem mrazu (-60°C). [24]

Velice dobrou látkou je roztok vody a LiBr. Uplatnění nachází zejména v oblasti klimatizační techniky. A to zejména z důvodu, že se jedná o velmi čistou, netoxickou a životnímu prostředí nikterak nebezpečnou pracovní látku bez zápachu, je zřejmé její přednostní použití v domácích aplikacích. Pracovní okruhy s LiBr pracují vždy v podtlaku, který dále umocňuje ochranu okolí proti případnému úniku látky. Samotný LiBr je pevnou látkou získávanou z mořské vody a tedy je dobře rozpustný ve vodě. Nevýhody jsou agresivita LiBr vůči hliníku a jeho krystalizace na otápených plochách. Pomocí pracovní látky $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ je dosahováno teplot od 4°C výše. Dále v textu je uvažováno využití právě této pracovní dvojice. [24]

Absorpční chlazení lze rozdělit dle získávání tepla desorbéru na přímé, nepřímé a kombinované. Kdy u přímého způsobu je zdroj tepla umístěn přímo v AJ. Nejčastěji se jedná o hořák na zemní plyn, bioplyn nebo LTO atd. kdy je teplo získáváno ze vzniklých spalin. Tyto jednotky mohou pracovat i v modu kotle, kdy je teplo využito např. pro vytápění. Přímý způsob se vyskytuje výhradně u centralizovaného zásobování chladem. Naopak druhý způsob je využíván hlavně u decentralizované výroby, kdy teplo dodáváme z odděleného zdroje. Podoba dodávaného tepla je v teplé vodě, páře a spalinách. Tedy lze využívat různých zdrojů, jako jsou např. solární a geotermální energie, odpadní teplo při výrobě elektřiny atd. Poslední typ, tedy „kombinovaný“, může být napájen teplem jak z externího zdroje, tak i pomocí vlastního hořáku. Právě kombinovaný a nepřímý typ AJ je možné využít v trigeneraci.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{chl}}}{E} \quad [-] \quad (2)$$

Dalším rozdělením absorpčních jednotek dle použité teploty v desorbéru je na jednostupňové, dvoustupňové a třístupňové. V této práci jsou popsány první dva typy, které jsou v komerční sféře dostupnější. Aby bylo možné jednotlivé tyto typy ale i ostatní chlazení mezi sebou porovnávat, byl zaveden tzv. chladící faktor COP (coefficient of performance), kterým lze

vyjádřit účinnost chladicího systému. Obecně je formulován jako poměr chladicího výkonu Q_{ch} k dodané energii do systému P (viz. rovnice 2).

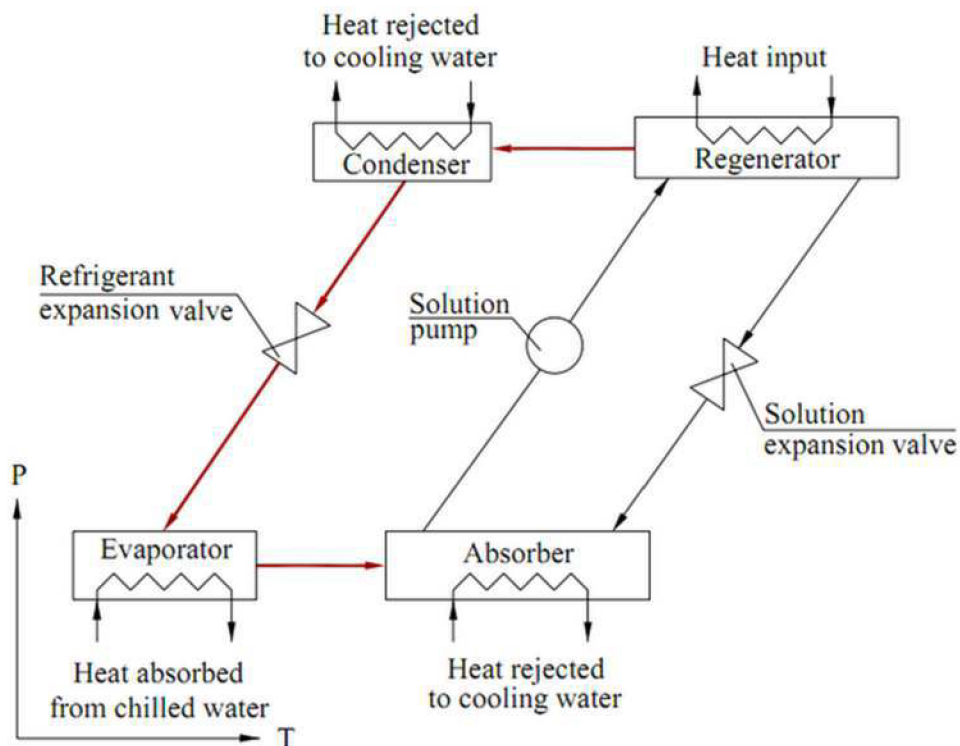
1.4.1 Jednostupňové absorpční chlazení

Jednodušším zařízením ze skupiny absorpčních jednotek je právě jednostupňové. Které se skládá ze základních součástí: kondenzátoru, expanzního ventilu, absorbéru, čerpadla a desorbéru.

Na Obr. 1.11 je znázorněno zapojení jednotlivých komponent oběhu umístěných v diagramu závislosti tlaku a teploty. Aby nedocházelo k zbytečnému maření tepla v chladicí věži absorbéru, lze zařadit mezi větve chudého a bohatého roztoku tepelný výměník.

Pro příklad jsou zde uvedeny skutečné hodnoty parametrů dosahované jednostupňovými absorpčními jednotkami firmy Broad Group. Tedy v tomto případě je ohřev bohatého roztoku realizován teplou vodou cca $100^{\circ}\text{C}/90^{\circ}\text{C}$, spalinami $300^{\circ}\text{C}/130^{\circ}\text{C}$ nebo párou o tlaku 0,1 MPa.

Teplota chlazené vody je závislá na výkonovém zatížení zařízení, které se pohybuje od cca 5% až do 115%. Nejnižší dosažitelné hodnoty chlazené vody při maximálním výkonu jsou $5^{\circ}\text{C}/10^{\circ}\text{C}$. Kde běžné provozní teploty mají hodnotu $7^{\circ}\text{C}/14^{\circ}\text{C}$. Chladicí voda vzduchového chladiče absorbéru a kondenzátoru se pohybuje kolem teploty $37^{\circ}\text{C}/30^{\circ}\text{C}$. Výsledná hodnota COP pro použití páry a spalin je cca 0,79, v případě teplé vody 0,76. Tyto hodnoty se mění v závislost na požadované teplotě chlazené vody, chladicí vody a výkonovém zatížení. Jednostupňové AJ jsou používány z hlediska získávání tepla spíše pro nepřímé systémy.

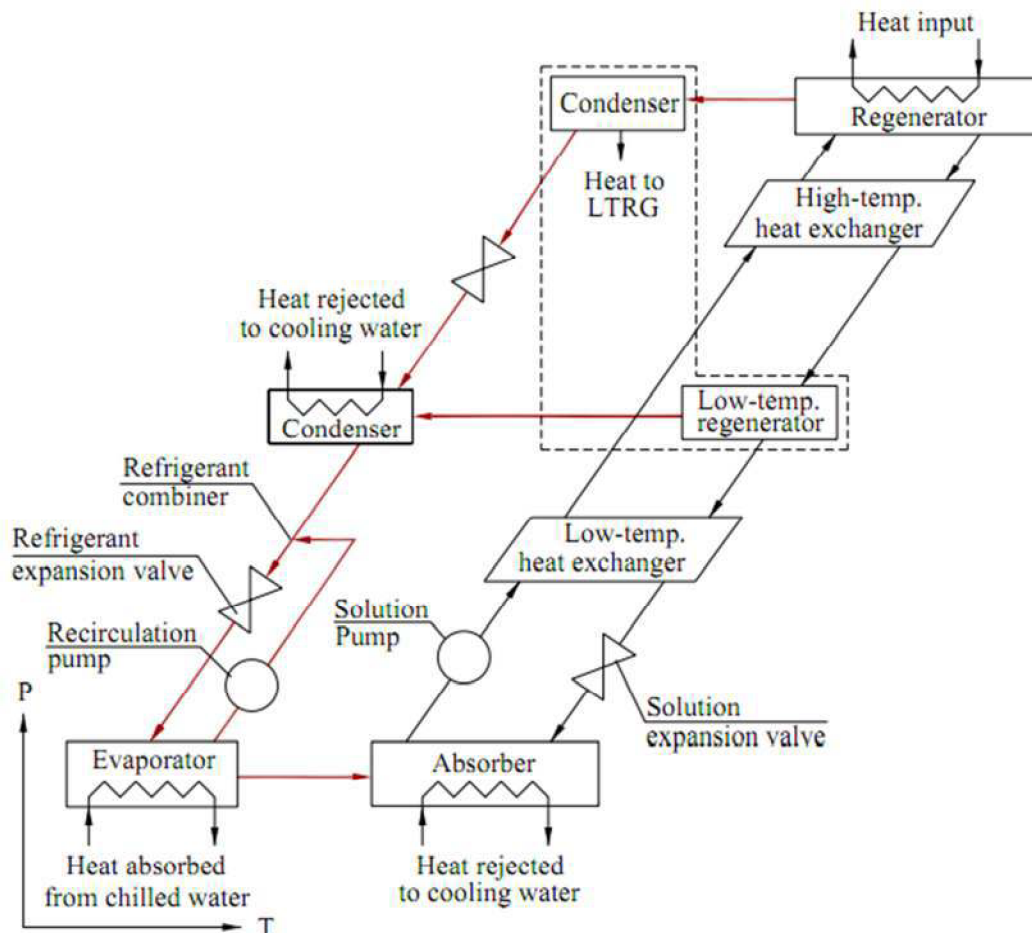


Obr. 1.11 Schéma jednostupňového absorpčního chlazení.[10]

1.4.2 Dvoustupňové absorpční chlazení

Pro vyšší hodnotu COP jsou užívány vícestupňové jednotky. Nejběžněji se ve Světě můžeme setkat právě s dvojstupňovými absorpčními jednotkami. V zásadě tyto zařízení pracují na stejném principu jako jednostupňové AJ, ovšem rozdíl spočívá v přidání tzv. vysokoteplotního desorbéru.

Jak již název „vysokoteplotní desorbéru“ napovídá, pro ohřev pracovní dvojice v tomto zařízení bude vyžadována vyšší teplota, ale také vyšší tlak. Zvýšení účinnosti spočívá ve využití větší části kondenzačního tepla chladiva, z vysokoteplotního desorbéru, pro ohřev bohatého roztoku v nízkoteplotním desorbéru. Tato úprava přibližně zdvojnásobí celkovou hodnotu COP. Ovšem aby tomu tak bylo, je nutné zvýšit také množství dodaného tepla. V případě páry stoupnou parametry z 0,1 MPa, jako tomu bylo u jednostupňové jednotky, na 0,6 nebo 0,8 MPa. U horké vody se dostáváme na teploty 180°C/165°C a v případě spalin je třeba zvýšit teplotu 500°C/160°C. Chladicí faktor této varianty pro jednotky Broad je 1,41. Ostatní parametry jsou obdobné jako u jednostupňové jednotky. V Obr. 1.12 je znázorněno dvoustupňové chlazení s přibližným umístěním komponent v jednotlivých polohách, s odpovídajícím tlakem a teplotou, obdobně jako je tomu v Obr. 1.11. Dvoustupňové jednotky jsou využívány ve všech zmíněných způsobech z hlediska dodávání tepla desorbéru, tedy jak v nepřímých tak i přímých a kombinovaných.



Obr. 1.12 Schéma dvoustupňového absorpčního chlazení.[10]

2. SPOJENÍ SPALOVACÍHO MOTORU S ABSORPČNÍ JEDNOTKOU

Obecně je možné provést spojení předávacím uzlem mezi spalovacím motorem a AJ několika způsoby, v závislosti na požadavku formy dodávaného tepla. Absorpční jednotky jsou běžně provedeny z hlediska teplotosné látky jako parní, vodní nebo spalinové. Tedy přenos tepla do AJ můžeme provést jak pomocí jednoho média (spaliny) tak i dvou (spaliny/voda, pára) či tří médií (např. spaliny/olej → olej/pára). Teplotosné látky určené k těmto účelům, musí splňovat několik hlavních parametrů: dobrá tepelná kapacita, chemická stálost za vyšších teplot, snadná čerpatelnost, dostupnost, přijatelná cena, ekologičnost, vysoká teplota vzplanutí, anti-korozivnost atd. Vzhledem k tomu, že neexistuje ideální teplotosná látka, jsou obecně voleny látky takové, které splňují jistý kompromis mezi jednotlivými parametry. Jako nejvhodnější teplotosné látky jsou běžně používány kapaliny a nasycené páry. Méně vhodné, a to zejména pro svojí nízkou tepelnou kapacitu, jsou plyny a přehřáté páry. Nejčastěji používaným teplotosným médiem je voda, pára, olej, případně i vzduch.

2.1 Typy teplotosného média

Organické médium, kterým je nejčastěji minerální či syntetický olej, se využívá především v aplikacích s vyšší teplotou (až do cca 300°C) a nízkým tlakem, kde nelze použít vodu či vodní páru. Tepelná kapacita tohoto média, je oproti vodě cca poloviční. Mezi značné nevýhody oleje patří náchylnost na přehřátí, při kterém dochází ke krakování a následně ke snižování životnosti a bodu vzplanutí oleje. To je způsobeno uvolněním hořlavých plynů, jako jsou metan a vodík. Při stárnutí a degradaci oleje vznikají i koksové úsady, které je nutné eliminovat pomocí filtrů. Nevýhodou je také mnohonásobně vyšší viskozita vzhledem k vodě, a to především za nízkých teplot. Jako klad je třeba zmínit antikoroziční účinky olejů vůči kovovým povrchům. Pokud jsou oleje použity jako teplotosné médium je nutné vzhledem k jejich hořlavosti dodržovat přísné protipožární předpisy. Stejně tak je nutné vybudovat ochranné bariéry pro případ havárie s následnou hrozbou úniku oleje do životního prostředí. Všechny zmíněná hlediska a také cena, staví oleje do méně používaných médií.

S vodou jako teplotosným médiem se oproti oleji a páře setkáme nejčastěji. Nachází použití zejména v teplovodech určených k vytápění a ohřevu TUV. Spotřebitel v tomto případě odebírá teplo určené rozdílem teplot na vstupu a výstupu ze spotřebiče. Z hlediska tepelné kapacity ($4,18 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) lze vodu považovat za ideální médium. Ovšem je třeba brát v potaz vlastnost vody pohlcovat plyny a obsah minerálních solí ve vodě rozpuštěných. Zvýšená koncentrace solí způsobuje zasolení neboli také vznik vodního kamene, kdežto rozpuštěné plyny (CO_2 , O_2 , atd.) jsou nejčastějším původcem koroze. Z těchto důvodů je nutné pro energetické účely vodu chemicky upravovat popř. odplyňovat, což zvyšuje provozní a pořizovací náklady energetického zařízení. Značnou výhodou je nestlačitelnost vody, což pozitivně ovlivňuje čerpací práci.

Vodní pára je využívána jak pro účely vytápění, tak i různé technologické procesy. Oproti vodě není získané teplo spotřebitelem závislé na rozdílu teplot, ale na kondenzačním teple páry. Tedy v závislosti na potřebě odběratele je pára regulována na konstantní tlak. Po zkondenzování páry je neznečištěný kondenzát odváděn zpět ke zdroji potrubím, které má mnohem menší průměr a to až o 2/3 průřezu. Z důvodu kyslíkové koroze musí být kondenzační potrubí vyrobeno z nerezové oceli. Značnou výhodou vzhledem k nízké měrné hmotnosti páry je malý rozdíl tlaků i při relativně větším dopravním výškám. Vzhledem k této skutečnosti, není k dopravě páry třeba oběhového čerpadla.

2.2 Výměníky tepla

Zařízení sloužící k cílenému přenosu tepelné energie z jedné teplonosné látky do jiné, dle druhého zákona termodynamiky, lze nazvat tepelný výměník. Tyto zařízení zahrnují širokou skupinu a lze je nalézt v mnoha nejrůznějších systémech, aniž bychom si to uvědomovali. Podle účelu a především děje, který ve výměníku probíhá, je můžeme dělit na kondenzátory, výparníky, chladiče, ohříváky, regenerační výměníky atd. Dalším poměrně běžným dělením je dle způsobu přenosu tepla, tedy zda dochází ke kontaktu mezi médii atd.

Výměníky dělíme na:

- Rekuperační- média jsou oddělené pevnou nepropustnou stěnou, a nepřichází do styku.
- Regenerační- dochází k periodickému střídání průtoku ohřívaného a ochlazovaného média ve vymezeném prostoru.
- Kontaktní- média spolu přichází na určitý čas do styku bez chemické reakce a poté jsou od sebe oddělena.
- Směšovací- média se v určitém místě smísí a dále pokračují jako směs.

Nejčastěji používaný typem výměníků je rekuperační. Do této skupiny spadá především trubkový a deskový výměník. Z hlediska proudění je nejobvyklejší protiproudé provedení, kdy dochází k lepšímu teplotnímu rozložení jak u provedení souproudeho.

2.2.1 Trubkový výměník

U výměníků tohoto typu dochází k výměně tepla mezi trubkovým a mezi-trubkovým prostorem. Trubkový prostor se skládá běžně z trubek, nebo trubky, kruhového průřezu, avšak lze se setkat i s průřezy jiných tvarů, jako je například ovál, čtverec atd. Pro zmenšení rozměrových parametrů trubkových výměníků je možné použít nejrůznější způsoby zvětšení plochy trubky jak ze strany trubkového tak i mezi-trubkového prostoru. K tomuto účelu slouží různé vestavby a tvarovaná žebra. Trubkové výměníky lze dle provedení dělit na výměníky:

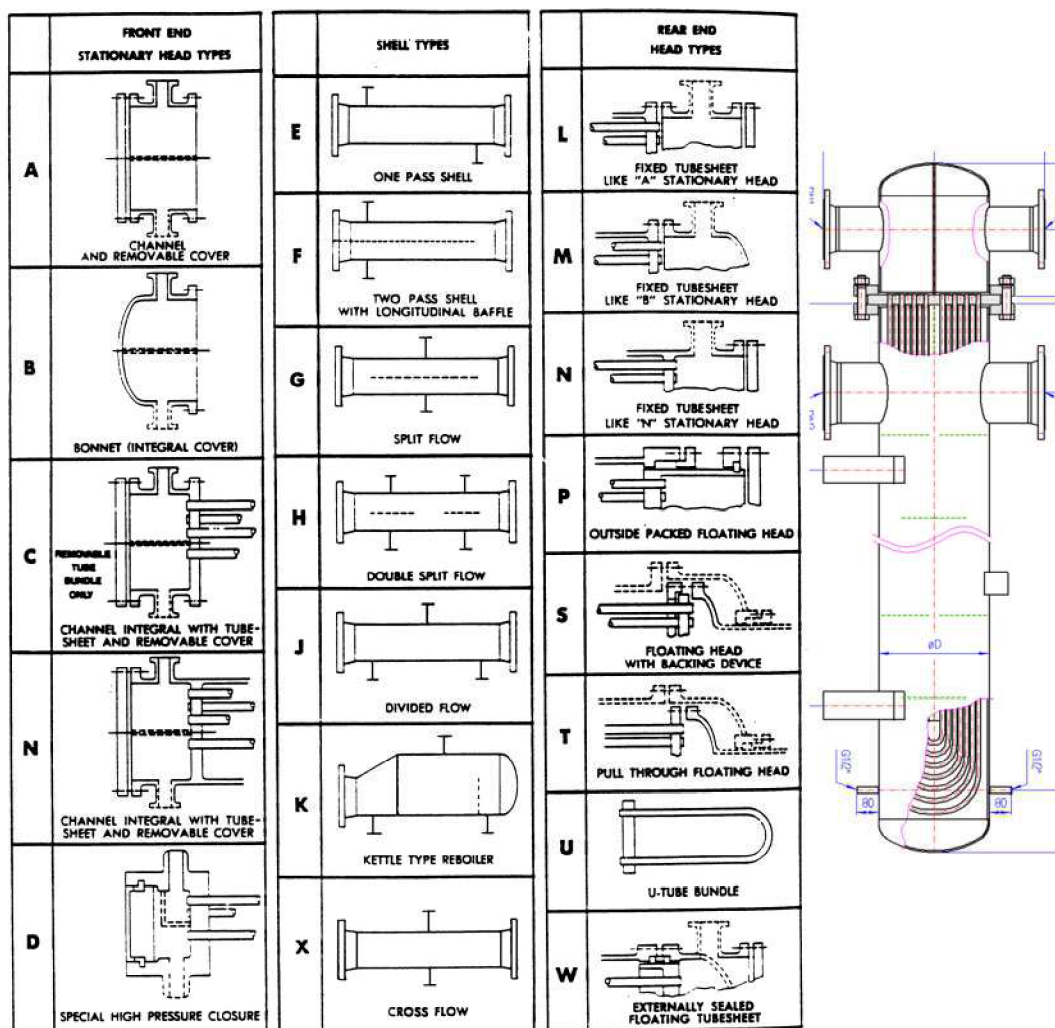
- S tvarovanými trubkami
- S přímými trubkami
 - Trubka v trubce
 - Trubka v plášti

Provedení s tvarovými trubkami reprezentují různě sestavené trubky s osou ve tvaru šroubovic, spirál atd. umístěných v plášti.

Výměníky provedené trubka v trubce patří mezi nejjednodušší zařízení ve zmiňované kategorii. Vyskytují se v provedení rozebíratelném a nerozebíratelném, které je určeno výhradně pro čistá tepelná média.

Vůbec nejčastěji používaným výměníkem je trubkový s pláštěm, kdy je hlavní konstrukce tvořena svazkem trubek umístěným v plášti válcovitého tvaru. Tyto výměníky jsou vyráběny v mnoha různých provedení, v závislosti na uspořádání vtokových a výtokových hrdel, trubek, konstrukci zachycení rozdílných tepelných dilatací trubek a pláště atd. Základní standardizované kombinace jednotlivých provedení jsou znázorněny na Obr. 2.1. Tento typ výměníku je obvykle opatřen přepážkami, které plní dvě základní funkce. A tedy aretaci

trubek s následkem snížení jejich ohybu a chvění, ale především usměrňují tok média, který je cíleně měněn na křížové proudění pro zvýšení intenzity přenosu tepla. Ovšem následkem zařazení přepážek jsou vyšší tlakové ztráty.



Obr. 2.1 Schéma možného provedení výměníku trubky v plášti dle TEMA. [21]

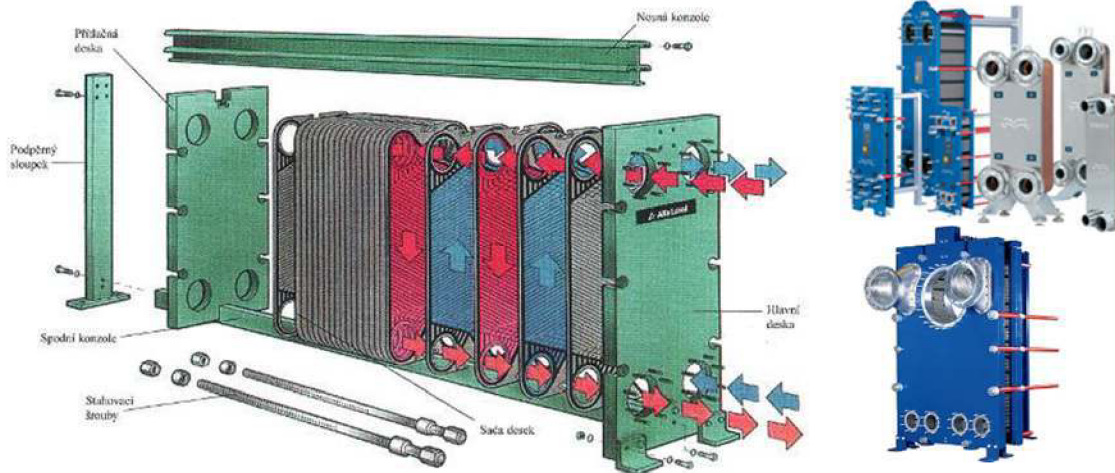
Trubkové výměníky se vyznačují dobrou teplotní a tlakovou odolností a přijatelnou cenou, ovšem nevýhodami jsou malá kompaktnost a vysoká hmotnost. Pro případ provedení trubek s malým průměrem, ve kterých proudí špinavé médium je nutno očekávat zanášení s následkem ucpání trubek svazku.

2.2.2 Deskový výměník

Tento typ výměníku je charakteristický v řadě za sebou položenými deskami, které jsou opatřeny tvarovými prolisy pro vytvoření turbulencí teplotnosného média a pro zvětšení teplotnosné plochy. Teplotnosná látka, jak je zřejmé z Obr. 2.2, proudí mezi jednotlivými deskami malé tloušťky, čímž je teplo mezi látkami předáváno především konvektivně.

Deskové výměníky mohou být děleny na rozebíratelné a nerozebíratelné. Nerozebíratelné výměníky se vyskytují obvykle v provedení pájeném nebo svařovaném, které lze použít i v případě agresivního teplotnosného média. Pro deskové výměníky je jednoznačnou výhodou vyšší výkon na jednotku plochy, tedy nízká hmotnost a malé rozměry, které jsou pro stejné

výkony cca 5 krát menší jak u trubkových výměníků. Avšak klady jsou kompenzovány vyšší cenou a náročností technologií výroby.



Obr. 2.2 Funkce a příklady deskových výměníků. [15]

2.3 Studie možných spojení absorpční a kogenerační jednotky

Jak z výše uvedeného textu vyplývá, lze propojení jednotek umožnit několika způsoby. Jeden z hlavních faktorů, který se týká rozhodnutí provedení možného spojení, je typ kogenerační a absorpční jednotky. Kogenerační jednotka je v našem případě opatřena vznětovým spalovacím motorem, tedy využitelné teplo má jak nízké tak i vysoké parametry. Hlavním zdrojem nízkopotenciálního tepla je zde chladicí okruh motoru, u jednotek vyšších výkonů je často navíc přiřazen chladicí okruh oleje, popřípadě i chlazení stlačeného vzduchu za turbodmychadlem.

Absorpční jednotka, tedy možný spotřebič tepla, je pro naše účely volena jedno nebo dvou stupňová. Pro jednostupňové jednotky, které se vyznačují chladicím faktorem cca 0,7, není třeba dodávat teplo s vysokými parametry. Pro tento účel postačí teplá voda (cca 95°C/85°C), či nízkotlaká pára (0,1 MPa). U dvojestupňových jednotek jsou požadavky vyšší. Lze je zásobovat, jak v případě jednostupňové jednotky, párou tak i horkou vodou, ovšem s vyššími parametry. Kdy je u vody třeba dosáhnout teplot 180°C/165°C a pára je požadována s tlakem 0,6 nebo 0,8 MPa. Tyto aspekty jsou limitující při možném dalším návrhu spojení jednotek.

Dalším limitujícím kritériem, je spotřeba tepla spotřebitelem. V tomto případě uvažujeme teplo k ohřevu TUV a vytápění. Spotřebu užitkové vody lze klasifikovat ve většině případů jako stálou bez větších dlouhodobých výkyvů, tedy můžeme říci, že se jedná o konstantní odběr tepla. V případě vytápění je tomu jinak, v podstatě se jedná o nepřímou úměru vůči spotřebě chladu. Avšak v jistých aplikacích trigenerace, jako je například použití klimatizační jednotky pro zabezpečení mikroklimatu v administrativní budově, jejíž součástí je např. serverovna, se využívá chlad i teplo současně.

Pro navržení předávacího uzlu tepla, kogenerační a absorpčních jednotky zmiňovaných typů, lze využít především teplo spalin. Kdežto teplo chladicího okruhu bloku motoru má vzhledem k nízkému potenciálu v našem případě u dvojestupňové AJ nízkou možnost upotřebení. Můžeme jej použít např. k předehřevu vratné vody z AJ na teplotu 90°C. Druhou možností je oddělení spalinového a okruhového výměníku, tedy teplo spalin slouží k dodání tepelného příkonu AJ a teplo chladicího okruhu k ohřevu TUV či případnému vytápění.

3. TECHNICKÉ ŘEŠENÍ SPALINOVÝCH VÝMĚNÍKŮ

Pro návrh zásobování absorpčních jednotek teplem, je u jednostupňového absorpčního stroje uvažovaná dodávka tepla v teplé vodě nebo páře. Avšak vzhledem k malé využitelnosti nízkotlaké páry v jiných aplikacích nebudeme parní typ pro návrh výměníku spaliny/pára (0,1 MPa) uvažovat. U dvoustupňových absorpčních strojů bude proveden naopak návrh pouze pro parní typ s tlakem páry 0,6 MPa.

Tab. 6 Technická specifikace AJ napájenou teplou vodou. [19]

Model BDH	m.j.	20	30	50	75	100
Chladicí výkon						
Výkon	kW	209	302	512	767	1023
	10 ⁴ kcal/h	18	26	44	66	88
Chlazená voda 7/12°C vysoký průtok (A)						
Průtok	m ³ /h	36	52	88	123	176
Tlaková ztráta	kPa	40	40	40	40	40
Chlazená voda 7/14°C nízký průtok (B)						
Průtok	m ³ /h	25,2	37	62,9	94,2	125
Tlaková ztráta	kPa	25	25	25	25	25
Chladicí voda 37/30°C						
Průtok	m ³ /h	59,5	83,8	146	218	291
Tlaková ztráta	kPa	50	50	50	60	60
Rozměry						
Délka	mm	2515	3500	4700	5000	5000
Šířka	mm	1000	1000	1000	1200	1300
Výška	mm	2220	2200	2200	2500	2500
Průtok topné vody	m ³ /h	24,6	46,8	60	90	120
El. spotřeba	kW	2,5	2,5	2,5	5,3	5,7
Hmotnost roztoku	t	0,7	1,0	1,7	2,2	2,4
Převážná hmotnost	t	3,5	4,8	6,5	8,5	10,5
Provozní hmotnost	t	4	5,6	7	9,5	11,5

Pozn.: Pro chladicí výkon 100% je počítáno s teplotou teplé vody 98/88°C.

Pro návrhové výpočty v této práci byly zvoleny nejnižší výkonové průmyslové absorpční jednotky společnosti Broad, s chladicím výkonem 209 kW_{ch} u vodního jednostupňové typu BDH20 (Tab. 6), a 233 kW_{ch} u parní dvoustupňové jednotky BS20 (Tab. 7). Pozn.: celkové technické parametry jsou uvedeny v příloze 2.

Jako zdroj tepla je vybrána kogenerační jednotka, provozovaná v laboratořích energetického ústavu. Palivem KJ je rostlinný olej a dosažitelný elektrický výkon až 170 kW_e. Tato KJ je vyrobena Německou firmou SEVA a.s. a má typové označení SEV-DE170P (technické parametry viz příloha 1). Teplo obsažené ve spalinách dosahuje, dle hodnoty výstupní teploty výfukových plynů, přibližně 90 kW_t.

Ovšem když vezme v potaz použití spalinového výměníku k zásobování teplem jednotky BDH20 s výkonem 209 kW_{ch} a chladicím faktorem 0,76, je po dosazení do rovnice (2) zřejmé, že musíme absorpční jednotce dodat alespoň 275 kW_t. Tento tepelný příkon je vzhledem k malému tepelnému výkonu zmiňované kogenerační jednotky nedosažitelný. Tedy bylo nutno připustit jistou výkonovou úpravu, a to následující: když porovnáme katalogové data absorpční jednotky lze konstatovat, že se parametry tepelného příkonu mění přímo

úměrně k změně chladicího výkonu. Pro zde zmiňovaný návrh výměníku spaliny/voda KJ SEV-DE170P je použita fiktivní AJ s chladicím výkonem sníženým na jednu třetinu chladicího výkonu jednotky BDH20. Celkový chladicí výkon této pomyslné AJ je tedy 69,7 kW_{ch} a tepelný příkon 91,7 kW_t. Tyto parametry jsou již pomocí KJ dosažitelné.

Tab. 7 Technická specifikace AJ napájenou párou. [19]

Model	BS	m.j.	20	30	50	75	100				
Tlak páry	MPa	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6
Chladicí výkon											
Výkon	kW	233	233	349	349	582	582	872	872	1163	1163
Chlazená voda											
Průtok	m ³ /h	28,6	28,6	54	54	71,4	71,4	107	107	143	143
Tlaková ztráta	kPa	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Chladicí voda											
Průtok	m ³ /h	48,8	48,8	72	72	122	122	183	183	244	244
Tlaková ztráta	kPa	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Pára											
Max. spotřeba	kg/h	251	252	403	405	628	629	941	944	1255	1259
Rozměry											
Délka	mm	N/A	N/A	N/A	N/A	5000	5000				
Šířka	mm	N/A	N/A	N/A	N/A	1790	2050				
Výška	mm	N/A	N/A	N/A	N/A	2500	2500				
El. spotřeba	kW	1,7	1,4	4,3	4,6	6,8					
Provozní hmotnost	t	4,5	5,9	8,5	10	13					

U dvoustupňové AJ je pro návrh výměníku spaliny/pára využít maximální možný tepelný potenciál přípustný pro daný typ výměníku. Poté bude pomocí vzorce pro výpočet chladicího faktoru (2) dopočten výsledný chladicí výkon, který je předpokládán, vzhledem k většímu chladicímu faktoru, vyšší jak u jedноступňové AJ.

3.1 Výměník spaliny/voda

Výpočet tohoto typu výměníku je proveden dle zdroje [16].

3.1.1 Popis a předpoklady zvoleného výměníku

V kapitole 3.1 budeme uvažovat výpočet výměníku se svazkem trubek v plášti s jednofázovou výměnou tepla. Na teplé straně jsou teplotně nosnou látkou spaliny, které budou proudit v trubkovém svazku. V mezi-trubkovém prostoru (MP) bude protékat chladné médium, kterým je voda. Do MP budou také umístěny přepážky pro zintenzivnění přestupu tepla.

Trubkový svazek bude proveden do U ohybu, čímž předejdeme problémům s případnými tepelnými dilatacemi, tedy nebude třeba tepelného kompenzátoru. Pokud by jsme použili značení popisovaného výměníku dle TEMA (Obr. 2.1), bude popsán písmeny BEU.

3.1.2 Základní výpočtové vztahy určující geometrii výměníku

Z pohledu zadání technických parametrů počítaného výměníku jsme vázáni především teplotami a průtoky teplé vody a spalin. Tedy pro případ, že neuvažujeme možné tepelné ztráty výměníku, musí platit rovnost tepelného výkonu spalin a vody dle rovnice (3), kdy index 1 a 2 značí teplou a studenou stranu výměníku.

$$Q_1 = Q_2 = Q \quad (3)$$

Když rovnici rozepíšeme pomocí známých hmotnostních průtoků (m_1, m_2), teplot (T_{11}, T_{21} - vstup, T_{12}, T_{22} -výstup) a středních hodnot tepelných kapacit proudících látek (c_{p1}, c_{p2}) dostáváme následující vztah (4).

$$Q = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{11} - T_{12}) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_{22} - T_{21}) \quad (4)$$

Zahrnutím měrné entalpie látek (i_1, i_2) za příslušných teplot do vztahu (4) dostáváme vztah (5).

$$Q = m_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) = m_2 \cdot (i_{22} - i_{21}) \quad (5)$$

Pomocí rovnic (3),(4) nebo (5) vypočteme požadovaný výkon, který musí odpovídat výsledku rovnice (6) pro celkový výkon výměníku. Tato rovnice závisí na rozměrových parametrech, které zastupuje celková plocha výměny tepla A , dále na součiniteli prostupu tepla k a středním teplotním rozdílu $\overline{\Delta T}$.

$$Q = A \cdot k \cdot \overline{\Delta T} \quad (6)$$

Vzhledem k zahrnutí kombinovaného proudění do středního teplotního rozdílu dostáváme poměrně složitý výpočtový vztah (7), který zahrnuje i plochu A . Součástí vzorce jsou také substituční faktory x_2, x_3 a x_4 vyjádřené vztahy (8),(9) a (10).

$$\overline{\Delta T} = \frac{(T_{11} - T_{12}) \cdot (2 - 2 \cdot e^{x_2}) \cdot x_3}{[e^{x_2} \cdot (1 + x_3 + x_4) - (1 - x_3 + x_4)] \cdot x_2} \quad (7)$$

$$x_2 = \frac{A \cdot k \cdot x_3}{m_1 \cdot c_{p1}} \quad (8)$$

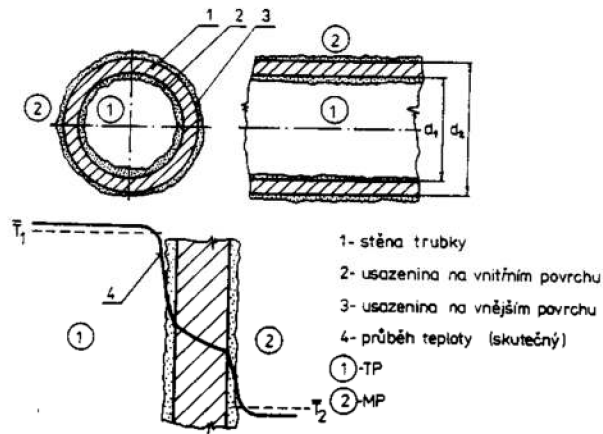
$$x_3 = \sqrt{1 + x_4^2} \quad (9)$$

$$x_4 = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}} \quad (10)$$

Součinitel prostupu tepla trubkou k je v případě, že neuvažujeme zanášení teplosměnných ploch, vyjádřen následujícím vztahem. Geometrické parametry zde zastupují vnější a vnitřní průměry trubek d_2 a d_1 .

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_t} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (11)$$

Přestup tepla nucenou konvekcí na vnějším a vnitřním povrchu trubkového svazku výměníku je určen pomocí součinitelů prostupu tepla α_2 a α_1 . Vedení tepla stěnou je zahrnuto skrze součinitele tepelné vodivosti materiálu stěny trubky λ_t . Grafické znázornění průběhu teploty ve stěně trubky a jejím okolí je vyobrazeno v Obr. 3.1.



Obr. 3.1 Znárodnění rozložení teplot v trubce a jejím okolí. [16]

K výpočtu součinitelů prostupu tepla je použito Nusseltova kritéria Nu , které vyjadřuje podobnost mezi konvekcí a vedením v mezní vrstvě. Kde L zastupuje charakteristický rozměr a $y_{1,...,n}$, zastupuje zohlednění podmínek a vlastností proudění v mezi-trubkovém či trubkovém prostoru (TP).

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_t} \quad (12)$$

$$Nu = f(Re, Pr, y_1, y_2, \dots, y_n) \quad (13)$$

Dalšími podobnostními čísly důležitými pro výpočet součinitele prostupu tepla jsou Reynoldsovo Re a Prandtlovo Pr . Kde poměr lokálních setrvačných a třecích sil vyjadřuje právě Reynoldsovo kritérium. Prandtlovo číslo vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při přenosu tepla.[16] V rovnicích vystupuje rychlost tekutiny w , kinematická a dynamická viskozita ν a η , součinitel tepelné vodivosti tekutiny λ .

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad (14)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (15)$$

Pomocí zde zmíněných rovnic lze vypočíst u daného výměníku celkovou plochu, potřebnou k předání požadovaného výkonu. Zvolením počtu trubek n a rozměrů trubky, jako jsou d_1 , d_2 lze z plochy A vyjádřit celkovou délku trubkového svazku l_s .

3.1.3 Základní výpočtové vztahy tlakových ztráty výměníku

Tato kapitola se zabývá teoretickým vztahy pro výpočet tlakových ztrát výměníku typu trubkového svazku v plášti, s jedno-segmentovým systémem přepážek. Tlakové ztráty lze rozdělit na:

- Ztráty v trubkovém prostoru
- Ztráty v mezi-trubkovém prostoru

Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

Změna tlaku na výstupu z trubky je způsobena třením a místními odpory, kterými mohou být např. nátokové hrany, ohyby atd. Tedy výsledná tlaková změna v TP je dána následujícím vztahem, kdy Δp_{tl} vyjadřuje třecí ztráty a Δp_{ml} místní ztráty.

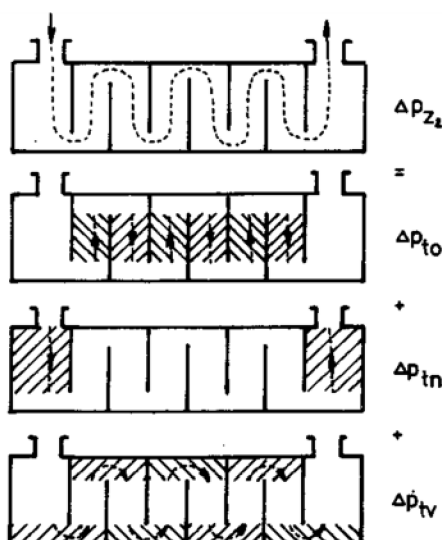
$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \quad (16)$$

Třecí tlakové ztráty trubek kruhového průřezu jsou dány následujícím vztahem, kde λ_{11} vyjadřuje ztrátový součinitel, ρ_1 hustotu protékané tekutiny, n_{ch1} počet chodů trubek. Korekční součinitele z_1, z_2 zohledňují délku výměníku a změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě s ohledem na směr tepelného toku. Ztrátový součinitel je dle typu proudění závislý na relativní drsnosti potrubí a Reynoldsově čísle (pro $Re > 2320$) nebo pouze na Re (pro $Re \leq 2320$).

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \cdot n_{ch1} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad (17)$$

Místní tlakové ztráty jsou u daného typu výměníku způsobeny ztrátou na vstupu a výstupu tepelného média ξ_{11} . Dále také prouděním tekutiny v ohybech ξ_{12} . Ztráty vstupního a výstupního hrdla se do výpočtu nezahrnují.

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{ch1} + \xi_{12} \cdot (n_{ch1} - 1)] \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \quad (18)$$



Obr. 3.2 Tlakové ztráty v mezi-trubkovém prostoru. [16]

Tlakové ztráty v mezi-trubkovém prostoru

Pro tento typ ztrát platí rovněž rovnice (16), avšak vzhledem k tomu, že jediné místní ztráty náleží hrdlům, která do výpočtu nezahrnujeme, jsou místní ztráty rovny nule. Třecí ztráty jsou pro různý charakter proudění děleny na části viz. Obr. 3.2.

Tedy zjednodušený tvar rovnice tlakových ztrát v MP vypadá následovně:

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} \quad (19)$$

Kde Δp_{to} zastupuje tlakové ztráty při příčném obtékání trubek v opřepázkovaném prostoru svazku a Δp_{tn} v neopřepázkovaném prostoru svazku. Tlakové ztráty ve zbylém MP, a to v oblastech seříznutých přepážek, kde dochází k příčnému i podélnému proudění, jsou označovány Δp_{tv} .

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp}(n_p - 1) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad (20)$$

Ve vzorci pro Δp_{to} zastupuje n_{rp} počet řad trubek ve výřezu přepážky a n_p počet přepážek. Koeficienty z_2, z_3, z_4 zahrnují změnu látkových vlastností v mezní vrstvě a vliv obtokových a zkratových proudů. Ztrátový součinitel příčného obtékání trubek je dán funkcí zahrnující Re , rozteč trubek t_t , vnější poloměr trubek d_2 a způsob uspořádání trubek.

Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek, jsou dány následujícím vztahem, který navíc zahrnuje počet řad trubek ve výřezu ovlivněných příčným prouděním n_{rv} a koeficient z_5 zahrnující vliv velikosti neopřepážkovaného prostoru.

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \quad (21)$$

$$n_{rv} = \frac{0,8}{t_{t2}} \cdot \left(\frac{D_1 + D_s'}{2} - h_p \right) \quad (22)$$

Kde t_{t2} reprezentuje rozteč trubek ve vertikální rovině, D_1 vnitřní poloměr pláště výměníku, D_s' průměr trubkového svazku vztažený na nejbližší trubku při plášti.

Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek, zahrnující i otočení proudu, je pro případ proudění při $Re > 100$ dáno vztahem:

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot [(2 + 0,6 \cdot n_{rv})] \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2v}^2}{2} \cdot z_4 \quad (23)$$

Kde w_{2v} zastupuje rychlost vztaženou k střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů S_{2Z} a S_{vZ} . Následně n_{tv} vyjadřuje počet trubek ve výřezu přepážky.

$$w_{2v} = \frac{m_2}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ} \cdot \rho_2}} \quad (24)$$

$$S_{2Z} = (s_{tS} + \Sigma s_{tt}) \cdot (t_p - s_p) \quad (25)$$

Kde s_{tS} vyjadřuje rozdíl vnitřního průměru pláště a trubkového svazku. Rozměr s_p zastupuje tloušťku plechu přepážky a Σs_{tt} vyjadřuje délku průtočného kanálu ve svazku. Samotné s_{tt} zastupuje rozměr mezery trubek ve vodorovné rovině.

$$\Sigma s_{tt} = \frac{2 \cdot (D_s - d_2)}{t_{t1}} \cdot s_{tt} \quad (26)$$

Následujícím vztahem je do výpočtu zahrnut průtočný průřez zaplněného prostoru S_{vZ} ve výřezu přepážky. V rovnici vystupuje n_{tv} , tedy počet trubek ve výřezu přepážky, dále S_{vN} průřez výřezu přepážky, kde φ_{vp} zastupuje úhel výřezu přepážky.

$$S_{vZ} = S_{vN} \cdot n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad (27)$$

$$S_{vN} = \left(\frac{\varphi_{vp}}{360} \cdot \frac{\sin \varphi_{vp}}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \quad (28)$$

3.1.4 Vypočet rozměrů

Zdroj požadovaných parametrů výměníku je uveden na začátku kapitoly 3. Hlavní zadané parametry jsou vyneseny v Tab. 8.

Tab. 8 Vstupní parametry výměníku spaliny/voda.

		vstup/výstup	jednotky
MP		voda	
teplota	t_{21}/t_{22}	88/98	°C
průtok	V_{H_2O}	8,2	m ³ /h
TP		spaliny	
teplota	t_{11}/t_{12}	470/160	°C
Průtok (vlhké)	V_{sp}	795	m _n ³ /h

Tepelná bilance

Pro vyjádření tepelné bilance dle vztahu (4) je třeba určit měrné entalpie spalin a vody na vstupu a výstupu. Hodnoty pro vodu lze získat z termo. tabulek. V případě teplé strany budeme muset entalpii určit ze známého prvkového složení spalin (Tab. 9) a měrných entalpií jednotlivých obsažených prvků (Tab. 10). Tabulka (Tab. 9) také obsahuje výpočet hustoty spalin ρ_{sp} , dle následujícího vzorce, kde X_i zastupuje poměrnou hmotnost prvku, ρ_{sli} hustotu prvku a ρ_{psli} poměrnou hustotu prvku. V tabulce jsou také uvedeny dynamické viskozity η_{315} , η_{204} a poměrné dynamické viskozity jednotlivých prvků η_{p315} , η_{p204} při teplotách 315°C a 204°C, za účelem určit dynamické viskozity spalin za požadovaných teplot, které budou použity při výpočtech v TP. Postup viskozit je obdobný jako v případě hustoty spalin.

$$\Sigma \rho_{sp} = \sum_{i=1}^4 \frac{X_i \cdot \rho_{sli}}{100} = \frac{7,2 \cdot 1,9768}{100} + \dots = 1,3179 \frac{kg}{m_{sp}^3} \quad (29)$$

Tab. 9 Prvkové složení a hustota spalin.

i	prvek	X_i [hm.%]	ρ_{sli} [kg/m ³]	ρ_{psli} [kg/m ³]	$\eta_{315} \cdot 10^{-5}$ [Pa·s]	$\eta_{204} \cdot 10^{-5}$ [Pa·s]	$\eta_{p315} \cdot 10^{-5}$ [Pa·s]	$\eta_{p204} \cdot 10^{-5}$ [Pa·s]
1	CO ₂	7,2	1,9768	0,1423	2,65E-05	2,24E-05	0,2860	0,2420
2	H ₂ O	2,6	0,8040	0,0209	2,09E-05	1,63E-05	0,0334	0,0259
3	N ₂	75,2	1,2505	0,9404	2,85E-05	2,48E-05	2,0400	1,7700
4	O ₂	15	1,4289	0,2143	3,38E-05	2,92E-05	0,5490	0,4750
Σ	-	100	-	1,3179	-	-	2,9084	2,5129

Tab. 10 Prvkové měrné entalpie za jednotlivých teplot

	t [°C]	100	200	300	400	500	600	700
i [kJ/m ³]	CO ₂	170	357,5	558,9	772	994,4	1225	1462
	H ₂ O	150,5	304,5	462,6	626,3	795,1	968,8	1149
	N ₂	130	260,7	393,3	528,4	666,1	807,2	951,2
	O ₂	131,7	267	406,8	550,9	698,7	849,9	1003
	Ar	93,07	186	278,8	371,7	464,7	557,3	650,2

V následující tabulce jsou zaznamenány vypočtené měrné entalpie jednotlivých prvků spalin a celková měrná entalpie spalin za jednotlivých teplot. Příklad výpočtu je znázorněn níže.

$$\Sigma i_{sp(100^\circ C)} = \sum_{i=1}^4 \frac{X_i \cdot i_{prvek100^\circ C}}{100} = \frac{7,2 \cdot 170}{100} + \dots = 133,5 \frac{kJ}{m_{sp}^3} \quad (30)$$

Tab. 11 Měrná entalpie spalín za jednotlivých teplot

	n	1	2	3	4	5	6	7
	t [°C]	100	200	300	400	500	600	700
i[kJ/m _{sp} ³]	CO ₂	12,1	25,4	39,7	54,8	70,6	87,0	103,8
	H ₂ O	3,9	7,9	12,0	16,3	20,7	25,2	29,9
	N ₂	97,8	196,0	295,8	397,4	500,9	607,0	715,3
	O ₂	19,8	40,1	61,0	82,6	104,8	127,5	150,5
	Σ	133,5	269,4	408,5	551,1	697,0	846,7	999,4

Z $\Sigma i_{sp}(t^{\circ}\text{C})$ lze určit požadovanou entalpii pro teplotu spalín v rozmezí od 100 až 700°C použitím numerických metod. V našem případě je výpočet proveden lineární interpolací. Příklad výpočtu pro $t_{sp}=160^{\circ}\text{C}$ je znázorněn níže.

$$i_{sp(t)} = \frac{i_{sp(n+1)} - i_{sp(n)}}{100} \cdot (t_{sp(t)} - t_{sp(n)}) + i_{sp(n)} =$$

$$= \frac{269,4 - 133,5}{100} \cdot (160 - 100) + 133,5 = 241,5 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3} \quad (31)$$

Výsledné entalpie pro teploty spalín na vstupu a výstupu výměníku jsou tedy rovny $i_{sp(160)}=241,5 \text{ kJ/m}_{sp}^3$ a $i_{sp(470)}=653,2 \text{ kJ/m}_{sp}^3$. K výpočtu potřebné entalpie vody pro teploty 88/98 °C byly odečteny z tabulek, jejich hodnoty jsou $i_{\text{H}_2\text{O}(88)}=368,6 \text{ kJ/kg}$ a $i_{\text{H}_2\text{O}(98)}=410,7 \text{ kJ/kg}$. Pro převod objemového průtoku vody na hmotnostní použijeme střední hodnotu hustoty vody mezi teplotami 88/98 °C, která je rovna $\rho_{\text{H}_2\text{Ost}}=963 \text{ kg/m}^3$.

$$Q_1 = m_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) \quad Q_2 = m_2 \cdot (i_{22} - i_{21})$$

$$= \frac{795}{3600} \cdot (653,2 - 241,5) \quad = \frac{8,2 \cdot 963}{3600} \cdot (410,7 - 368,6)$$

$$= 90,92 \text{ kW} \quad = 92,35 \text{ kW} \quad (32)$$

$$Q_1 \neq Q_2 \text{ rozdíl } 1,5\%$$

Dosazením do rovnice zachování energie (5) zjistíme, že výkon spalín a požadovaný příkon pro ohřev vody není v rovnováze. Rozdíl činí přibližně 1,5% což je vzhledem použitým interpolacím entalpií spalín a zahrnutí chyby střední hodnoty hustoty vody přijatelná hodnota, tedy pro výpočet budeme uvažovat rovnost tepelné bilance.

Geometrie TP

Výpočet a volba počtu i rozložení trubek má významný vliv na součinitel přestupu tepla a tedy následně i na celkové rozměry výměníku. V první řadě je třeba zvolit rychlost spalín v_{spv} z doporučeného rozmezí (cca 8 až 15 m/s). Nyní také musíme zvolit vnější průměr trubky d_2 a tloušťku stěny trubky t_{tr} dle normalizovaných rozměrů. Poté lze dopočítat celkový počet trubek pro zvolené parametry.

Tab. 12 Volené parametry TP spaliny/voda

zvoleno			zadáno
v_{spv} [m/s]	d_2 [mm]	t_{tr} [mm]	V_{sp} [m _n ³ /h]
10	28	2,6	795

$$n_{trv} = \frac{V_{sp}}{v_{spv} \cdot 3600} \cdot \frac{(2 \cdot 1000)^2}{\pi \cdot (d_2 - 2 \cdot t_{tr})^2} = \frac{795}{10 \cdot 3600} \cdot \frac{(2 \cdot 1000)^2}{\pi \cdot (28 - 2 \cdot 2,6)^2} = 54,09 \text{ ks} \quad (33)$$

Pro další výpočty je volen počet trubek $n_{tr}=50$ ks. Následně je třeba přepočítat rychlost spalin v TP pro zvolený počet trubek.

$$v_{sp} = \frac{V_{sp}}{n_{tr} \cdot 3600} \cdot \frac{(2 \cdot 1000)^2}{\pi \cdot (d_2 - 2 \cdot t_{tr})^2} = \frac{795}{50 \cdot 3600} \cdot \frac{(2 \cdot 1000)^2}{\pi \cdot (28 - 2 \cdot 2,6)^2} = 10,82 \frac{m}{s} \quad (34)$$

Počet trubek byl vypočten pro několik různých $\varnothing d_2$, t_{tr} , avšak zde je uvedena kombinace parametrů jevící se jako nejoptimálnější, z hlediska dalšího postupu výpočtu.

Přestup tepla z trubkového prostoru

Součinitel přestupu tepla konvekcí je závislý především na typu proudění a vlastnostech tekutiny, kterou jsou v našem případě spaliny. Dle typu proudění rozhodneme, jakou formu vztahu Nusseltova čísla použít pro výpočet α_1 .

Tab. 13 Použité proměnné pro výpočet přestupu tepla v TP

t_{sp1} [°C]	t_{sp2} [°C]	t_{v1} [°C]	t_{v2} [°C]	d_1 [m]	w_{sp} [m/s]	λ_{sp} [W/m ² ·K]	c_{psp} [J/kg·K]	ρ_{sp} [kg/m ³]	η_{sp315} ·10 ⁻⁵ [Pa·s]	η_{sp204} ·10 ⁻⁵ [Pa·s]
470	160	88	98	0,0228	10,82	0,0481	1364,7	1,3179	2,9084	2,5129

Vzhledem ke skutečnosti, že jsou spaliny plyn, lze předpokládat turbulentní proudění, tedy $Re > 2320$. Tato úvaha je ověřena níže výpočtem skutečného Reynoldsova čísla, které odpovídá hodnotě 11193, předpoklad byl tedy správný. Pro výpočet Re je použita dynamická viskozita spalin η_{sp315} střední tepot t_{ssp} 315°C. Postup výpočtu a hodnota η_{sp315} je uvedena v Tab. 9.

$$t_{ssp} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} = \frac{470 + 160}{2} = 315^\circ C \quad (35)$$

$$Re_1 = \frac{w_{sp} \cdot d_1 \cdot \rho_{sp}}{\eta_{sp315}} = \frac{10,82 \cdot 0,0228 \cdot 1,3179}{2,90842 \cdot 10^{-5}} = 11193 \quad (36)$$

Pro výpočet Nu při turbulentní proudění v TP je nejuvstíznější použití Gnielinského vztahu, který vypadá následovně. Proměnné zde vyjadřují: x_5 korelační faktor, y_1 zohledňuje vstupní úsek, y_2 korelační faktor změny vlastností kapaliny při stěně trubky. Pro výpočet Pr_{1s} je použito dynamické viskozity při teplotě stěny trubky t_{tw} .

$$Nu_1 = \frac{x_5 \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \sqrt{x_5} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \cdot (1 + y_1^{2/3}) \cdot y_2 =$$

$$= \frac{0,00381 \cdot (11193 - 1000) \cdot 0,825}{1 + 12,7 \sqrt{0,00381} \cdot (0,825^{2/3} - 1)} \cdot (1 + 0,0019^{2/3}) \cdot 1,016 = 38,5 \quad (37)$$

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log(Re_1) - 1,64)^{-2} = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log(11193) - 1,64)^{-2} = 0,00318 \quad (38)$$

$$y_1 = \frac{d_1}{l_t} = \frac{0,0228}{1,2} = 0,019; \text{ kde: } l_t \dots \text{předpokládaná délka trubky [m]} \quad (39)$$

$$y_2 = \left(\frac{Pr_1}{Pr_{1s}}\right)^{0,11} = \left(\frac{0,825}{0,713}\right)^{0,11} = 1,016 \quad (40)$$

kde: Pr_{1s} ... prantlovo číslo při stěně trubky [-]

$$Pr_1 = \frac{\eta_{sp315} \cdot c_{psp}}{\lambda_{sp}} = \frac{2,9084 \cdot 10^{-5} \cdot 1364,7}{0,0481} = 0,825 \quad (41)$$

$$Pr_{1s} = \frac{\eta_{sp204} \cdot c_{psp}}{\lambda_{sp}} = \frac{2,5129 \cdot 10^{-5} \cdot 1364,7}{0,0481} = 0,713 \quad (42)$$

$$t_{tw} = \frac{\frac{t_{sp1} + t_{s2}}{2} + \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2}}{2} = \frac{\frac{470 + 160}{2} + \frac{88 + 98}{2}}{2} = 204^\circ C \quad (43)$$

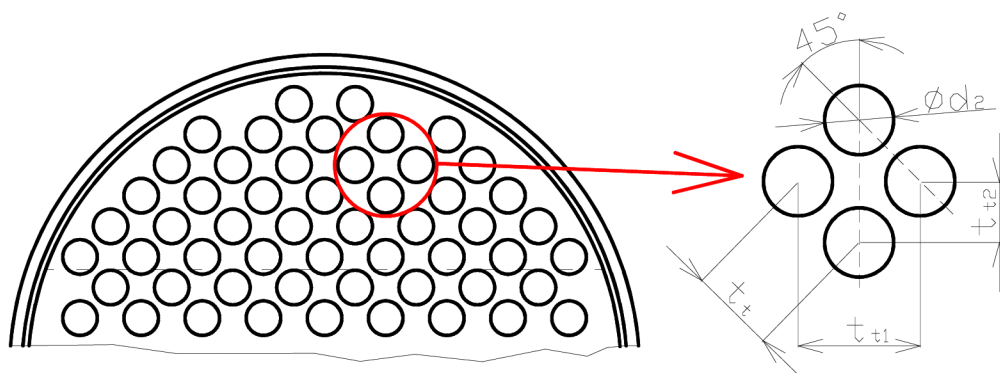
Z vypočteného Nusseltova čísla lze vyjádřit hodnotu součinitele přestupu tepla viz. níže. Předpokládaná hodnota součinitele α_1 je cca $100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, tedy výsledek přibližně předpokladu odpovídá.

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\lambda_{sp}} \Rightarrow \alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{d_1} = \frac{38,5 \cdot 0,0481}{0,0228} = 81,2 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (44)$$

Geometrie MP

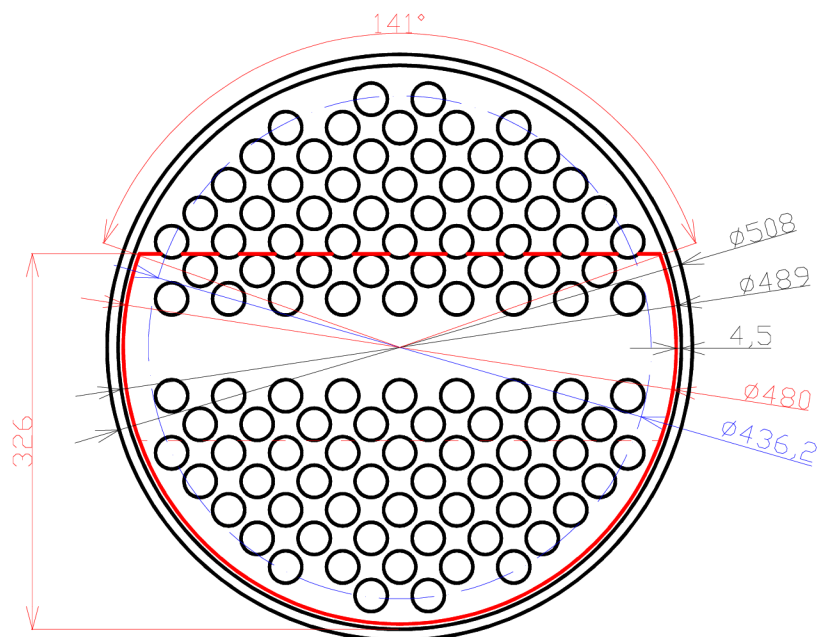
Z výpočtů pro uspořádání TP známe celkový počet trubek ve výměníku n_{tr} . Avšak k návrhu MP je třeba stanovit i další proměnné jako jsou např. uspořádání a rozteč trubek, pomocí těchto hodnot určíme průměr svazku trubek, vnitřní průměr pláště, průměr přepážek atd.

Uspořádání trubek je voleno v závislosti na převažujícím proudění, kdy v námi uvažovaném typu výměníku převažuje proudění příčné. Tedy přednostně jsou volena uspořádání 30° nebo 45° . Aby bylo možné svazek trubek čistit od usazenin, je používáno uspořádání 45° nebo 90° . Pro další výpočty je vzhledem k doporučením voleno uspořádání trubek 45° . Rozteč mezi trubek t_t je volena 35 mm, což je na hranici minimální rozteče trubek stanoveného $\varnothing d_2$. Zvolené parametry jsou znázorněny v následujícím obrázku.



Obr. 3.3 Uspořádání trubek.

Vzhledem k požadavku konstrukce trubkového svazku do tvaru U, je nutno vzít v potaz dvojnásobný počet trubek přímé části. Tedy průměr pláště musí pojmout 100 ks trubek, kdy je třeba mezi jednotlivými chody vytvořit dostatečnou rozteč, respektující minimální poloměr ohybu trubky, který je stanoven na 1,5 násobek vnějšího průměru d_2 .



Obr. 3.4 Uspořádání MP.

Skutečné rozvržení MP je znázorněno v předchozím obrázku, ve kterém můžeme vidět zakótované jednotlivé průměry, a to průměr D_1 , D_2 , D_p a D_s , kterými jsou průměr pláště vnitřní, vnější, průměr přepážky a svazku trubek. Mezera mezi D_1 a D_s je volena 4,5 mm. Průměr pláště je volen dle normalizovaných rozměrů pro podélně svařované, nerezové trubky Tr 508x9,53. V náčrtu MP je uvedena zaokrouhlená hodnota vnitřního průměru pláště D_1 z $\text{Ø} 488,94$ mm na $\text{Ø} 489$ mm. Dále jsou v Obr. 3.4 vyneseny rozměry přepážky, úhel výřezu přepážky φ_{vp} 141° a výška přepážky h_p 326 mm, stanovené dle doporučení pro h_p rovno $(1/2 \text{ až } 2/3) \cdot D_2$. V tomto případě je volena hodnota $2/3$.

Přestup tepla do mezi-trubkového prostoru

Výpočet α_2 v MP se komplikovanější jak v případě α_1 v TP, a to zejména z důvodu požadavku zařazení segmentových přepážek do MP. Pro tento případ výměníku je nutné předpokládat kombinované proudění s převažujícím příčným proudem. Tyto děje, z hlediska přestupu tepla, nejlépe popisuje následující rovnice.

$$Nu_2 = \left[0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right] \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8 \quad (45)$$

Jednotlivé proměnné vyjadřují: Nu_{lam} - zastoupení laminárního proudění, Nu_{turb} - zastoupení turbulentního proudění, $y_{2..8}$ vyjadřují korekční součinitele, které jsou detailněji popsány níže. Pokud si z rovnice (45) odmyslíme $y_{5..8}$, dostaneme ideální Nu_{2i} pro výpočet ideálního přestupu tepla v MP výměníku se segmentovými přepážkami.

$$t_{sv} = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} = \frac{88 + 98}{2} = 93^\circ C \quad (46)$$

Ve výpočtech proudových Nusseltových čísel vystupuje Pr_2 a Re_2 vztahené k tekutině v MP. Všechny termo-fyzikální veličiny jsou, pokud není stanoveno jinak, určeny střední teplotou proudu t_{sv} .

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_2} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} = 0,664 \cdot \sqrt{7059} \cdot \sqrt[3]{1,896} = 69,04 \quad (47)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2}{1 + 2,443 \cdot Re_2^{-0,1} \cdot (Pr_2^{2/3} - 1)} =$$

$$= \frac{0,037 \cdot 7059^{0,8} \cdot 1,896}{1 + 2,443 \cdot 7059^{-0,1} \cdot (1,896^{2/3} - 1)} = 54,79 \quad (48)$$

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot l \cdot \rho_v}{\eta_v} = \frac{w_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_2}{2} \cdot \rho_v}{\eta_v} = \frac{0,0506 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028}{2} \cdot 963,2}{0,000303} = 7059 \quad (49)$$

$$w_2 = \frac{\dot{V}_2}{S_{2N} \cdot \psi} = \frac{8,2}{3600 \cdot 0,09044 \cdot 0,497} = 0,0506 \frac{m}{s} \quad (50)$$

Výpočet rychlosti tekutiny MP je stanoven pro nejširší plochu výměníku mezi přepážkami, tedy v osové rovině. Tato plocha je zahrnuta v čitateli rovnice pro výpočet w_2 , kde S_{2N} zahrnuje průřez bez trubek a součinitel ψ vyjadřuje mezerovitost trubkového svazku.

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_1 = (0,190 - 0,005) \cdot 0,4889 = 0,09044 m^2 \quad (51)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4 \cdot t_t^2} = 1 - \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4 \cdot 0,035^2} = 0,497 \quad (52)$$

Kde: t_p – rozteč přepážek, s_p – tloušťka přepážky, t_t – rozteč trubek dle Obr. 3.3.

Výpočty korelačních součinitelů:

Součinitel y_2 zahrnuje vliv změny látkových vlastností v mezní vrstvě. Pro kapalinu a směr tepelného toku platí následující vztah. Kdy Pr_{2S} zastupuje Prandtlovo číslo pro kapalinu o teplotě stěny trubky t_{tw} .

$$y_2 = \left(\frac{Pr_2}{Pr_{2S}} \right)^{0,25} = \left(\frac{1,896}{0,956} \right)^{0,25} = 1,1867 \quad (53)$$

Další součinitel, kterým je y_3 , zahrnuje do výpočtu převod součinitele tepla z řady trubek na trubkový svazek. Uvedený vztah lze použít pro uspořádání trubek $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$.

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot \frac{\sqrt{2} t_t}{2 \cdot d_2}} = 1 + \frac{2}{3 \cdot \frac{\sqrt{2} \cdot 0,035}{2 \cdot 0,028}} = 1,7543 \quad (54)$$

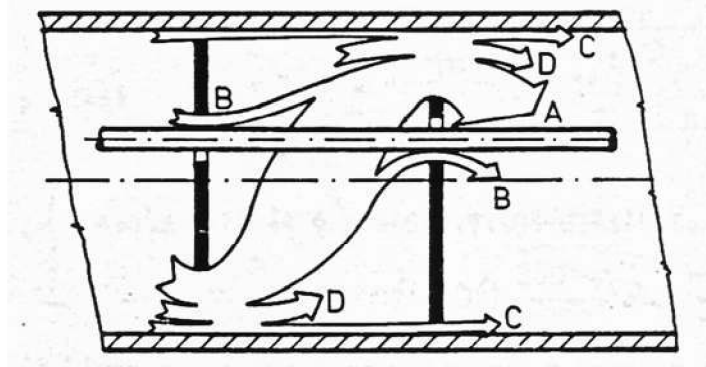
Korelační součinitel y_4 zohledňuje nepříznivý tvar profilu v proudě tekutiny při laminárním proudění. Vzhledem k vysokému Re_2 a tedy i splnění podmínce, kdy $Re_2 = 7059 > 100$, tento vliv zanedbáme a ponecháme $y_4 = 1$.

Faktor y_5 zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek za příčného proudění ve výřezu přepážky. V rovnici vystupuje celkový počet trubek n_{tr} a počet trubek ve výřezu n_{trv} , který lze stanovit z náčrtu MP v Obr. 3.4.

$$y_5 = 1 - \frac{n_{trv}}{2 \cdot n_{tr}} + 0,524 \cdot \left(\frac{n_{trv}}{2 \cdot n_{tr}} \right)^{0,32} = 1 - \frac{37}{2 \cdot 50} + 0,524 \cdot \left(\frac{37}{2 \cdot 50} \right)^{0,32} = 1,0112 \quad (55)$$

Následující součinitele y_6 a y_7 respektují vlivy proudící tekutiny mimo hlavní proud. Na Obr. 3.5 je znázorněno proudění v MP výměníku s přepážkami. Z vyobrazení je zřejmé, že hlavní proud (A) není ve všech místech MP stejný, tento jev je zapříčiněn odtrhávajícími se proudy, které si hledají cesty v mezerách přepážkového systému. Tyto proudy lze rozdělit na zkratové

mezi trubkami svazku a přepážkou (B), zkratové mezi přepážkou a pláštěm (C) a na obtokový proud mezi svazkem trubek a pláštěm výměníku (D).



Obr. 3.5 Proudění tekutiny v MP výměníku. [16]

Součinitel y_6 zahrnuje vliv zkratových proudů (B) a (C).

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}}\right) \exp\left(-1,5 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}}\right) \quad (56)$$

Kde S_{tp} je průtočný průřez mezi trubkami a dírami v přepážce. Průměr děr v přepážce d_{2p} je volen 32 mm. Plocha S_{ps} zastupuje průřez mezi přepážkou a pláštěm. Úhel výřezu přepážky φ_{vp} je závislý na výšce přepážky h_p . Poloha zakótování úhlu je vyobrazena v Obr. 3.4.

$$S_{tp} = \left(2 \cdot n_{tr} - \frac{n_{trv}}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_{2p}^2 - d_2^2)}{4} = \left(2 \cdot 50 - \frac{37}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (0,032^2 - 0,028^2)}{4} = 0,0154 \text{ m}^2 \quad (57)$$

$$S_{ps} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_p^2)}{4} \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360} = \frac{\pi \cdot (0,489^2 - 480^2)}{4} \cdot \frac{360 - 141}{360} = 0,00417 \text{ m}^2 \quad (58)$$

Průřez S_{2Z} je situován do osy výměníku a zachycuje plochu zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek. Kde je s_{ts} určeno z náčrtu MP a zastupuje vzdálenost mezi povrchem nejbližší trubky k vnitřnímu povrchu pláště a D_2 , Σ_{st} je spočteno pro uspořádání 45° níže.

$$S_{2Z} = (s_{ts} + \Sigma_{st}) \cdot (t_p - s_p) = (0,053 + 0,0231) \cdot (0,190 - 0,005) = 0,047 \text{ m}^2 \quad (59)$$

$$\Sigma_{st} = \frac{4 \cdot (t_t - d_2) \cdot (D_s - d_2)}{\sqrt{2} \cdot t_t} = \frac{4 \cdot (0,035 - 0,028) \cdot (0,436 - 0,028)}{\sqrt{2} \cdot 0,035} = 0,2308 \text{ m} \quad (60)$$

Z vypočtených hodnot lze určit y_6 .

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{0,0154}{0,0154 + 0,00417} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{0,0154}{0,0154 + 0,00417}\right) \cdot \exp\left(-1,5 \cdot \frac{0,0154 + 0,00417}{0,040}\right) = 0,6817 \quad (61)$$

Koeficient y_7 respektuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku při uspořádání 45° . S_{ss} vyjadřuje plochu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku.

$$y_7 = \exp\left(-1,35 \cdot \frac{S_{SS}}{S_{2Z}}\right) = \exp\left(-1,35 \cdot \frac{0,0085}{0,047}\right) = 0,7834 \quad (62)$$

$$\begin{aligned} S_{SS} &= (D_1 - D_s - (t_t - d_2)) \cdot (t_p - s_p) = \\ &= (0,489 - 0,436 - (0,035 - 0,028)) \cdot (0,190 - 0,005) = 0,0085 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (63)$$

Poslední součinitel y_8 zohledňuje vliv neopřepázkovaného prostoru pod vstupním hrdlem. V rovnici vystupuje dosud nepoužitý počet přepážek n_p a rozměr l_{tn} , který je určen vzdáleností první přepážky pod hrdlem a bližší stěnou desky trubkovnice. Vzhledem ke skutečnosti, že neznáme zmiňovanou délku ani počet přepážek, je nutné použít iterační postup. Zvolené hodnoty ve výpočtu jsou určeny po této proceduře.

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2 \cdot \left(\frac{l_{tn}}{2 \cdot t_p}\right)^{0,3}}{(n_p - 1) + \left(\frac{l_{tn}}{t_p}\right)} = \frac{(3 - 1) + 2 \cdot \left(\frac{0,143}{2 \cdot 0,190}\right)^{0,3}}{(3 - 1) + \left(\frac{0,143}{0,190}\right)} = 1,2685 \quad (64)$$

Po výpočtu všech proměnných lze určit Nu_2 pro MP, z kterého vypočteme α_2 .

$$\begin{aligned} Nu_2 &= \left[0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}\right] \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8 \\ &= \left[0,3 + \sqrt{69,04^2 + 54,79^2}\right] \cdot 1,1867 \cdot 1,7543 \cdot 1 \cdot 1,0112 \cdot 0,6817 \\ &\quad \cdot 0,7834 \cdot 1,2685 = 126,1 \end{aligned} \quad (65)$$

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_2}{2}}{\lambda_v} \Rightarrow \alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_v}{\frac{\pi \cdot d_2}{2}} = \frac{126,1 \cdot 0,677}{\frac{\pi \cdot 0,028}{2}} = 1941 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (67)$$

Prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla trubkou je spočten dle rovnice (11). Materiálem trubky je zvolena nerezová ocel X20CrMoV 12-1 s $\lambda_t 24 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_t} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \\ &= \frac{1}{\frac{0,028}{0,0228} \cdot \frac{1}{81,2} + \frac{0,028}{2 \cdot 24} \ln \frac{0,028}{0,0228} + \frac{1}{1941}} = 63,46 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (68)$$

Plocha prostupu tepla

Pro vyjádření plochy z rovnice (6) je třeba určit střední teplotní rozdíl při kombinovaném proudění dle rovnice (7), ovšem zde narážíme na potíž způsobenou zahrnutím počítané plochy A v rovnici (7). Možným řešením jak požadovanou plochu dopočíst je použití numerických metod. Zde použitý postup je následující:

- vyjádření středního teplotního rozdílu z rovnice (6) a dosazení do rovnosti s rovnicí (7), kde je počítaná plocha A zahrnuta v substitučním faktoru (8).

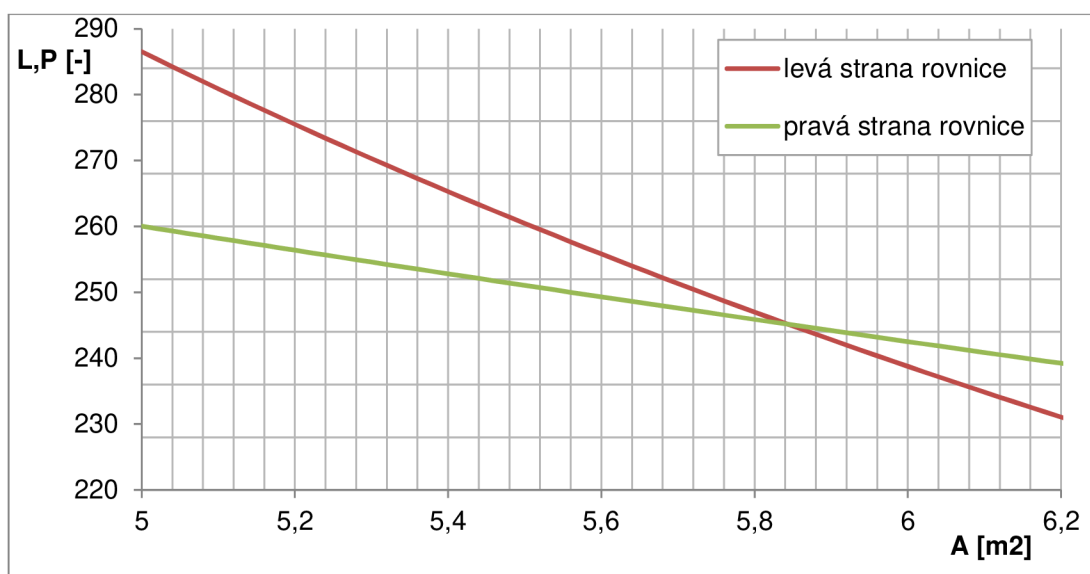
$$\frac{Q}{A \cdot k} = \overline{\Delta T} = \frac{(T_{11} - T_{12}) \cdot (2 - 2 \cdot e^{x_2}) \cdot x_3}{[e^{x_2} \cdot (1 + x_3 + x_4) - (1 - x_3 + x_4)] \cdot x_2} \quad (69)$$

$$x_2 = \frac{A \cdot k \cdot x_3}{m_1 \cdot c_{p1}} \quad (8)$$

$$x_3 = \sqrt{1 + x_4^2} \quad (9)$$

$$x_4 = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}} \quad (10)$$

- Nyní budeme dosazovat do levé (L) a pravé strany (P) rovnice hodnoty plochy A o vhodné velikosti kroku. Výsledné hodnoty v závislosti L, P na A jsou vyneseny v následujícím grafu. V Tab. 14 jsou vyneseny výsledky řešení odhadované plochy, kdy lze za dostatečně přesný výsledek považovat plochu A=5,8517 m².



Obr. 3.6 Grafické řešení výpočtu plochy výměníku spaliny-voda.

Tab. 14 Řešení výpočtu plochy výměníku spaliny-voda.

A[m ²]	x ₂	Levá strana	Pravá strana	Diference abs(L-P)
5,8515	0,935042943	245,0180	245,0125	0,0056
5,8516	0,935058922	245,0139	245,0108	0,0031
5,8517	0,935074902	245,0097	245,0091	0,0006
5,8518	0,935090881	245,0055	245,0074	0,0019
5,8519	0,935106861	245,0013	245,0057	0,0044

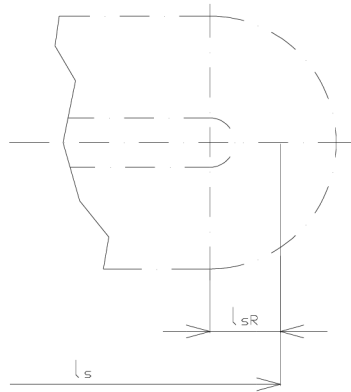
Délka trubkové části výměníku

Z vypočtené plochy pro požadované parametry lze snadno, podle následující rovnice, dopočítat délku trubkového svazku l_s . Výpočet je vztažen k průměru d_2 .

$$l_s = \frac{A}{\pi \cdot d_2 \cdot 2 \cdot n_{tr}} = \frac{5,8517}{\pi \cdot 0,028 \cdot 2 \cdot 50} = 0,665 \text{ m} \quad (70)$$

Pro zahrnutí části trubkového svazku obsahující ohyb uvažujeme délku $l_{sR}=0,3 \cdot D_s$, s počátkem ve středu ohybů viz

Obr. 3.7.



Obr. 3.7 Délka trubkového svazku.

3.1.5 Výpočet tlakových ztrát

Tlakové ztráty výměníku lze rozdělit na tlakové ztráty mezi-trubkového prostoru a trubkového prostoru.

Tlakové ztráty (TZ) trubkového prostoru

Tyto ztráty lze rozdělit na třecí a místní. Pro vyčíslení celkové TZ v trubkovém prostoru je třeba jednotlivé ztráty sečíst.

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} = 304,7 + 138,86 = 443,6 \text{ Pa} \quad (71)$$

TZ třecí

Výpočet třecích TZ je dán vztahem (17), kdy je ztrátový součinitel λ_{11} závislý na Re_1 a relativní drsnosti stěny trubky k_{r1} . Střední absolutní drsnost stěny K pro povrch nerezové trubky je volena 0,05 mm.

$$\begin{aligned} \Delta p_{t1} &= \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_{sp} \cdot w_{sp}^2}{2} \cdot n_{ch1} \cdot z_1 \cdot z_2 = \\ &= 0,0338 \cdot \frac{1,3179 \cdot 10,82^2}{2} \cdot 2 \cdot 60,5263 \cdot 0,9655 = 304,7 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (72)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{11} &= 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_1} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{3/2}} \right]^{1/12} = \\ &= 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{11193} \right)^{12} + \frac{1}{(9,93 \cdot 10^{18} + 255,3 \cdot 10^6)^{3/2}} \right]^{1/12} = 0,0338 \end{aligned} \quad (73)$$

$$k_{r1} = \frac{K}{d_1} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{0,0228} = 0,0022 \quad (74)$$

Substituční faktory x_{10} a x_9 jsou dány následujícími vztahy.

$$x_{10} = \left(\frac{37531}{Re_1} \right)^{16} = \left(\frac{37531}{11193} \right)^{16} = 255,3 \cdot 10^6 \quad (75)$$

$$x_9 = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_1} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right) \right]^{16} =$$

$$= \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{11193} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,0022} \right) \right]^{16} = 9,93 \cdot 10^{18} \quad (76)$$

Součinitel z_1 je dán vztahem níže, kdy $2 \cdot (l_s + l_{tr})$ zastupuje celkovou délku trubek. l_{tr} vyjadřuje nečinnou délku trubek umístěných v trubkovnici, v našem případě uvažujeme tloušťku trubkovnice 25 mm.

Korelační faktor z_2 zohledňuje změnu fyzikálních vlastností tekutiny ve středu proudu a při stěně trubky.

$$z_1 = \frac{2 \cdot l_s}{d_1} = \frac{2 \cdot (0,665 + 0,025)}{0,0228} = 60,5263 \quad (77)$$

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{sp204}}{\eta_{sp315}} \right)^{0,24} = \left(\frac{2,5129 \cdot 10^{-5}}{2,9084 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,24} = 0,9655 \quad (78)$$

TZ místní

Ztrátový součinitel vstupu a výstupu tekutiny z (do) trubkového svazku ξ_{11} je roven 0,7. Ztrátový součinitel ohybu proudu tekutiny v ξ_{12} komoře je roven 0,4. Celková TZ způsobená místními odpory je dána rovnicí níže.

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{ch1} + \xi_{12} \cdot (n_{ch1} - 1)] \cdot \frac{\rho_{sp} \cdot w_{sp}^2}{2} =$$

$$= [0,7 \cdot 2 + 0,4 \cdot (2 - 1)] \cdot \frac{1,3179 \cdot 10,82^2}{2} = 138,86 \text{ Pa} \quad (79)$$

Tlakové ztráty mezi-trubkového prostoru

Výpočet vychází z rozdělení MP výměníku na několik částí, pro které jsou tlakové ztráty spočteny odděleně a následně jsou tyto hodnoty sečteny dle rovnice (19).

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} = 3,56 + 31,95 + 8,10 = 43,61 \text{ Pa} \quad (80)$$

TZ třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru trubkového svazku.

Výpočet je dán následující rovnicí, kdy je ztrátový součinitel příčného obtékání trubek λ_{22} funkcí Reynoldsova čísla, geometrií a uspořádání trubek. Koeficienty c_1 , a_1 , c_2 , a_2 , jsou dosazeny z tabulárních hodnot pro Re v rozmezí 10^3 až 10^4 a uspořádání trubek 45° . Proměnná n_{rp} zastupuje počet řad trubek v neopřepážkovaném prostoru MP, lze ji odhadnout z náčrtu MP na (Obr. 3.4).

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} (n_{rp} - 1) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 =$$

$$= 2 \cdot 0,1025 \cdot 6 \cdot (3 - 1) \cdot 963,2 \cdot 0,0506^2 \cdot 0,6641 \cdot 0,5121 \cdot 0,3912 = 3,56 \text{ Pa} \quad (81)$$

$$\lambda_{22} = c_1 \cdot \left(\frac{1,33}{t_t/d_2} \right)^a \cdot Re_2^{a_1} = 0,333 \cdot \left(\frac{1,33}{0,035/0,028} \right)^{0,4381} \cdot 7059^{-0,136} = 0,1025 \quad (82)$$

$$a = \frac{c_2}{1 + 0,14 \cdot Re_2^{a_2}} = \frac{6,59}{1 + 0,14 \cdot 7059^{0,520}} = 0,4381 \quad (83)$$

Výpočty korelačních faktorů (KF):

KF zahrnující změnu látkových vlastností v mezní vrstvě z_2 je dán následujícím vztahem. ζ_{2s} zde zastupuje dynamickou viskozitu při stěně trubky.

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{2s}}{\eta_2}\right)^{0,14} = \left(\frac{1,634 \cdot 10^{-5}}{3,040 \cdot 10^{-4}}\right)^{0,14} = 0,6641 \quad (84)$$

KF zohledňující vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku.

$$z_3 = \exp\left(-3,7 \cdot \frac{S_{ss}}{S_{2z}}\right) = \exp\left(-3,7 \cdot \frac{0,0085}{0,047}\right) = 0,5121 \quad (85)$$

KF zahrnující vliv zkratových proudů, jak mezi přepážkou a pláštěm, tak i mezi trubkovým svazkem a otvory pro trubky.

$$\begin{aligned} z_4 &= \exp\left(-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{tp} + S_{ps}}\right) \cdot \left(\frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2z}}\right)^{x_{13}}\right) = \\ &= \exp\left(-1,33 \cdot \left(1 + \frac{0,00417}{0,0154 + 0,00417}\right) \cdot \left(\frac{0,0154 + 0,00417}{0,047}\right)^{0,6180}\right) = 0,3912 \end{aligned} \quad (86)$$

$$\begin{aligned} x_{13} &= -0,15 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{tp} + S_{ps}}\right) + 0,8 = -0,15 \cdot \left(1 + \frac{0,00417}{0,0154 + 0,00417}\right) + 0,8 = \\ &= 0,6180 \end{aligned} \quad (87)$$

KF vlivu velikosti neopřepážkovaného prostoru pod hrdly.

$$z_5 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot t_p}{l_{tn}}\right)^{1,8} = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,190}{0,143}\right)^{1,8} = 11,6154 \quad (88)$$

TZ tření při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru.

Proměnná n_{rp} zastupuje počet řad příčně obtékaných trubek určený dle náčrtu (Obr. 3.4).

$$\begin{aligned} \Delta p_{tn} &= 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 = \\ &= 2 \cdot 0,1025 \cdot (10 + 6) \cdot 963,2 \cdot 0,0506^2 \cdot 0,6641 \cdot 0,5121 \cdot 11,6154 = 31,95 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (89)$$

TZ tření při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek.

Pro turbulentní proudění jsou dány následujícím vztahem.

$$\begin{aligned} \Delta p_{tv} &= n_p \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} \right] \cdot z_4 = \\ &= 3 \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot 6) \cdot \frac{963,2 \cdot 0,0506^2}{2} \right] \cdot 0,3912 = 8,10 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (90)$$

3.1.6 Hlavní rozměry

Celkové rozměry výměníku je třeba volit s ohledem na vlivy, týkající se konstrukčního hlediska. Jsou jimi tepelná roztažnost, připojovací rozměry, snadná montáž ale i demontáž pro

případ čištění, způsob uchycení výměníku k pevné základně atd. Finální výrobek musí být promyšlen do detailu, tak aby nedošlo k případné poruše po uvedení do provozu, což by mohlo způsobit vážné destruktivní následky nejen na zařízení jako takovém, ale i celém systému s ním souvisejícím.

Jako první je řešen způsob spojení výměníku na straně spalin i vody. Pro případ cesty spalin, je dán rozměr spalinovodu kogenerační jednotky DN150, tedy vstupní i výstupní hrdlo je voleno s ohledem na tento rozměr dle ČSN 13 1230. Vzhledem k neudání požadavku na konkrétní geometrické provedení a umístění hrdel je volen způsob, kdy jsou osy hrdla rovnoběžná s osou výměníku. Pro případ vznesení požadavku na jiný způsob provedení lze umístění spalinových hrdel upravit vhodným konstrukčním řešením. Ze strany vody nejsou známy přípojovací rozměry, tedy je volen rozměr DN90. Umístění hrdel závisí na provedení MP. V našem případě je počet přepážek n_p roven 3, tedy liché číslo, což znamená umístění vstupu a výstupu vody vedle sebe v jedné rovině protínající osu výměníku. Příruby jsou voleny dle ČSN 13 1230.

Délka pláště výměníku je vázaná na délku a tepelnou roztažnost trubkového svazku. Je tedy třeba mezi oběma komponentami dodržet dostatečnou vůli, tak aby nedošlo k jejich kolizi i za krajních provozních stavů. Teplotní roztažnost lze spočítat dle vzorce (91). Pro zvolenou ocel trubkového svazku X20CrMoV je součinitel teplotní roztažnosti α_1 roven $16 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Materiál pláště výměníku je volen z nerezové oceli ČSN 17248, který je vhodný pro výrobu tlakových nádob. Pro obě komponenty je uvažován totožný součinitel teplotní roztažnosti.

Jako krajní mezní stavy jsou uvažovány minimální a maximální teplotní neprovozní a provozní stavy. Jako minimální hodnota je volena teplota $0 \text{ }^\circ\text{C}$, což je vzhledem k typu média v MP nepravděpodobný stav. Maximální provozní teplota trubkového svazku je uvažována hodnota $470 \text{ }^\circ\text{C}$, pro plášť je tato hodnota $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Když porovnáme výpočty prodloužení vlivem teplotní roztažnosti, dojdeme k závěru, že je maximální délkový rozdíl obou komponent cca 4 mm. Ovšem vzhledem k uspořádání výstupního hrdla teplé vody je třeba uvažovat z konstrukčního hlediska dostatečnou délkovou rezervu, tedy v tomto konkrétním případě je volen rozdíl délek 72 mm.

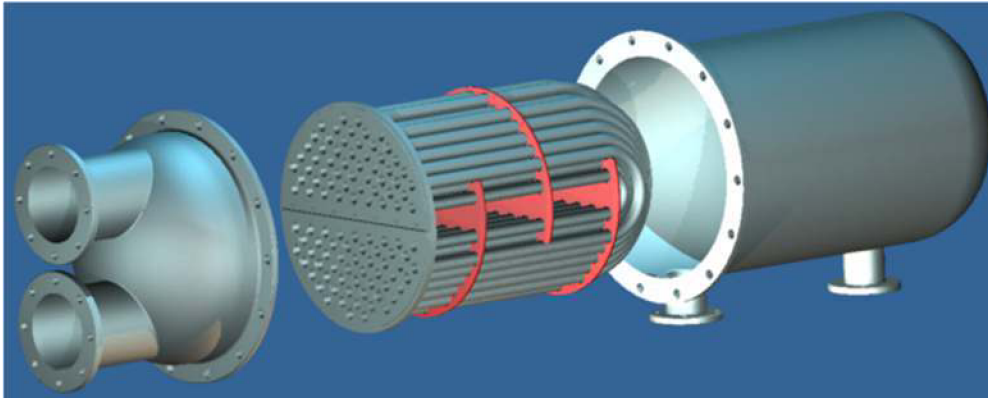
$$\begin{aligned} \text{tr. svazek: } \Delta l_1 &= l_{01} \cdot \alpha_1 \cdot \Delta t_{l1} = (0,69 + 0,025) \cdot 16,5 \cdot 10^{-6} \cdot 470 = 0,0054 \text{ m} \\ \text{plášť: } \Delta l_2 &= l_{02} \cdot \alpha_1 \cdot \Delta t_{l2} = 0,776 \cdot 16,5 \cdot 10^{-6} \cdot 100 = 0,0013 \text{ m} \end{aligned} \quad (91)$$

Problematika uchycení a umístění přepážek je provedena nerozebíratelně, tedy svarem mezi podpěrnými tyčemi a přepážkami.

Plášť výměníku lze považovat za tlakovou nádobu, je tedy třeba ověřit, zda zvolený materiál pláště vydrží napětí od vnitřního tlaku tekutiny. V našem případě je mez kluzu σ_k rovna 200 MPa, tlak od tekutiny v MP je uvažován 0,2 MPa a tloušťka stěny t je rovna 10 mm. Z výpočtu níže je zřejmé, že plášť výměníku přetlak vydrží s vysokou bezpečností.

$$\sigma = \frac{p \cdot D_1}{2 \cdot t} = \frac{0,2 \cdot 489}{2 \cdot 10} = 4,89 \text{ MPa} \ll \sigma_k \quad (92)$$

Umístění výměníku je omezeno použitím pouze na horizontální polohu, další omezení je např. tepelná dilatace pláště, která je v našem případě zanedbatelná. Provedení podstavce je také dáno podmínkami zadavatele projektu. Způsob uchycení k základně nebude v této práci řešen.



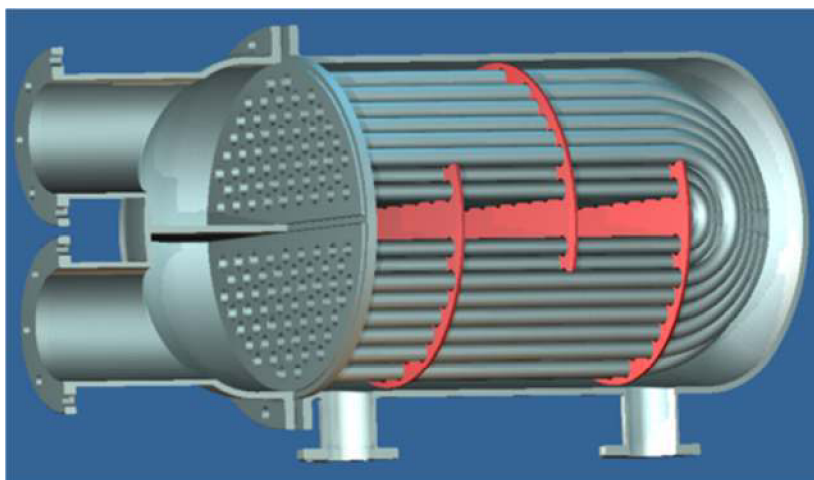
Obr. 3.8 Výměník spaliny/voda zobrazení A.

Celkové uspořádání se skládá ze tří hlavních součástí, tedy pláště, trubkového svazku a komory spalín. Výše je možné vidět vyobrazení zmiňovaného výměníku pomocí aplikace Inventor Studio programu Autodesk Inventor 2010. Celkový náhled na rozvržení rozměrů výměníku spaliny/voda lze znázorněn v příloženém náčrtu viz (Obr. 3.12). V následující tabulce (Tab. 16) jsou zaznamenány výsledné parametry výměníku.

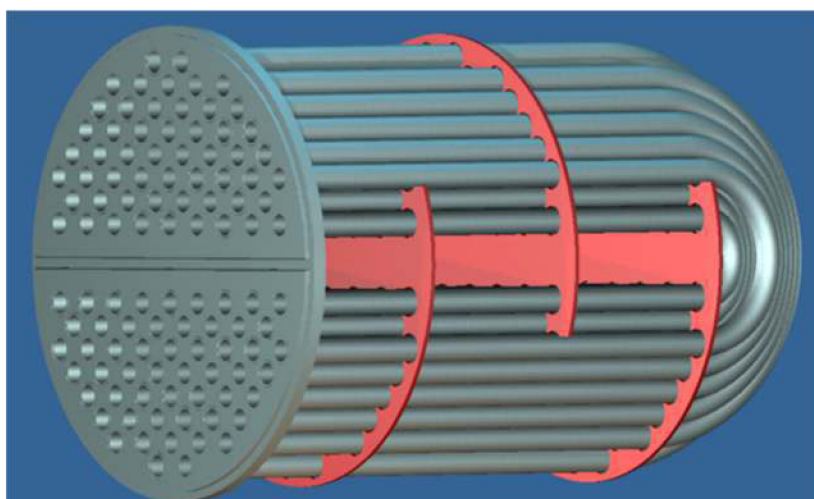
Tab. 15 Hmotnost výměníku spaliny/voda.

komponenta	plášť	trubkový svazek	komora spalín	suma
hmotnost [kg]	122,5	168,3	67,6	358,4

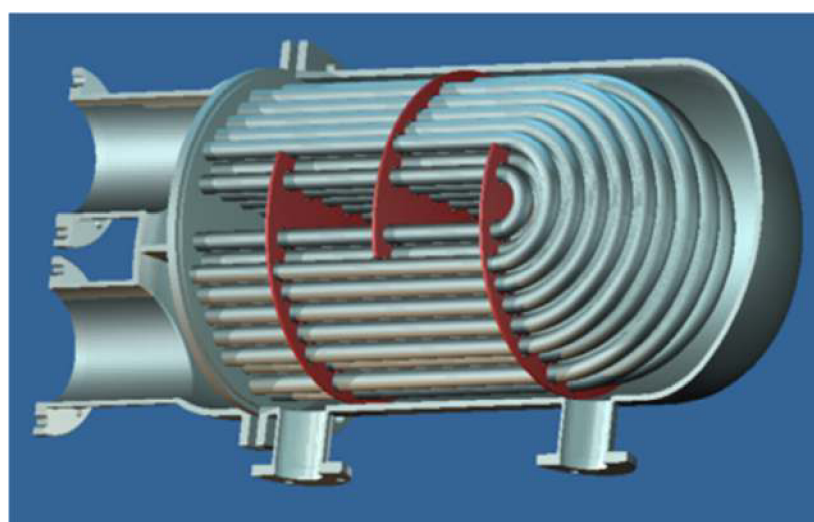
Celková hmotnost je vypočtena přes jednotlivé objemy tří zmiňovaných součástí, pomocí modelovacího programu Inventor 2010. Jednotlivé hmotnosti jsou zaznamenány v následující tabulce.



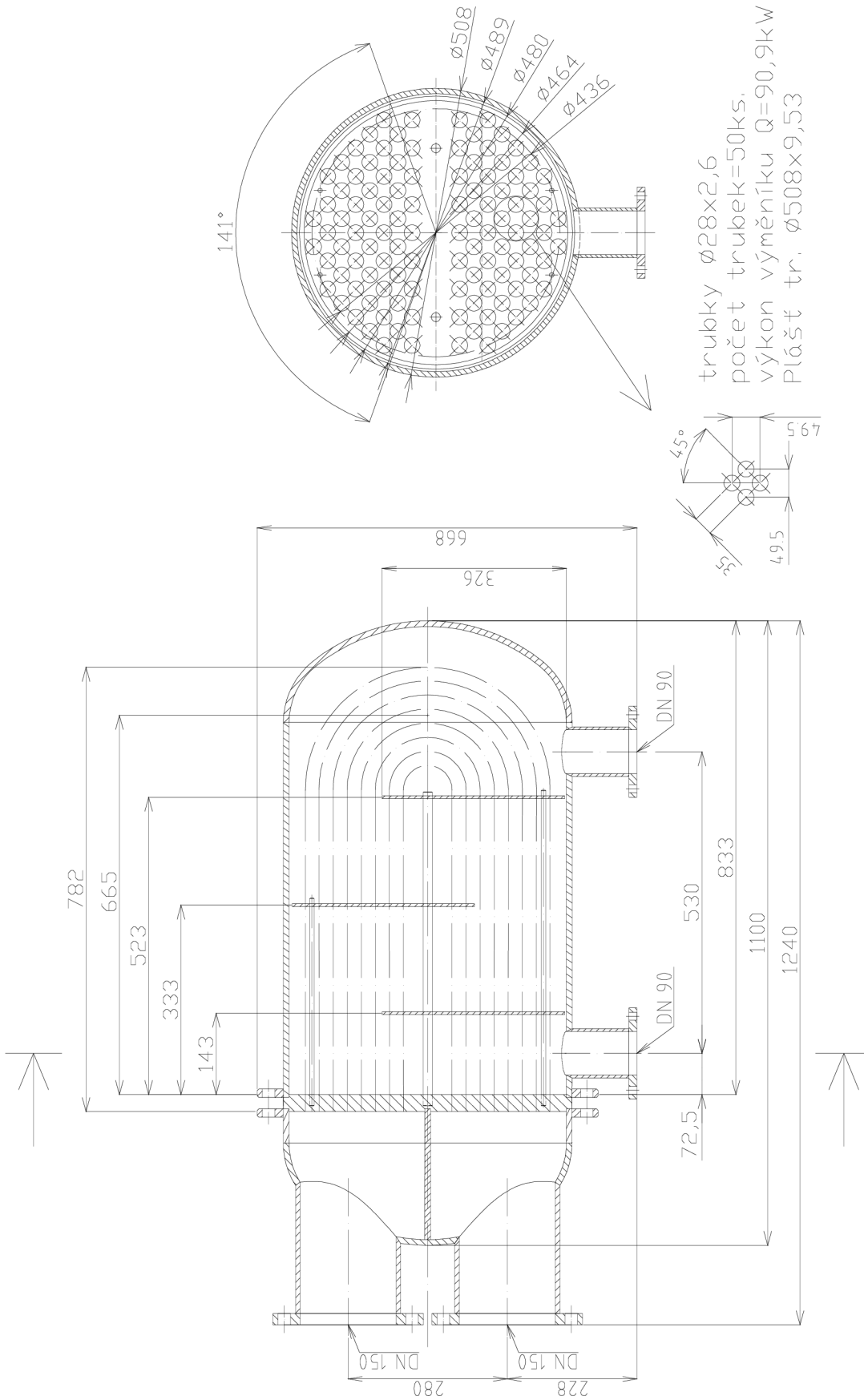
Obr. 3.9 Výměník spaliny/voda zobrazení B.



Obr. 3.10 Výměník spaliny/voda zobrazení C.



Obr. 3.11 Výměník spaliny/voda zobrazení D.



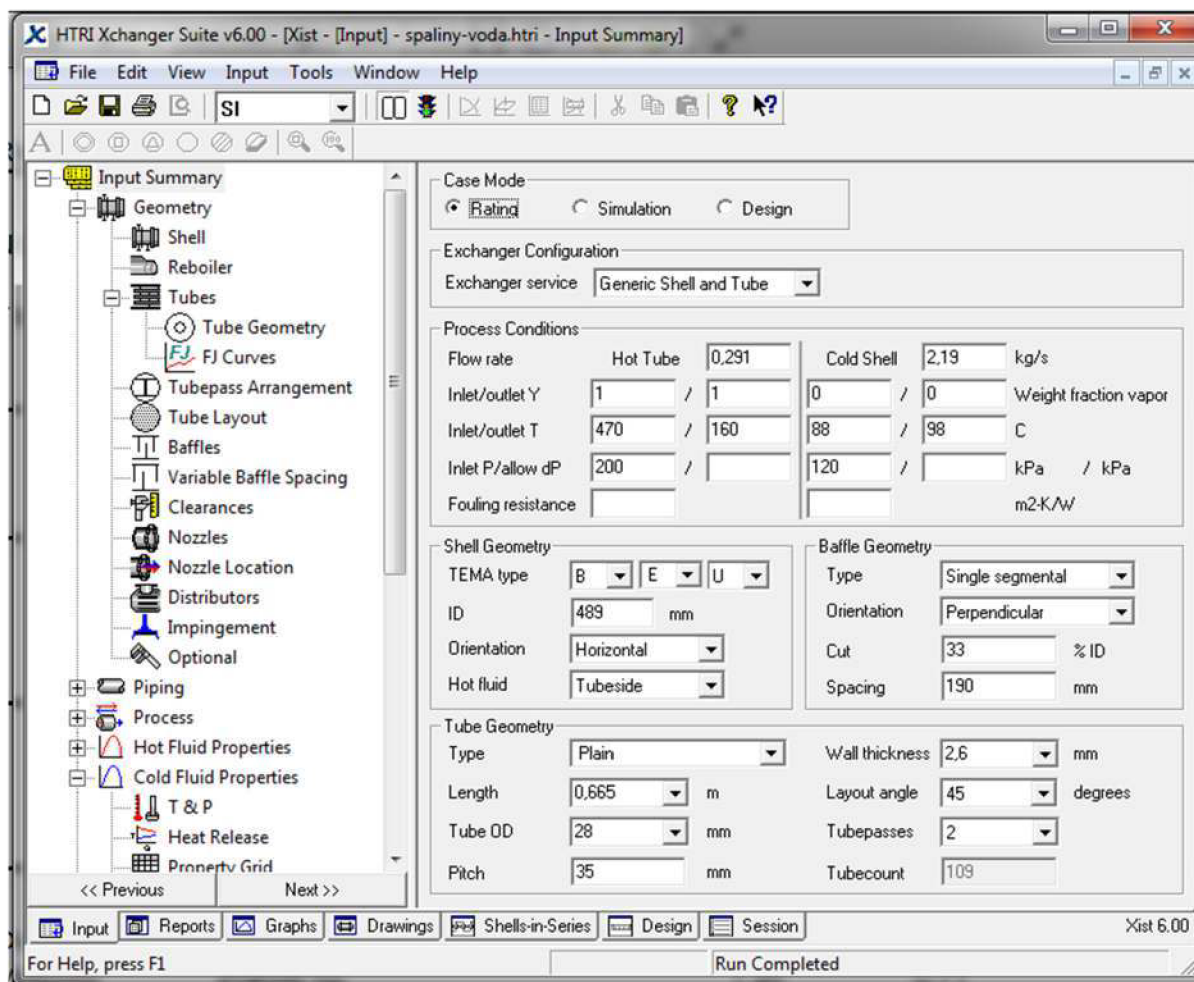
Obr. 3.12 Náčrt výměníku spaliny/voda.

Tab. 16 Přehled konstrukčních a tepelných údajů výměníku spaliny/voda.

Konstrukční údaje			
Provedení výměníku			
Typ	výměník s U-trubkami		
Proudění	kombinované		
Počet chodů	dva		
Uspořádání trubek	45°		
Přepážkového systému	jedno-segmentové		
Ostatní konstrukční údaje	Označení	Hodnota	jednotka
Vnitřní průměr pláště	D_1	489	mm
Průměr svazku trubek	D_s	436,2	mm
Činná délka trubek	l_s	665	mm
Počet trubek	n_t	50	ks
Vnější průměr trubky svazku	d_2	28	mm
Tloušťka stěny trubky svazku	t_{tr}	2,6	mm
Stř. absolutní drsnost trubek svazku	K	0,05	mm
Tepelná vodivost materiálu trubek svazku	λ_t	24	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Rozteč přepážek	t_p	190	mm
Počet přepážek	n_p	3	ks
Výška přepážek	h_p	326	mm
Tloušťka přepážek	sp	5	mm
Vůle mezi tr. svazku a otvorem v přepážce	stp	2	mm
Vůle mezi přep. a D_1 pláště	sps	3	mm
Tepelného výpočtu			
Tepelný výkon	Q	90,9	kW
Součinitel prostupu tepla	k	63,46	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Plocha prostupu tepla	A	5,8517	m^2
Teplá strana			
Teplonosné médium	spaliny		
Proud v prostoru	trubkovém		
Teplota látky na vstupu	t_{11}	470	°C
Teplota látky na výstupu	t_{12}	160	°C
Objemový průtok	V_1	795	$m^3 \cdot h^{-1}$
Součinitel přestupu tepla	α_1	81,2	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Studená strana			
Teplonosné médium	voda		
Proud v prostoru	mezi-trubkovém		
Teplota látky na vstupu	t_{21}	88	°C
Teplota látky na výstupu	t_{22}	98	°C
Objemový průtok	V_2	8,2	$m^3 \cdot h^{-1}$
Součinitel přestupu tepla	α_2	1941	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Tlakové ztráty			
Trubkový prostor	Δp_1	443	Pa
Mezi-trubkový prostor	Δp_2	44	Pa

3.1.7 Výpočet pomocí komerčního programu

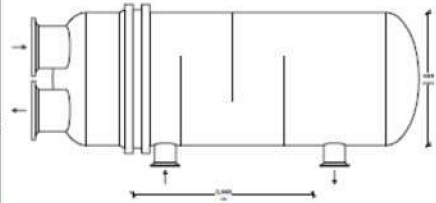
Existuje mnoho komerčních programů, pomocí kterých lze navrhovat výměníky tepla. Zde bude uveden výpočet pomocí programu HTRI Xchanger Suite v6.00, který lze kvalifikovat jako plně profesionální program, určený konkrétně pro výpočet výměníku tepla (plášťové, deskové, spirálové, vzduchové chladiče atd.).



Obr. 3.13 Prostředí programu HTRI Xchanger Suite v6.00.

Pro náš výpočet byl zvolen modul „Xist for shell-and-tube exchngers“ určený k výpočtu výměníku se svazkem trubek v plášti. Z hlediska typu výpočtu byl zadán kontrolní, kdy byly dosazeny obdobné rozměry, jako jsou vypočtené v textu výše. V tomto modu při výpočtu nebylo možné zadat konkrétní rychlost proudění v trubkách, tedy nebylo možné korigovat počet trubek. Ten byl stanoven pomocí vlastního algoritmu programu. Celkový počet trubek vypočtený programem je 55 ks. Výsledné parametry vypočtené pomocí programu HTRI jsou znázorněny v následující zprávě.

Vypočtený výkon výměníku (heat duty) pomocí HTRI je roven 96 kW. Celkový procentuální rozdíl výkonů z předchozího výpočtu výměníku (90,9 kW) a výměníku spočteného pomocí HTRI je roven cca 5%. Tedy lze říci, že se výpočet ubíral správným směrem. Ukázka zprávy je znázorněna v následujícím obrázku. Celková zpráva je obsažena v příloze 1.

HTRI		Final Results				Page 1
Released to the following HTRI Member Company:						
Xist E Ver. 6.00 19.5.2012 21:25 SN: Vals100+						SI Units
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles						
Process Data		Cold Shellside			Hot Tubeside	
Fluid name	voda			spaliny		
Fluid condition		Sens. Liquid			Sens. Gas	
Total flow rate	(kg/s)		2,1900		0,2911	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,000	0,000	1,000	1,000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	88,00	98,00	470,00	160,00	
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	93,00	97,38	315,00	97,91	
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	89,34	100,95	89,55	101,40	
Pressure, In/Average	(kPa)	120,002	119,963	200,003	199,935	
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	0,078		0,136		
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	4,083e-2		5,22	12,00	
Mole fraction inert	(--)				0,0000	
Average film coef.	(W/m2-K)		1170,72		32,94	
Heat transfer safety factor	(--)		1,000		1,000	
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
Overall Performance Data						
Overall coef., Reqd/Clean/Actual	(W/m2-K)	34,80	/	26,14	/	26,14
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0,0960	/			
Effective overall temperature difference	(Deg C)	181,1				
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	181,30	*	0,9989	*	1,0000
See Runtime Messages Report for warnings.						
Exchanger Fluid Volumes						
Approximate shellside	(L)	66,5				
Approximate tubeside	(L)	277,3				
Shell Construction Information						
TEMA shell type	BEU	Shell ID	(mm)	489,000		
Shells Series	1 Parallel 2	Total area	(m2)	15,834		
Passes Shell	1 Tube 2	Eff. area	(m2/shell)	7,615		
Shell orientation angle (deg)	0,00					
Impingement present	No					
Pairs seal strips	1	Passlane seal rods (mm)	28,000	No.	9	
Shell expansion joint	No					
Full support at U-Bend	No					
Weight estimation Wet/Dry/Bundle	993,94	/	650,35	/	190,69	(kg/shell)
Baffle Information						

Obr. 3.14 Ukázka části zprávy výpočtu výměníku spaliny/voda program HTRI.

3.2 Výměník spaliny/pára

3.2.1 Popis a předpoklady výměníku

Výměníky se změnou fáze lze dělit na kondenzátory a vyvíječe páry (vařáky). Co se provedení týče, jsou vařáky vyráběny jako vertikální i horizontální. Pro výpočet, zde budeme uvažovat vertikální provedení, kdy v trubkovém prostoru, obdobně jako u výměníku spaliny/voda proudí spalin, proudí spaliny a v mezi-trubkovém prostoru proudí voda. Trubkový svazek bude proveden do tvaru písmene U, tedy výměník bude mít dva chody. Důvod, proč je uvažováno toto provedení, je stejný jako u výměníku spaliny/voda, tedy rozhodující je jednoduchost provedení a absence dilatačních kompenzátorů.

3.2.2 Výpočet rozměrů výměníku

Vstupní parametry výměníku jsou vyneseny v následující tabulce. Teplota vody na vstupu je dána teplotou kondenzátu, která je pro AJ BS 150 x 0,6 rovna 95°C, tedy budeme uvažovat stejnou teplotu. Výstupní teplota spalin je vyšší než pro předchozí případ výměníku, a to 170°C. Je to dáno zejména teplotou syté kapaliny, při tlaku 0,6 MPa.

Tab. 17 Vstupní parametry výměníku spaliny/pára.

		vstup/výstup	jednotky
MP		pára	
tlak	p	0,6	MPa
průtok	V_{H_2O}	8,2	m^3/h
TP		spaliny	
teplota	t_{11}/t_{12}	470/170	°C
Průtok (vlhké)	V_{sp}	795	m_n^3/h

Tepelná bilance

Zde jde především o určení použitelného tepelného výkonu, průtoku páry a následně také chladicího výkonu.

Tab. 18 Parametry médií pro tepelnou bilanci.

i_{11} [kJ/kg]	i_{12} [kJ/kg]	i_{21} [kJ/kg]	i_{22} [kJ/kg] pára
653,2	265,1	398,4	2757
t_{11} [°C]	t_{12} [°C]	t_{21} [°C]	t_{22} [°C]
470	170	95	160

Teplota syté kapaliny je určena pro tlak 0,62 MPa, kde 20 kPa zastupuje případnou tlakovou rezervu pro krytí ztrát. Tato teplota tedy je 160°C. Když spočteme tepelný výkon obsažený ve spalinách, lze z tepelné bilance dopočítat potřebný hmotnostní průtok páry. Jednotlivé entalpie potřebné pro výpočet jsou zaznamenány v předchozí tabulce.

$$Q_1 = m_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) = Q_2 = m_2 \cdot (i_{22} - i_{21}) \Rightarrow m_2 = \frac{m_1 \cdot (i_{11} - i_{12})}{(i_{22} - i_{21})} \quad (93)$$

$$m_2 = \frac{795}{3600} \cdot (653,2 - 265,1) = \frac{85,7}{(2757 - 398,4)} = 0,03634 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (93)$$

Pro celkový tepelný výkon předaný spalinami (85,7 kW) lze pomocí vzorce (2) dopočítat chladicí výkon. Pro dvoustupňovou parní AJ daných parametrů, je COP roven 1,41, tedy dosažitelný chladicí výkon bude 130,7 kW_{ch}.

Geometrie TP

K výpočtu geometrie TP lze postupovat obdobně jako v předešlém případě výměníku. Proměnné vstupující do výpočtu jsou znázorněny v následující tabulce. Pro zvýšení prostupu tepla ze strany TP, je volena vyšší rychlost spalin.

Tab. 19 Volené parametry TP spaliny/pára

zvoleno			zadáno	
V _{spv} [m/s]	d ₂ [mm]	t _{tr} [mm]	V _{sp} [m ³ /h]	
12		20	2,5	795

$$n_{trv} = \frac{V_{sp}}{v_{spv} \cdot 3600} \cdot \frac{(2 \cdot 1000)^2}{\pi \cdot (d_2 - 2 \cdot t_{tr})^2} = \frac{795}{12 \cdot 3600} \cdot \frac{(2 \cdot 1000)^2}{\pi \cdot (20 - 2 \cdot 2,5)^2} = 104,14 \text{ ks} \quad (94)$$

Za účelem dalších výpočtů volím počet trubek n_{tr}=100 ks. Níže je zaznamenán přepočítání rychlosti proudění pro stanovený počet trubek.

$$v_{sp} = \frac{V_{sp}}{n_{tr} \cdot 3600} \cdot \frac{(2 \cdot 1000)^2}{\pi \cdot (d_2 - 2 \cdot t_{tr})^2} = \frac{795}{100 \cdot 3600} \cdot \frac{(2 \cdot 1000)^2}{\pi \cdot (20 - 2 \cdot 2,5)^2} = 12,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (95)$$

Přestup tepla z trubkového prostoru

Výpočet Nu je také obdobný jak u předchozího typu výměníku. Střední teplota spalin je rovna 320 °C a teplota stěny, jakožto průměr středních teplot vody a spalin, je rovna 224 °C.

Tab. 20 Použité proměnné pro výpočet přestupu tepla v TP spaliny/pára.

t _{sp1} [°C]	t _{sp2} [°C]	t _{v1} [°C]	t _{v2} [°C]	d ₁ [m]	w _{sp} [m/s]	λ _{sp} [W/m ² ·K]	c _{psp} [J/kg·K]	ρ _{sp} [kg/m ³]	η _{sp320} ·10 ⁻⁵ [Pa·s]	η _{sp224} ·10 ⁻⁵ [Pa·s]
470	170	95	160	0,020	12,5	0,0481	1364,7	1,3179	2,9086	2,5579

$$Re_1 = \frac{w_{sp} \cdot d_1 \cdot \rho_{sp}}{\eta_{sp315}} = \frac{12,5 \cdot 0,015 \cdot 1,3179}{2,9086 \cdot 10^{-5}} = 8496 \quad (96)$$

Pro výpočet Nu při turbulentním proudění v TP je nejvýstižnější použití Gnielinského vztahu, který vypadá následovně. Proměnné zde vyjadřují: x₅ korelační faktor, y₁ zohledňuje vstupní úsek, y₂ korelační faktor změny vlastností kapaliny při stěně trubky. Kdy je pro výpočet Pr_{1s} použito dynamické viskozity při teplotě stěny trubky t_{tw}.

$$Nu_1 = \frac{x_5 \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \sqrt{x_5} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \cdot (1 + y_1^{2/3}) \cdot y_2 = \quad (97)$$

$$Nu_1 = \frac{0,0041 \cdot (8496 - 1000) \cdot 0,827}{1 + 12,7\sqrt{0,0041} \cdot (0,827^{2/3} - 1)} \cdot (1 + 0,0094^{2/3}) \cdot 1,016 = 29,9$$

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log(Re_1) - 1,64)^{-2} = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log(8496) - 1,64)^{-2} = 0,0041 \quad (98)$$

$$y_1 = \frac{d_1}{l_t} = \frac{0,015}{1,6} = 0,0094; \text{ kde: } l_t \dots \text{předpokládaná délka trubky [m]} \quad (99)$$

$$y_2 = \left(\frac{Pr_1}{Pr_{1s}}\right)^{0,11} = \left(\frac{0,827}{0,714}\right)^{0,11} = 1,016 \quad (100)$$

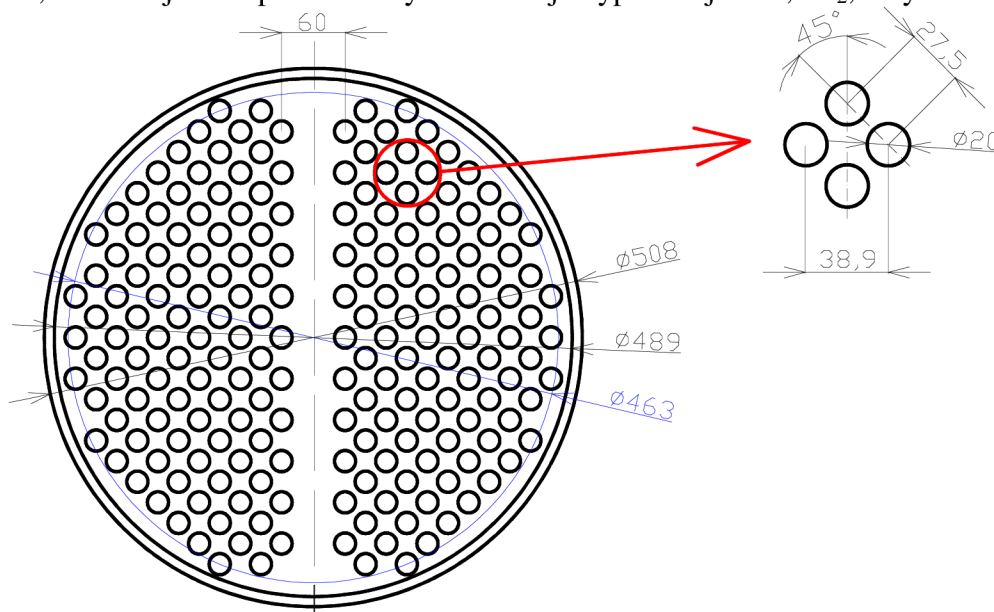
kde: Pr_{1s} ... prantlovo číslo při stěně trubky [-]

Hodnota součinitele α_1 je vyšší než u předešlého typu výměníku, je to dáno vyšší rychlostí spalin v trubkách.

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\lambda_{sp}} \Rightarrow \alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{d_1} = \frac{29,9 \cdot 0,0481}{0,015} = 95,9 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (101)$$

Geometrie mezi-trubkového prostoru

Rozložení MP pro stanovený počet trubek $n=100ks$ o průměru $d_2=20mm$ a pro U provedení, je možno vidět v následujícím náčrtu, kdy je stanoveno uspořádání po 45° s roztečí $t_r=27,5mm$. Nejmenší poloměr ohybu trubek je vypočten jako $1,5 \cdot d_2$, tedy 30 mm.



Obr. 3.15 Uspořádání MP výměníku spaliny/pára.

Plášť je volen, stejně jako u předchozího typu výměníku, tr. $\varnothing 508 \times 9,53$. V náčrtu a výpočtu je $\varnothing D_1$ zaokrouhlen na rozměr 489mm.

Přestup tepla do mezi-trubkovém prostoru

Var vznikající v MP výměníku lze charakterizovat jako var ve velkém objemu. Při tomto stavu nastává intenzivní rozvření kapaliny, způsobené stoupáním parních bublin, vlivem vztlakových sil, vzhůru. Tyto bubliny vznikají na výhřevných plochách v tzv. varných

jádrech, kdy se bublina vlivem zvyšování teploty zvětšuje a následně snižuje svůj vnitřní tlak, což podporuje další odpařování na rozhraní bublina a kapalina. Po překročení rovnovážného poloměru bubliny, který je dán povrchovým napětím a rozdílem tlaků v bublině a okolí, nastane její odtržení. Na okamžik vzniká mezi odtrženou bublinou a povrchem podtlak, který podporuje vznik dalších bublin. Silné konvektivní proudění, vznikající při tomto ději, zvyšuje přenos tepelného toku v MP. Zde popisovaný děj, se nazývá bublinkový var. Při zvyšující se diferenci mezi teplotou kapaliny a stěny výhřevné plochy přechází bublinkový var v blánový.

Teplotu vody ve výměníku předpokládáme rovnu v celém objemu teplotě syté kapaliny 160°C (při 0,62 MPa), i když je teplota vody na vstupu rovna 95°C. Vzhledem k rozsáhlé konvekci, je předpokládáno okamžité smísení chladnější vody s okolní, a tedy i vyrovnání teploty.

Součinitel přestupu tepla lze, vlivem silné konvekce při varu, předpokládat v řádu 10⁴ W/m²K. Avšak jeho řešení je poměrně komplikované, což je zapříčiněno zadanými vstupními podmínkami. Tedy pro usnadnění je součinitel prostupu tepla v MP odhadnut, a to α₂ rovno 25 000 W/m²K.

Prostup tepla

Trubkový svazek výměníku je vyroben z nerezové oceli X20CrMoV 12-1 s tepelnou vodivostí λ_t rovno 24 W·m⁻¹·K⁻¹.

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_t} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,020}{0,015} \cdot \frac{1}{95,9} + \frac{0,020}{2 \cdot 24} \ln \frac{0,020}{0,015} + \frac{1}{25000}} = 71,11 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (102)$$

Plocha prostupu tepla

Pro stanovení plochy pomocí rovnice (6) je třeba určit střední teplotní rozdíl, který je zjednodušen o zanedbání ohřevu vstupní vody na teplotu syté kapaliny. Zanedbání vychází z předpokladů uvedených v předchozím textu a také z následující úvahy. Pro ohřev vody z teploty 95°C na teplotu syté kapaliny 160°C při tlaku 0,62 MPa, je třeba dodat 277,7 kJ·kg⁻¹. Pro odpaření kilogramu vody při stejném tlaku je třeba dodat 2081,5 kJ·kg⁻¹, tedy z celkového dodaného měrného tepla je k ohřátí vstupní vody spotřebováno cca 11%. Výpočet středního teplotního rozdílu je dán následujícím vztahem.

$$\Delta T = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{22})}{\ln \frac{(t_{11} - t_{22})}{(t_{12} - t_{22})}} = \frac{(470 - 160) - (170 - 160)}{\ln \frac{(470 - 160)}{(170 - 160)}} = 87,36 \quad (103)$$

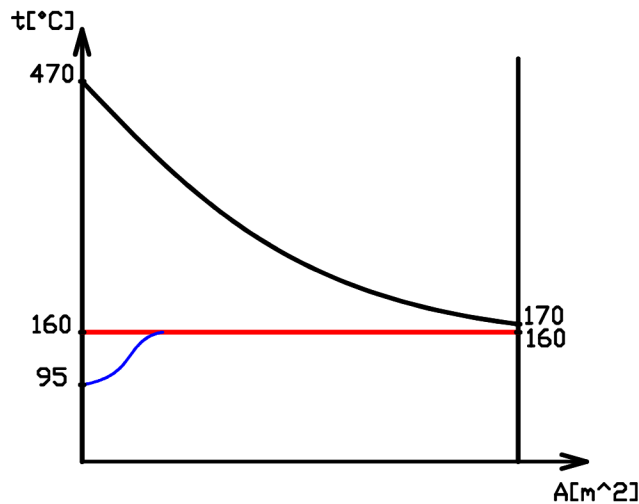
V Obr. 3.16 je znázorněn přibližný průběh teplot pro zjednodušený výpočet (červená) a skutečný průběh.

Celkovou plochu potřebnou pro prostup tepla lze vyjádřit z rovnice (6). Po dosazení vypadá vztah následovně.

$$A = \frac{Q}{k \cdot \Delta T} = \frac{85,7 \cdot 10^3}{71,11 \cdot 87,36} = 13,78 m^2 \quad (104)$$

Délka trubkové části

$$l_s = \frac{A}{\pi \cdot d_2 \cdot 2 \cdot n_{tr}} = \frac{13,78}{\pi \cdot 0,020 \cdot 2 \cdot 100} = 1,097 \text{ m} \quad (105)$$



Obr. 3.16 Průběh teplot výměníku spaliny/pára

3.2.3 Tlakové ztráty výměníku spaliny/pára

Tlakové ztráty trubkového prostoru

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} = 165 + 185,3 = 350,3 \text{ Pa} \quad (106)$$

TZ třecí

Při výpočtu třecích TZ se postupuje stejně jako v případě výměníku spaliny/voda.

$$\begin{aligned} \Delta p_{t1} &= \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_{sp} \cdot w_{sp}^2}{2} \cdot n_{ch1} \cdot z_1 \cdot z_2 = \\ &= 0,0055 \cdot \frac{1,3179 \cdot 12,5^2}{2} \cdot 2 \cdot 150,27 \cdot 0,9696 = 165 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (107)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{11} &= 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_1} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{3/2}} \right]^{1/12} = \\ &= 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{8496} \right)^{12} + \frac{1}{(4,5 \cdot 10^{18} + 2,1 \cdot 10^{10})^{3/2}} \right]^{1/12} = 0,0055 \end{aligned} \quad (108)$$

$$k_{r1} = \frac{k}{d_1} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{0,015} = 0,0033 \quad (109)$$

Substituční faktory x_{10} a x_9 jsou dány následujícími vztahy.

$$x_{10} = \left(\frac{37531}{Re_1} \right)^{16} = \left(\frac{37531}{8496} \right)^{16} = 2,1 \cdot 10^{10} \quad (110)$$

$$x_9 = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_1} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right) \right]^{16} =$$

$$= \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{8496} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,0033} \right) \right]^{16} = 4,5 \cdot 10^{18} \quad (111)$$

Součinitel z_1 je dán vztahem níže, kdy l_{tr} vyjadřuje nečinnou délku trubek umístěných v trubkovnici, v našem případě uvažujeme tloušťku trubkovnice 30 mm.

$$z_1 = \frac{2 \cdot l_s}{d_1} = \frac{2 \cdot (0,665 + 0,030)}{0,015} = 150,27 \quad (112)$$

Korelační faktor z_2 je dán pro stanovené vlastnosti tekutiny níže.

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{sp224}}{\eta_{sp320}} \right)^{0,24} = \left(\frac{2,5579 \cdot 10^{-5}}{2,9086 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,24} = 0,9696 \quad (113)$$

TZ místní

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{ch1} + \xi_{12} \cdot (n_{ch1} - 1)] \cdot \frac{\rho_{sp} \cdot w_{sp}^2}{2} =$$

$$= [0,7 \cdot 2 + 0,4 \cdot (2 - 1)] \cdot \frac{1,3179 \cdot 12,5^2}{2} = 185,3 \text{ Pa} \quad (114)$$

Tlakové ztráty mezi-trubkového prostoru

V mezi-trubkovém prostoru vznikají ztráty především vlivem hydrostatického tlaku kapaliny, budeme-li předpokládat výšku hladiny nad vstupním hrdlem $h=1,2\text{m}$ bude tlak roven

$$\Delta p_2 = h \cdot \rho_v \cdot g = 1,2 \cdot 907 \cdot 9,81 = 10677 \text{ Pa} \quad (115)$$

Tlakové ztráty na straně páry, budou způsobeny především separátorem páry, avšak velikost této tlakové difference je zanedbatelná.

3.2.4 Hlavní rozměry

Celkové provedení je uvažováno jako vertikální, kdy se výměník skládá ze tří hlavních částí, a to pláště, trubkového svazku a komory spalin. Plášť je osazen vstupním a výstupním hrdlem, separátorem vlhkosti a spojovací přírubou. Separátor vlhkosti se skládá ze dvou děrovaných, přesazených, protilehlých plechů, které zabraňují unášení kapaliny do parovodu. Trubkový svazek je složen z U trubek a trubkovnice, která obsahuje drážku pro zabezpečení polohy mezi vstupní a výstupní stranou spalin. Komora spalin je dělena přepážkou na vstup a výstup spalin, kde je předložen plech pro snazší usměrnění proudu spalin do trubkového svazku a naopak.

Přípojně rozměry jsou na straně spalin vázány průměrem DN150 výstupního spalinového potrubí kogenerační jednotky, tedy vstup a výstup spalin výměníku je osazen hrdly DN150. Na straně studeného média nejsou upřesněny požadavky na vstupní a výstupní rozměry. Připojovací hrdlo ze strany páry je voleno DN100. Hrdlo vstupní vody je voleno DN15.

Vzhledem k zvýšenému tlaku v mezi-trubkovém prostoru, je tedy třeba ověřit, zda zvolený materiál pláště vydrží napětí od vnitřního tlaku tekutiny. Materiálem je stejně jako

v předchozím případě volena nerezová ocel, tedy parametry jsou stejné. Tlak od tekutiny v MP je uvažován 0,62 MPa. Tloušťka stěny t je rovna 10 mm. Z výpočtu níže je zřejmé, že plášť výměníku přetlak vydrží s vysokou bezpečností.

$$\sigma = \frac{p \cdot D_1}{2 \cdot t} = \frac{0,62 \cdot 489}{2 \cdot 10} = 15,2 \text{ MPa} \ll \sigma_k = 200 \text{ MPa} \quad (116)$$

Uchycení výměníku může být provedeno pouze jako vertikální, tedy je předpokládáno, že výměník bude postaven na základnu, kterou tvoří spodní plocha komory spaliny. Pro zvýšení stability je možné přivařit k základně patky, přes které by bylo možné přišroubovat výměník k betonovému základu. Avšak to je pouze možný návrh uchycení, kdy konkrétní řešení je závislé od požadavků zadavatele projektu.

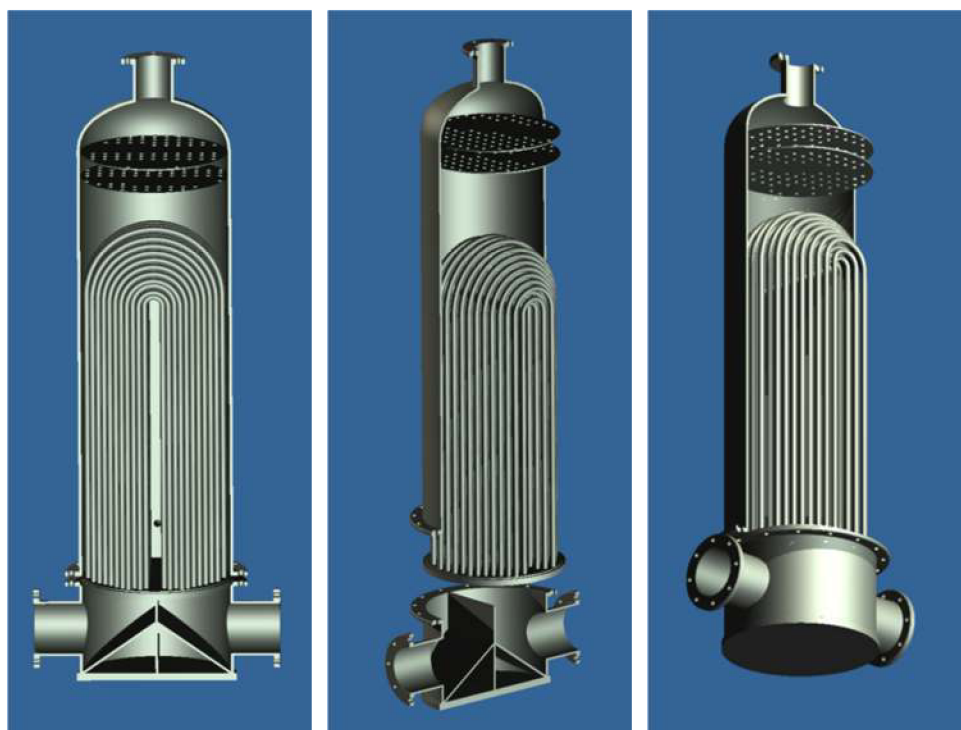
Tab. 21 Hmotnost výměníku spaliny/pára.

komponenta	plášť	trubkový svazek	komora spalin	suma
hmotnost [kg]	231,2	324,5	130,5	686,2

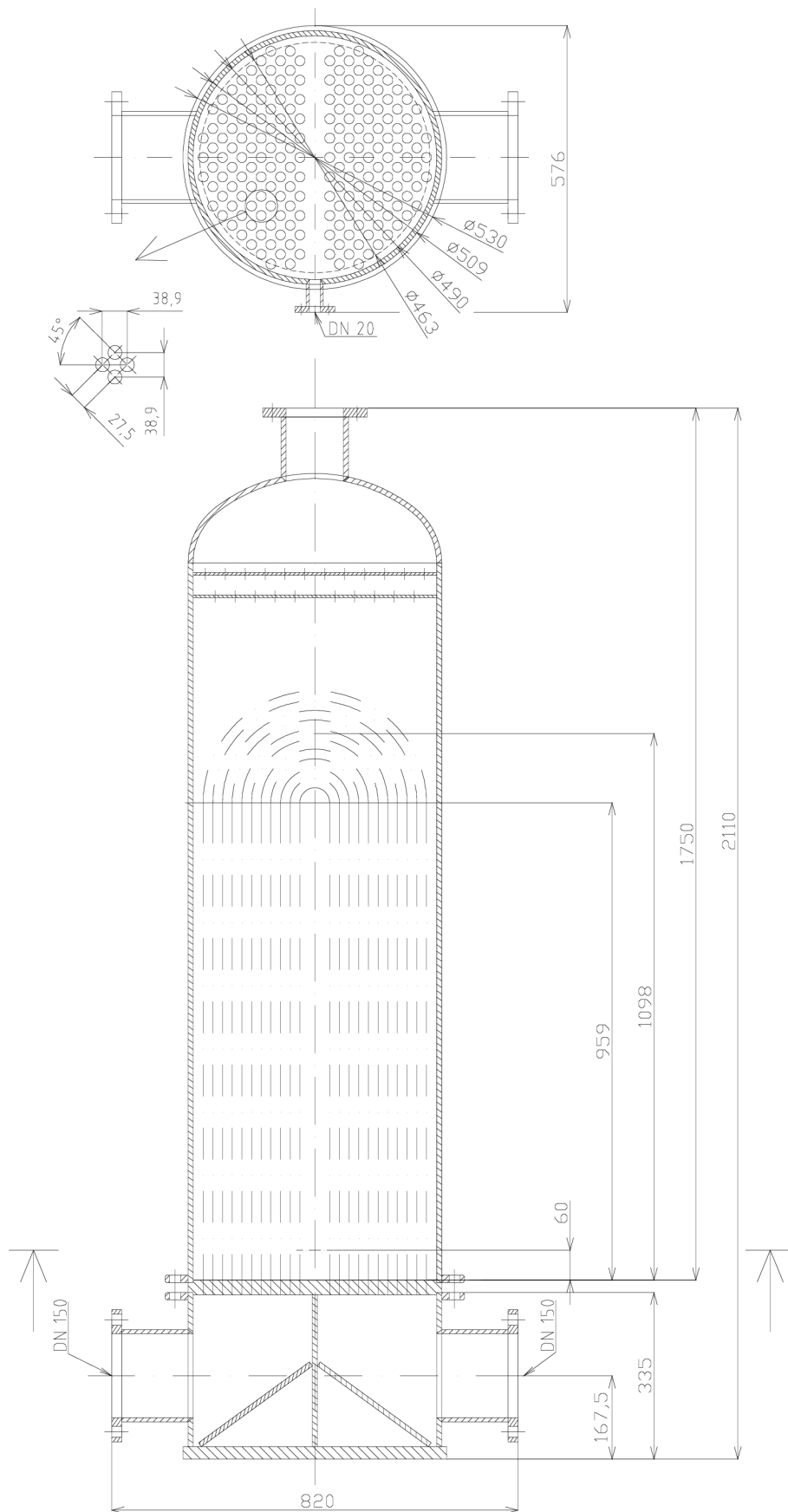
Vypočtení hmotnosti výměníku (Tab. 21 Hmotnost výměníku spaliny/Tab. 21) bylo provedeno pomocí programu Autodesk Inventor 2010. Na Obr. 3.19 je znázorněn náčrt vypočteného výměníku. V Tab. 22 jsou vyneseny hlavní údaje týkající se výpočtu. Níže je vyobrazeno několik obrázků zhotoveného modelu.



Obr. 3.17 Výměník spaliny/pára zobrazení A.



Obr. 3.18 Výměník spaliny/voda zobrazení B.



Obr. 3.19 Náčrt výměníku spaliny/pára.

Tab. 22 Přehled konstrukčních a tepelných údajů výměníku spaliny/pára.

Konstrukční údaje			
Provedení výměníku			
Typ	výměník s U-trubkami		
Proudění	-		
Počet chodů	dva		
Uspořádání trubek	45°		
Přepážkového systému	-		
Ostatní konstrukční údaje	Označení	Hodnota	jednotka
Vnitřní průměr pláště	D_1	489	mm
Průměr svazku trubek	D_s	463	mm
Činná délka trubek	l_s	1079	mm
Počet trubek	n_t	100	ks
Vnější průměr trubky svazku	d_2	20	mm
Tloušťka stěny trubky svazku	t_{tr}	2,5	mm
Stř. absolutní drsnost trubek svazku	K	0,05	mm
Tepelná vodivost materiálu trubek svazku	λ_t	24	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Rozteč přepážek	t_p	-	mm
Počet přepážek	n_p	-	ks
Výška přepážek	h_p	-	mm
Tloušťka přepážek	sp	-	mm
Vůle mezi tr. svazku a otvorem v přepážce	stp	-	mm
Vůle mezi přep. a D_1 pláště	sps	-	mm
Tepelného výpočtu			
Tepelný výkon	Q	85,7	kW
Součinitel prostupu tepla	k	71,11	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Plocha prostupu tepla	A	13,78	m^2
Teplá strana			
Teplonosné médium	spaliny		
Proud v prostoru	trubkovém		
Teplota látky na vstupu	t_{11}	470	°C
Teplota látky na výstupu	t_{12}	170	°C
objemový průtok	m_1	795	$m_n^3 \cdot h^{-1}$
Součinitel přestupu tepla	α_1	95,9	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Studená strana			
Teplonosné médium	Voda-pára		
Proud v prostoru	mezi-trubkovém		
Teplota vody na vstupu	t_{21}	95	°C
Tlak páry na výstupu	p_p	0,62	MPa
Hmotnostní průtok	m_2	130,8	$kg \cdot h^{-1}$
Součinitel přestupu tepla	α_2	25000	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Tlakové ztráty			
Trubkový prostor	Δp_1	350,3	Pa
Mezi-trubkový prostor	Δp_2	10677	Pa

4. NÁVRH VÝKONOVÉ ŘADY SPALINOVÝCH VÝMĚNÍKŮ

4.1 Stanovení plochy prostupu tepla

Technické zpracování návrhu předávacích výměníků spaliny/voda a spaliny/pára, pro výkonovou řadu kogeneračních jednotek od 50 kW_e do 1000 kW_e, lze realizovat (za předpokladu konstantního prostupu tepla k) pomocí změny velikosti plochy prostupu tepla A. Tedy pro výpočet byla aplikována tato varianta postupu.

Určující konstantou převodu plochy A na rozličné výkony jednotek ze stanoveného intervalu je stálý poměr plochy A a elektrického výkonu dle již zpracovaných typů výměníku v předchozích částech práce. Tento poměr je, pro KJ SEV-DE170P s výkonem 170 kW_e osazenou výměníkem spaliny/voda o výkonu 90,9 kW a ploše A 5,85 m², roven 0,0344. U výměníku spaliny/pára o výkonu 85,7 kW a ploše A 13,78 m² osazeném na stejné KJ jako u předchozího případu je tento poměr roven 0,0811. Pomocí získaných konstant lze dopočítat potřebné plochy prostupu tepla pro stanovené výkony KJ. V Tab. 23 jsou zaznamenány příslušné plochy pro několik stanovených výkonů.

4.2 Výpočet ceny výměníků

Předběžnou cenu výměníků lze odhadnout skrze jeho hmotnost. Když budeme předpokládat přibližnou cenu za kilogram hutního materiálu z nerezové oceli 100 Kč a cenu spojenou s výrobou a návrhem výměníku jako dvojnásobek ceny použité oceli, získáme celkovou přibližnou cenu. Tento postup je pro jednotlivé typy výměníku uveden v následujících vzorcích.

$$C_{sp/voda} = hm_{sp/voda} \cdot C_{ocel/kg} \cdot 2 = 358,4 \cdot 100 \cdot 2 = 71\,680 \text{ Kč} \quad (117)$$

$$C_{sp/pára} = hm_{sp/pára} \cdot C_{ocel/kg} \cdot 2 = 686,2 \cdot 100 \cdot 2 = 137\,240 \text{ Kč} \quad (118)$$

Ceny se ovšem vztahují na konkrétní výkon výměníku. Pro určení ceny výměníků rozličné výkonové řady a stejné konstrukce, lze stanovit přibližný odhad ceny pro výkon 1 kW_t ze strany teplého média. Pokud budeme uvažovat spočtený výměník např. spaliny/voda s výkonem 90,9 kW, lze podílem jeho ceny a hmotnost m_{sp/voda} dojít k ceně rovné 789 Kč/kW_t. Obdobným způsobem je možno určit i cenu výměníku spaliny/pára, která je stanovena na 1602 Kč/kW_t. Pro případ vztažení ceny výměníku na elektrický výkon KJ, lze ze známého výkonu konkrétního stroje SEV-DE170P určit i tyto hodnoty, které jsou pro výměník sp./voda 422 Kč/kW_e a pro výměník sp./pára 808 Kč/kW_e. Toto hrubé měřítko nám umožňuje určit předběžnou cenu výměníku spadajících do široké výkonové řady. Výsledky cen výměníku pro několik výkonových typů KJ je vyneseno v Tab. 23.

Tab. 23 Přehled ploch prostupu tepla a ceny pro stanovené výkony KJ.

Výkon kogenerační jednotky [kW _e]	50	170	500	1000
Výměník spaliny/voda				
Plocha prostupu tepla A [m ²]	1,72	5,85	17,20	34,40
Cena výměníku [Kč]	21 100	71 680	211 000	422 000
Výměník spaliny/pára				
Plocha prostupu tepla A [m ²]	4,06	17,79	40,55	81,10
Cena výměníku [Kč]	40 400	137 240	404 000	808 000

5. EKONOMICKÉ HODNOCENÍ

5.1 Ekonomický výpočet jednotlivých systémů chlazení

Srovnání bude provedeno pro budovu A1 lokalizovanou v areálu fakulty strojního inženýrství v Brně (FSI), kdy zdrojem tepla je kogenerační jednotka SEV-DE170P pracující s palivem rostlinný olej. Tato jednotka je umístěna v téže areálu. Vzhledem k faktu, že jednotka není ve vlastnictví FSI a je provozována soukromým vlastníkem, který dále teplo prodává FSI. Je známá cena tohoto tepla a to 425 Kč/GJ. Budeme-li uvažovat využití tepla pouze pro absorpční chlazení je dle zdroje [17] možno využít chladicí jednotku po dobu t_{chr} rovnu 650 h. Hlavní sezóna využití chlazení je 3 měsíce a to od června do srpna po dobu 200 h/měsíc. Ve vedlejší sezóně květen a září je využití chladu spíše ojedinělé, tedy cca 50 h. Z hlediska použití kogenerační jednotky je předpokládán dle potřeby přerušovaný provoz, ale vždy na 100 % výkon, tedy tepelný výkon je konstantní.

Ke stanovení ceny chlazení lze použít přibližný poměr, který se pohybuje u jednostupňového absorpčního stroje cca 1 500 000 Kč/100 kW_{ch}, kdy dvoustupňové jednotky jsou řádově o 23% dražší než jednostupňové. Provozní náklady na údržbu a chod zařízení jsou odhadnuty na 1%/rok z pořizovací ceny zařízení. Náklady na instalaci, které zvyšují celkové náklady, budeme uvažovat nulové. Předpokládejme, že porovnáváme již nainstalované stroje. Z hlediska životnosti lze u obou typů jednotek, dle výrobce Broad, počítat s 25 roky.

Do výpočtu ekonomického zhodnocení nelze zahrnout výnos ve formě tepelné pohody, tedy výnosy V budeme uvažovat nulové. Diskontní sazba d , použita ve výpočtu je dle zdroje [18] pro datum 10.5.2012 rovna 0,25%.

5.1.1 Jednostupňové absorpční chlazení

Pro spojení kogenerační jednotky SEV-DE170P a absorpční chladicí jednotky je předpokládán použitelný tepelný výkon roven maximálnímu tepelnému výkonu KJ tedy 172 kW_t. Z tepelného výkonu lze vypočítat pomocí chladicího faktoru COP rovnice (2) chladicí výkon jednotky. Výpočet je zaznamenán níže. Dále je stanovena cena chladicího zařízení C_{A1} , která je vyčíslena na 1 965 000 Kč.

$$Q_{chl} = COP \cdot P_{tA1} = 0,76 \cdot 172 = 131 \text{ kW}_{ch} \quad (119)$$

Celková pořizovací cena je tedy rovna součtu ceny výměníku $C_{sp/voda}$ a ceny jednostupňové absorpční jednotky C_{A1} . Využití tepla kogenerační jednotky je obsaženo jak ve spalinách, tak i ve vodě chladicího okruhu, ovšem do výpočtu je zahrnuta pouze cena spalinového výměníku. Celkové pořizovací náklady chladicí sestavy jsou vyčísleny níže.

$$N_{pcA1} = C_{A1} + C_{sp/voda} = 1\,956\,000 + 71\,680 = 2\,036\,680 \text{ Kč} \quad (120)$$

Provozní náklady se týkají ceny za spotřebované teplo, elektřinu a údržbu systému. Tyto náklady budou vyčísleny vzhledem k hodinovému intervalu provozu. Cena za teplo pro zmiňovaný interval je určena cenou za MJ tepla C_t a tepelným příkonem AJ v MW.

$$C_{t/h} = C_t \cdot P_{tA1} \cdot 3600 = 0,425 \cdot 0,172 \cdot 3600 = 263,2 \text{ Kč/h} \quad (121)$$

Pro vyjádření hodinové sazby za spotřebu elektrické energie je nutné znát elektrický příkon AJ, který se pohybuje dle katalogu [19] kolem 2,18 % chladicího výkonu, a dobu za kterou je vyrobena 1 MW_{ch} t_{MWch}. Cena elektřiny C_{el} bude uvažována 4050,5 Kč/MWh dle zdroje [20].

$$C_{e/h} = \frac{P_{elA1}}{P_{chA1}} \cdot C_{el} \cdot \frac{P_{chA1}}{1000} = 0,0218 \cdot 4050,5 \cdot \frac{131}{1000} = 11,5 \text{ Kč/h} \quad (122)$$

Celkové hodinové náklady na energie jsou rovny:

$$C_{c/h} = C_{t/h} + C_{e/h} = 263,2 + 11,5 = 274,7 \text{ Kč/h} \quad (123)$$

Celkové roční náklady na roční energie:

$$C_{c/r} = C_{c/h} \cdot t_{chr} = 274,7 \cdot 650 = 178\,555 \text{ Kč/rok} \quad (124)$$

Celkové roční náklady na provoz jsou rovny nákladům za energie vyšším o náklady na provoz a chod zařízení.

$$N_{c/r} = C_{c/r} + 0,01 \cdot N_{pcA1} = 178\,555 + 0,01 \cdot 2\,036\,680 = 198\,922 \text{ Kč/rok} \quad (125)$$

Tok peněz je vyjádřen následujícím vzorcem:

$$CF_{A1} = V - N_{c/r} = 0 - 198\,922 = -198\,922 \text{ Kč} \quad (126)$$

Diskontovaný tok peněz, je sán vzorcem (127), kde j vyjadřuje rok.

$$DCF_{A1} = CF_{A1} \cdot (1 + d)^j \quad (127)$$

V následující tabulce jsou vyneseny výsledky výpočtu, je zde také zaznamenána ΣDCF_{A1} .

Tab. 24 Diskontovaný tok peněz pro jednostupňovou AJ.

Rok j	N _{c/r} [Kč]	C F _{A1} [Kč]	DCF _{A1} [Kč]	ΣDCF _{A1} [Kč]
0	-2036680	-2036680	-2036680	-2036680
1		-198922	-199419	-2236099
2		-198922	-199918	-2436017
3		-198922	-200418	-2636435
4		-198922	-200919	-2837353
5		-198922	-201421	-3038774
6		-198922	-201925	-3240699
7		-198922	-202429	-3443128
8		-198922	-202935	-3646064
9		-198922	-203443	-3849507
10		-198922	-203951	-4053458
11		-198922	-204461	-4257919
12		-198922	-204972	-4462892
13		-198922	-205485	-4668376
14		-198922	-205999	-4874375
15		-198922	-206514	-5080889

Rok j	$N_{c/r}$ [Kč]	C_{FA2} [Kč]	DCF_{A2} [Kč]	ΣDCF_{A2} [Kč]
16		-198922	-207030	-5287918
17		-198922	-207547	-5495466
18		-198922	-208066	-5703532
19		-198922	-208586	-5912118
20		-198922	-209108	-6121226
21		-198922	-209631	-6330857
22		-198922	-210155	-6541012
23		-198922	-210680	-6751692
24		-198922	-211207	-6962899
25		-198922	-211735	-7174634

5.1.2 Dvoustupňové absorpční chlazení

Zdroj tepla pro tento způsob chlazení je získáván pouze ze spalin, tedy nelze využít celý tepelný potenciál kogenerační jednotky SEV-DE170P. Tepelný využitelný výkon, obsažený ve spalinách je roven 85,7 kW_t a COP dvoustupňové jednotky dosahuje 1,41, tedy celkový dosažitelný chladicí výkon je roven 120,8 kW_{ch}. Celková měrná cena na MW_{ch} je vyšší o 23% než v předchozím případě. Pro AJ vypočteného výkonu je cena rovna 2 228 760 Kč. Přičteme-li pořizovací náklady na výměník spaliny/pára, celková cena zařízení se vyšplhá na 2 366 000 Kč.

$$N_{pcA2} = C_{A2} + C_{sp/pára} = 2\,228\,760 + 137\,240 = 2\,366\,000 \text{ Kč} \quad (128)$$

Hodinová cena spotřebovaného tepla je rovna:

$$C_{t/h} = C_t \cdot P_{tA1} \cdot 3600 = 0,425 \cdot 0,0857 \cdot 3600 = 131,1 \text{ Kč/h} \quad (129)$$

Hodinová cena spotřebované elektřiny:

$$C_{e/h} = \frac{P_{elA2}}{P_{chA2}} \cdot C_{el} \cdot \frac{P_{chA2}}{1000} = 0,0148 \cdot 4050,5 \cdot \frac{85,7}{1000} = 5,2 \text{ Kč/h} \quad (130)$$

Celkové hodinové náklady na energie:

$$C_{c/h} = C_{t/h} + C_{e/h} = 131,1 + 5,2 = 136,3 \text{ Kč/h} \quad (131)$$

Celkové roční náklady na roční energie:

$$C_{c/r} = C_{c/h} \cdot t_{chr} = 136,3 \cdot 650 = 88\,595 \text{ Kč/rok} \quad (132)$$

Celkové roční náklady:

$$N_{c/r} = C_{c/r} + 0,01 \cdot N_{pcA2} = 88\,595 + 0,01 \cdot 2\,366\,000 = 112\,255 \text{ Kč/rok} \quad (133)$$

Tok peněz je vyjádřen následujícím vzorcem:

$$CF_{A2} = V - N_{c/r} = 0 - 112\,255 = -112\,255 \text{ Kč} \quad (134)$$

Tab. 25 Diskontovaný tok peněz pro dvoustupňovou AJ.

Rok j	$N_{c/r}$ [Kč]	C_{FA2} [Kč]	DCF_{A2} [Kč]	ΣDCF_{A2} [Kč]
0	-2366000	-2366000	-2366000	-2366000
1		-112255	-112536	-2478536
2		-112255	-112817	-2591353
3		-112255	-113099	-2704452
4		-112255	-113382	-2817833
5		-112255	-113665	-2931499
6		-112255	-113949	-3045448
7		-112255	-114234	-3159682
8		-112255	-114520	-3274202
9		-112255	-114806	-3389008
10		-112255	-115093	-3504101
11		-112255	-115381	-3619482
12		-112255	-115669	-3735152
13		-112255	-115959	-3851110
14		-112255	-116248	-3967359
15		-112255	-116539	-4083898
16		-112255	-116830	-4200728
17		-112255	-117122	-4317850
18		-112255	-117415	-4435266
19		-112255	-117709	-4552975
20		-112255	-118003	-4670978
21		-112255	-118298	-4789276
22		-112255	-118594	-4907869
23		-112255	-118890	-5026760
24		-112255	-119188	-5145947
25		-112255	-119486	-5265433

5.2 Porovnání absorpčních chlazení

Pro adekvátní srovnání obou variant nelze použít, vzhledem k odlišným chladícím výkonům jednotek o 8%, porovnání pomocí hodnot ΣDCF . Lze však aplikovat komparaci absorpčních jednotek k investičním a provozním nákladům na jednotkový chladicí výkon, tedy na kW_{ch} .

5.2.1 Jednostupňová absorpční jednotka

Požizovací cena na 1 kW_{ch} jednotky a výměníku.

$$N_{pcA1/kW_{ch}} = \frac{N_{pcA1}}{P_{A1}} = \frac{2\,036\,680}{131} = 15\,547 \text{ Kč}/kW_{ch} \quad (1..)$$

Cena spotřebovaného tepla k výrobě 1 kW_{ch} .

$$C_{t/kWh_{ch}} = \frac{C_{t/h}}{P_{chA1}} = \frac{263,2}{131} = 2,01 \text{ Kč}/kWh_{ch} \quad (129)$$

Cena spotřebované elektřiny k výrobě 1 kW_{ch}.

$$C_{e/kWh_{ch}} = \frac{C_{e/h}}{P_{chA1}} = \frac{11,5}{131} = 0,0878 \text{ Kč}/kWh_{ch} \quad (122)$$

Celkové hodinové náklady na energie pro výrobu 1 kW_{ch}.

$$C_{c/kWh_{ch}} = C_{e/kWh_{ch}} + C_{t/kWh_{ch}} = 0,0878 + 2,01 = 2,098 \text{ Kč}/kWh_{ch} \quad (121)$$

Za rok, kdy je stále uvažována roční doba potřeby tepla t_{chr} rovna 650 h, je třeba vynaložit za energie 1 363,7 Kč na kW_{rok,chl} stroje. Pokud započteme do výpočtu náklady na údržbu a servis zařízení vyplývá se částka na 1 518,5 Kč/ kW_{rok,chl}.

5.2.2 Dvoustupňová absorpční jednotka

Zde je proveden obdobný výpočet jako v předchozím případě.

Pořizovací cena na 1 kW_{ch} jednotky a výměníku.

$$N_{pcA2/kWh_{ch}} = \frac{N_{pcA2}}{P_{A2}} = \frac{2\,366\,000}{120,8} = 19\,586 \text{ Kč}/kWh_{ch} \quad (1..)$$

Cena spotřebovaného tepla k výrobě 1 kW_{ch}.

$$C_{A2t/kWh_{ch}} = \frac{C_{A2t/h}}{P_{chA2}} = \frac{131,1}{120,8} = 1,085 \text{ Kč}/kWh_{ch} \quad (129)$$

Cena spotřebované elektřiny k výrobě 1 kW_{ch}.

$$C_{A2e/kWh_{ch}} = \frac{C_{A2e/h}}{P_{chA2}} = \frac{5,2}{120,8} = 0,043 \text{ Kč}/kWh_{ch} \quad (122)$$

Celkové hodinové náklady na energie pro výrobu 1 kW_{ch}.

$$C_{A2c/kWh_{ch}} = C_{A2e/kWh_{ch}} + C_{A2t/kWh_{ch}} = 0,043 + 1,085 = 1,128 \text{ Kč}/kWh_{ch} \quad (121)$$

Na pokrytí ročních nákladů energií, je nutno vynaložit 733,2 Kč na kW_{rok,chl} stroje. Společně s údržbou a servisem zařízení je částka rovna 929,1 Kč/ kW_{rok,chl}.

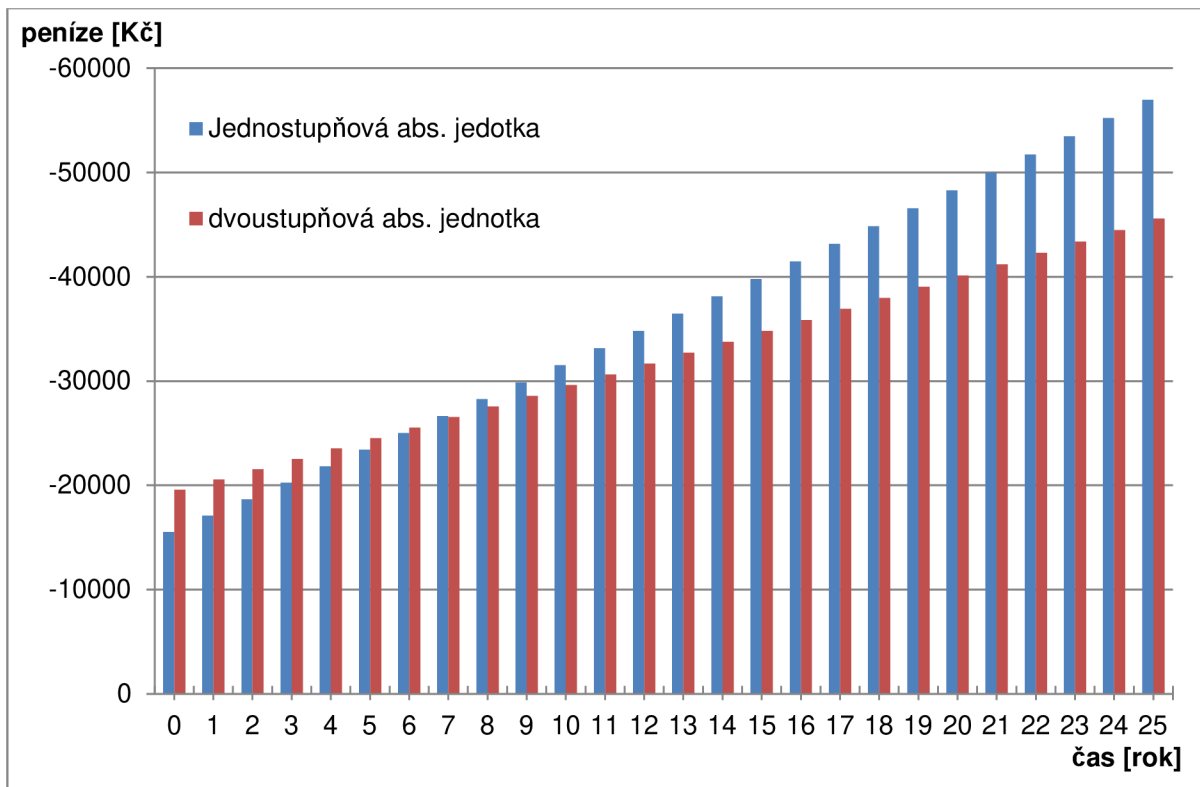
5.2.3 Porovnání chladicích jednotek

Z následujícího grafu (Obr. 5.1) a tabulky (Tab. 26), založených na vypočtených hodnotách ΣDCF (pro dané vstupní hodnoty z kapitoly 5.2), lze vyčíst, že dojde k bodu zvratu nákladů zařízení po 6 letech. Poté se bude vyplácet dvojstupňová chladicí jednotka.

Když vezmeme v potaz provoz trigenerační stanice, určené pro zásobování chladem budovy A1, je jednoznačně výhodnější použití dvoustupňové absorpční jednotky. Klad spočívá také v nespotebování veškerého tepla KJ. Tedy tepelný přebytek lze užít například k ohřevu TUV. Tento způsob by zlepšil ekonomickou bilanci trigeneračního systému jako celku.

Tab. 26 Diskontovaný tok peněz na kW_{rok,chl} absorpčních jednotek.

j [rok]		ΣDCF [Kč]		j [rok]		ΣDCF [Kč]	
-	Jednostupňová AJ	Dvoustupňová AJ	-	Jednostupňová AJ	Dvoustupňová AJ	-	Jednostupňová AJ
0	-15547	-19586	13	-36451,7	-32709		
1	-17108,2	-20566,4	14	-38115,4	-33752,9		
2	-18677	-21551,6	15	-39787,1	-34801,8		
3	-20253,6	-22541,5	16	-41467	-35855,8		
4	-21838	-23536,3	17	-43155	-36914,8		
5	-23430,2	-24535,9	18	-44851,2	-37978,9		
6	-25030,2	-25540,4	19	-46555,6	-39048,1		
7	-26638	-26549,7	20	-48268,2	-40122,4		
8	-28253,8	-27563,9	21	-49989,1	-41201,8		
9	-29877,4	-28583,1	22	-51718,3	-42286,4		
10	-31509	-29607,1	23	-53455,9	-43376,1		
11	-33148,6	-30636,1	24	-55201,8	-44471,1		
12	-34796,1	-31670	25	-56956,1	-45571,2		



Obr. 5.1 Porovnání absorpčních chlazení vztážené na 1 kW_{ch}.

ZÁVĚR

Pojmy kogenerace a trigenerace jsou stále diskutovanější. Důvodem je především úspora paliva, které je v případě zásob fosilních zdrojů vyčerpateľné. S tímto aspektem souvisí také ekonomická a energetická závislost výroby energie na dodavateli právě tohoto paliva, kdy jeho cena často kolísá v závislosti nejen na zásobě vyčerpateľných zdrojů, ale také na politickém dění ve Světě atd.

Hledání možných alternativních zdrojů přivádí společnost k snižování energetických náročností, zavádění tzv. inteligentních sítí, ale také k využívání např. biomasy. Jistou variantou náhrady fosilních kapalných paliv, jako nafta, je užití rostlinných olejů k pohonu nejen dopravních prostředků, ale i energetických centrál. Tento způsob je ideální pro užití právě v kombinované výrobě energií, kdy upravené vznětové spalovací motory užívají jako palivo například řepkový olej (v ČR velmi rozšířený). Kdy výtěžnost z 1 ha orné půdy je, při běžných způsobech lisování semen, více jak m^3 oleje. Při tomto zpracování olejnin vznikají další použitelné produkty, jako například pokrutiny či sláma, které lze energeticky využít. Avšak je třeba brát na vědomí, že i spalování rostlinných olejů má svá úskalí.

Hlavním bodem této diplomové práce však byl návrh možných spojení absorpční chladicí jednotky s kogenerační jednotkou, kdy zaměření příslušelo uzlu mezi spalinami kogenerační jednotky a zvolenou teplotnosnou látkou. Tou je voda nebo pára, v závislosti na tom, zda se jedná o absorpční jednotku jednostupňovou nebo dvoustupňovou. Pro výpočty byl zvolen výměník se svazkem trubek v plášti. Návrh se skládá z tepelného výpočtu s ohledem na volbu konstrukčních rozměrů, kdy hlavní výstup obsahuje rozměry trubkového svazku a počet obsažených trubek. Celkovým výstupem je náčrt výměníku s tabulkou údajů zahrnující konstrukční a tepelné veličiny. V tabulce jsou také zaznamenány spočtené tlakové ztráty výměníku.

Z hlediska technickoekonomického byla u jednotlivých typů výměníků výkonové řady kogenerační jednotky 50 až 1000 kW_e stanovena teplotnosná plocha a přibližná cena výměníku. Z porovnání výsledků těchto cen vyplývá, že parní typ výměníku je téměř dvojnásobně dražší, jak vodní typ. To je zapříčiněno větší potřebnou plochou prostupu tepla tohoto typu. Dále následuje ekonomické zhodnocení pomyslného instalovaného absorpčního chlazení, které je svým chladicím výkonem závislé na zvolené kogenerační jednotce. Tou je v našem případě jednotka SEV-DE170P, využívající jako palivo rostlinný olej. Z výsledků je zřejmé, že pro životnost chladicího zařízení 25 let, nastává bod zvratu po 6 letech provozu, kdy se začne vyplácet dvoustupňová absorpční jednotka poháněná parou. Důvodem jsou vyšší pořizovací a nižší provozní náklady, které vyplývají z lepší účinnosti zařízení, tedy menší spotřebě tepla. Dvoustupňová absorpční jednotka spotřebovává, ve zvoleném uspořádání, pouze teplo ze spalin, tedy přebytečné teplo z kogenerační jednotky lze využít například pro ohřev TUV, což dvoustupňovou jednotku zvyhodňuje.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KRBEK, J. POLESNÝ, B.: Kogenerační jednotky zřizování a provoz, Praha, 2007, ISBN 978-80-7328-151-9.
- [2] STÁROVÁ, M. a kol.: *Využití biomasy jako alternativního zdroje*, [online]
URL: <<http://www.rescompass.org/IMG/pdf/Biomasa.pdf>>, [cit. 2012-3-20].
- [3] ŠKORPÍK, J.: *Biomasa jako zdroj energie*, [online]
URL: <<http://www.transformacni-technologie.cz/biomasa-jako-zdroj-energie.html>>, [cit. 2012-4-1].
- [4] VRÁBLÍKOVÁ, J. ŠTORCH, M.: Využití biomasy k energetickým účelům, [online]
URL: <<http://fzp.ujep.cz/projekty/wd-44-07-1/dokumenty/aktivity/A417.pdf>>, [cit. 2012-4-2].
- [5] JEVIČ, P. a kol.: Diverzifikace využití olejnin pro energetické účely, [online]
URL: <www.spzo.cz/cinnost/prednaskyjs_09.pdf>, [cit. 2012-4-7].
- [6] HROMÁDKO, J. a kol.: Problematika využití biopaliv pro aplikace ve vznětových motorech a jejich emisní analýza, [online]
URL: <<http://jmo.fzu.cz/2009/Jmo-11-12/JMO-200911-12.pdf>>, [cit. 2012-4-20].
- [7] KARAFIÁT, J. a kol.: Sborník technických řešení zdrojů s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla [online], Praha: ORTEP, s.r.o., 2006,
URL: <<http://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>>, [cit. 2012-4-22].
- [8] Český statistický úřad, [online]
URL: <<http://www.czso.cz>>, [cit. 2012-4-24].
- [9] Technický týdeník, Chlazení z tepla kogeneračních zařízení, [online]
URL: <<http://www.techtydenik.cz/detail.php?action=show&id=4961&mark=>>>, [cit. 2012-4-28].
- [10] CCHP, Combined cooling, Heating and power-distributed energy sources, [online]
URL: <<http://thegreenceo.blogspot.com/2011/04/building-cooling-heating-power-bchp.html>>, [cit. 2012-5-1].
- [11] MIKULA, H.: Energetické využití recyklovaných rostlinných olejů, Brno, VUT v Brně, FSI, 2011, 68 s., vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
- [12] DVORSKÝ, E. HEJTMÁNKOVÁ, P.: *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*, 1. vyd., Praha: BEN, 2005, 288 s., ISBN 80-7300-118-7.
- [13] Technický týdeník, Teplonosné kapaliny, [online]
URL: <<http://www.techtydenik.cz/detail.php?action=show&id=1717&mark=>>>, [cit. 2012-5-4].

-
- [14] Žilinská univerzita v Žilině, Strojnická fakulta, Tepelné sítě, [online]
URL: <http://fstroj.uniza.sk/web/ket/subory/pre%20studentov/zl/Zdroje_tepla_13.pdf>, [cit. 2012-5-7].
- [15] BCB Plzeň s.r.o., Výměníky pro přenos tepla ALFA LAVAL, [online]
URL: <<http://bcb-plzen.eu/alfalaval/pajene.htm>>, [cit. 2012-5-8].
- [16] STEHLÍK, P. a kol.: *Tepelné pochody. Výpočet výměníku tepla*, 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s., ISBN 80-214-0363-2.
- [17] SUKUP, J. Trigenerace v areálu Technicka 2. Brno: VUT v Brně, FSI, 2011, 76 s., vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
- [18] Česká Národní Banka, [online] URL: <<http://cnb.cz>>, [cit. 2012-5-10].
- [19] Katalog společnosti Sekora s.r.o., Katalog absorpčních jednotek Broad, katalog číslo: PRO 110100310
- [20] E.ON Energie a.s., přehled produktů cen elektřiny, [online]
URL: <http://www.eon.cz/file/cs/customers/companies/EON_prehled_cen_20120101.pdf>, [cit. 2012-5-15].
- [21] KUPPAN, T.: *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000, 1119 s., ISBN 0-8247-9787-6.
- [22] Teplárenské sdružení a.s., [online], URL: <<http://www.tscr.cz/>>, [cit. 2012-3-3].
- [23] TEDOM s.r.o., Kogenerační jednotky, [online]
URL: <<http://kogenerace.tedom.cz/galerie.htm>>, [cit. 2012-5-10].
- [24] HADRABA, J. *Trigenerace*. Brno: VUT v Brně, FSI, 2010, 40 s., vedoucí bakalářské práce Ing. Zdeněk Fortelný.
- [25] Seznam doporučených odrůd řepky olejky, Brno, 2011, ISBN 978-80-7401-039-2.
- [26] TOUŠEK, V. KUNC, J. VYSTOUPIL, J a kol.: *Ekonomická a sociální geografie*, Plzeň: Aleš Čaněk, 2008, 411 s., ISBN 978-80-7380-114-4.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Energetická bilance oddělené a současné výroby energií. [22].....	14
Obr. 1.2 Blokové schéma kogenerační jednotky s pístovým motorem. [11]	15
Obr. 1.3 Výkonnostní rozsah primárních jednotek.....	17
Obr. 1.4 Provedení KJ se spalovacím motorem.	18
Obr. 1.5 Provedení KJ se spalovacími motory. [23].....	19
Obr. 1.6 Graf zastoupení olejnin v ČR. [25].....	23
Obr. 1.7 Zapojení trigenerační a klimatizační jednotky.	26
Obr. 1.8 Měsíční diagram potřeby tepla. [7,8]	27
Obr. 1.9 Roční diagram potřeby tepla. [11].....	28
Obr. 1.10 Ideální T-s diagram strojního chlazení [24]	29
Obr. 1.11 Schéma jednostupňového absorpčního chlazení.[10].....	31
Obr. 1.12 Schéma dvoustupňového absorpčního chlazení.[10]	32
Obr. 2.1 Schéma možného provedení výměníku trubky v plášti dle TEMA. [21].....	35
Obr. 2.2 Funkce a příklady deskových výměníků. [15]	36
Obr. 3.1 Znázornění rozložení teplot v trubce a jejím okolí. [16].....	40
Obr. 3.2 Tlakové ztráty v mezi-trubkovém prostoru. [16]	41
Obr. 3.3 Uspořádání trubek.	46
Obr. 3.4 Uspořádání MP.	47
Obr. 3.5 Proudění tekutiny v MP výměníku. [16]	49
Obr. 3.6 Grafické řešení výpočtu plochy výměníku spaliny-voda.	51
Obr. 3.7 Délka trubkového svazku.	52
Obr. 3.8 Výměník spaliny/voda zobrazení A.	56
Obr. 3.9 Výměník spaliny/voda zobrazení B.....	57
Obr. 3.10 Výměník spaliny/voda zobrazení C.....	57
Obr. 3.11 Výměník spaliny/voda zobrazení D.	57
Obr. 3.12 Náčrt výměníku spaliny/voda.	58
Obr. 3.13 Prostředí programu HTRI Xchanger Suite v6.00.	60
Obr. 3.14 Ukázka části zprávy výpočtu výměníku spaliny/voda program HTRI.	61
Obr. 3.15 Uspořádání MP výměníku spaliny/pára.	64
Obr. 3.16 Průběh teplot výměníku spaliny/pára	66
Obr. 3.17 Výměník spaliny/pára zobrazení A.	69
Obr. 3.18 Výměník spaliny/voda zobrazení B.....	69
Obr. 3.19 Náčrt výměníku spaliny/pára.....	70
Obr. 5.1 Porovnání absorpčních chlazení vztažené na 1 kW _{ch}	78

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Porovnání teplotního modulu.	16
Tab. 2 Rozdělení energetických plodin s příkladem pěstovaných rostlin. [2].....	21
Tab. 3 Typy konverze biomasy. [4].....	21
Tab. 4 Žebříček pěstovaných olejnin ve Světě. [26].....	22
Tab. 5 Porovnání paliv: RO, MEŘO a nafty. [6].....	25
Tab. 6 Technická specifikace AJ napájenou teplou vodou. [19].....	37
Tab. 7 Technická specifikace AJ napájenou párou. [19].....	38
Tab. 8 Vstupní parametry výměníku spaliny/voda.....	43
Tab. 9 Prvkové složení a hustota spalin.....	43
Tab. 10 Prvkové měrné entalpie za jednotlivých teplot.....	43
Tab. 11 Měrná entalpie spalin za jednotlivých teplot.....	44
Tab. 12 Volené parametry TP spaliny/voda.....	44
Tab. 13 Použité proměnné pro výpočet přestupu tepla v TP.....	45
Tab. 14 Řešení výpočtu plochy výměníku spaliny-voda.....	51
Tab. 15 Hmotnost výměníku spaliny/voda.....	56
Tab. 16 Přehled konstrukčních a tepelných údajů výměníku spaliny/voda.....	59
Tab. 17 Vstupní parametry výměníku spaliny/pára.....	62
Tab. 18 Parametry médií pro tepelnou bilanci.....	62
Tab. 19 Volené parametry TP spaliny/pára.....	63
Tab. 20 Použité proměnné pro výpočet přestupu tepla v TP spaliny/pára.....	63
Tab. 21 Hmotnost výměníku spaliny/pára.....	68
Tab. 22 Přehled konstrukčních a tepelných údajů výměníku spaliny/pára.....	71
Tab. 23 Přehled ploch prostupu tepla a ceny pro stanovené výkony KJ.....	72
Tab. 24 Diskontovaný tok peněz pro jednostupňovou AJ.....	74
Tab. 25 Diskontovaný tok peněz pro dvoustupňovou AJ.....	76
Tab. 26 Diskontovaný tok peněz na kW _{rok,chl} absorpčních jednotek.....	78

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

značka	základní jednotka	název
A	m ²	plocha
c	-	koeficient pro určení TZ
CF	Kč	tok peněz
COP	-	coefficient of performance
C _p	kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	tepelná kapacita
d	m	průměr
D	m	průměr pláště
d	%	diskontní
DCF	Kč	diskontovaný tok peněz
E	W	elektrický výkon
h	m	výška
hm	kg	hmotnost
i	kJ·kg ⁻¹ ; kJ·m ⁻³	entalpie
k	W·K ⁻¹ ·m ⁻¹	součinitel přestupu tepla
l	m	délka
m	kg·s ⁻¹	hmotnostní průtok
n	ks	počet
N	Kč	náklady
Nu	-	Nusseltovo číslo
P	W	příkon
p	Pa	tlak
Pr	-	Prandtlovo číslo
Q	J	teplo
Re	-	Reynoldsovo číslo
s	m	tloušťka
S	m ²	plocha
T	°C	teplota
t	m	rozteč
t _{chl}	hod.	doba využití chlazení za rok
V	m ³ ·s ⁻¹	objemový průtok
w	m·s ⁻¹	rychlost
x	-	substituční faktor
X	%hm.	poměrná hmotnost
y	-	korelační faktor
z	-	korelační součinitel
α	W·K ⁻¹ ·m ⁻²	součinitel prostupu tepla
α _l	K ⁻¹	součinitel délkové roztažnosti

Δl	m	délková roztažnost
Δp	Pa	tlaková ztráta
ΔT	-	teplotní spád
η	-	účinnost
η	Pa·s	dynamické viskozita
λ	$W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$	tepelná vodivost
ξ	-	součinitel ztrát
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota
σ	MPa	napětí
σ_k	MPa	mez kluzu oceli
φ	°	úhel
ψ	-	mezerovitost trubkového svazku

SEZNAM POUŽITÝCH INDEXŮ

index	název
1	teplá strana výměníku, vnitřní strana
11	stav vstupního média teplé strany výměníku
12	stav výstupního média teplé strany výměníku
2	studená strana výměníku, vnější strana
204	204°C
21	stav vstupního média studené strany výměníku
22	stav výstupního média studené strany výměníku
315	315°C
A1	jednostupňová absorpční jednotka
A2	dvoustupňová absorpční jednotka
c/h	cena za hodinu
c/r	cena za rok
e/h	energie za hodinu
el	elektrická energie
ch	chod trubek
chl	chladicí
j	rok
KE	kondenzační elektrárna
lam	laminární
m	místní
ocel/kg	na kilogram oceli
p	přepážka
P	poměrné
pc	pořizovací cena

ps	přepážka a plášť
rp	počet řad trubek
rv	řady trubek ve výřezu přepážky
..s	stěna
s	trubkový svazek
Sli	i-tý prvek spalin
sp	spaliny
sp/pára	typ spaliny pára
sp/voda	typ spaliny voda
ssp	střední spalin
T	teplárna
t	třecí (tlakové ztráty)
t/h	teplo za hodinu provozu
tn	neopřepážkovaný prostor
to	obtékání trubek
tr	trubka
tt	trubky vodorovné roviny
turb	turbulentní
tv	seříznuté přepážky
V	výtopna
v	voda
Vz	zaplněný prostor přepážky
z	ztráty

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

zkratka	název
AJ	absorpční jednotka
FAME	fat acid methyl-esther
FSI	fakulta strojního inženýrství
G	generátor
KJ	kogenerační jednotka
KVET	kombinovaná výroba tepla
L	levá strana rovnice
MEŘO	metylester řepkové oleje
MP	mezi-trubkový prostor
P	pravá strana rovnice
PJ	primární jednotka
PK	plynový kotel
PPC	paroplynová centrála

PSM	pístové spalovací motory
RO	rostlinný olej
ST	spotřebitel tepla
TJ	trigenerační jednotka
TP	trubkový prostor
TUV	teplá užitková voda
TZ	tlakové ztráty

SEZNAM PŘÍLOH

příloha	název
Příloha 1	Parametry kogenerační jednotky SEV-DE170P.
Příloha 2	Vybrané části katalogu absorpčních jednotek BROAD [19].
Příloha 3	Zpráva řešení výměníku spaliny/voda v programu HTRI.
Příloha 4	Fotografie jednotky SEV-DE170P instalované v laboratořích energetického ústavu.

Příloha 1



BHKW Datenblatt

Pflanzenöl SEV-DE 170P (DEUTZ BF6M 1015)

Technische Daten	Einheit	Wert
Drehzahl	1/min	1500
Hubraum	l	11,98
Heizwert Pflanzenöl	kWh/m ³	10
Zylinderzahl und Anordnung		6 V
Max. Eintrittstemperatur Kühlwasser	°C	75
Max. Austrittstemperatur Kühlwasser	°C	92
Schalldruckpegel in 1 Meter	dB(A)	100
Länge ¹	mm	ca. 3500
Breite ¹	mm	ca. 1500
Höhe ¹	mm	ca. 2100
Gewicht	kg	3000
Pflanzenölanschluss	DN	15
Abgasanschluss	DN	150

¹ ohne Anbauten, wie Abgasschalldämpfer und Wärmetauscher

Leistungsdaten	%	100	75	50
Feuerungswärmeleistung ²	kW	423	327	236
Verbrauch Pflanzenöl ²	l/Bh	41	32	23
Heizölanteil nur zum Anfahren ²	l/Bh		1,0	
Kühlwasserwärme ³	kW	74	59	40
Abgaswärme ³	kW	81	63	44
Ladeluft ²	kW	17	13	9
Therm. Wirkungsgrad	%	40,7	41,3	39,4
Elektr. Leistung	kW	170	128	85
Elektr. Wirkungsgrad	%	40,2	39,0	36,0
Stromkennzahl P_{el}/Q_{Nutz}		0,99		
Cos φ			1	

² Leistungsdaten gemäß DIN ISO 3046, Toleranz von +/- 5 %, ³ Wärmeleistung +/- 8%, Heizwert 6kWh/m³

Auslegungsdaten	Einheit	Wert
Abgasvolumenstrom	m ³ N / h	795
Abgasmassenstrom feucht	kg/h	1041
Abgasmassenstrom trocken	kg/h	958
Abgastemperatur	°C	470
Abgastemperatur ohne WT	°C	430
Abgastemperatur nach WT	°C	180
Verbrennungsluftmenge	m ³ N / h	754
Schmierölverbrauch	kg/h	0,03
Kühlwasser Aggregat	°C	ca. 80 / 86 / 92
Kühlwasser Heizkreis	°C	ca. 70 / 80 / 88
Kühlwasservolumenstrom	m ³ /h	13

Kraftstoff Spezifikation

Qualitätsstandard für Rapsöl als Kraftstoff (RK - Qualitätsstandard) 05/2000

Daten, Maße und Gewichte sind unverbindlich. Technische Änderungen vorbehalten

Stand: 04.04.05

Příloha 2

Jednostupňová absorpční jednotka BROAD.

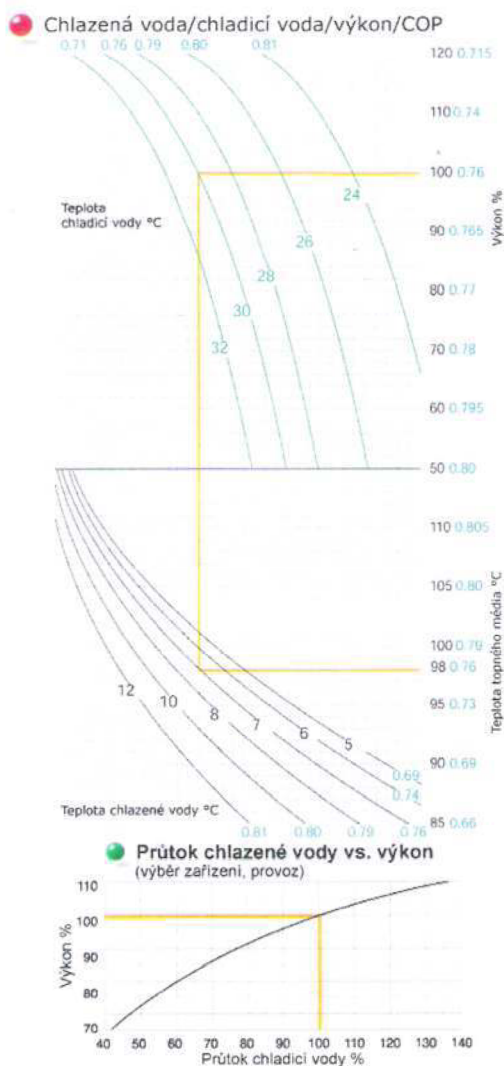
Teplou vodou napájený absorpční chladicí stroj

Popis

Jednotky s napájením teplou vodou mají výhodu v užitkování odpadní teplé vody z technologických okruhů, solárních systémů nebo ze systému centrálního zásobování tepla (CZT). Zařízení BDH mají nejvyšší možný koeficientem účinnosti (COP) dosahujícím hodnoty až 0,76.

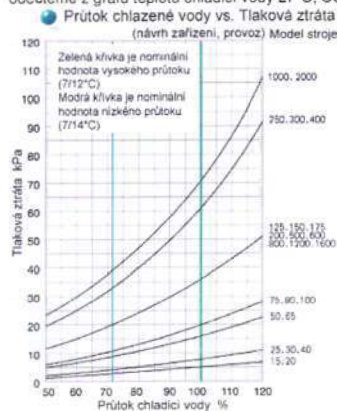
Model BDH	m.j.	20	30	50	75	100	125	150	200	250	300	400	500	600
Chladicí výkon														
Výkon	kW	209	302	512	767	1023	1279	1535	2046	2558	3069	4092	5115	6138
	10 ⁴ kcal/h	18	26	44	66	88	110	132	176	220	264	352	440	528
Chlazená voda 7/12°C vysoký průtok (A)														
Průtok	m ³ /h	36	52	88	123	176	220	264	352	440	528	704	880	1056
Tlaková ztráta	kPa	40	40	40	40	40	40	55	55	70	70	80	80	80
Chlazená voda 7/14°C nízký průtok (B)														
Průtok	m ³ /h	25,2	37	62,9	94,2	125	157	188	251	313	376	503	628	754
Tlaková ztráta	kPa	25	25	25	25	25	25	30	30	40	40	40	50	50
Chladicí voda 37/30°C														
Průtok	m ³ /h	59,5	83,8	146	218	291	364	437	582	728	873	1164	1455	1746
Tlaková ztráta	kPa	50	50	50	60	60	60	60	70	70	70	70	90	90
Rozměry														
Délka	mm	2515	3500	4700	5000	5000	6100	6100	6160	7260	7260	7380	9370	9500
Šířka	mm	1000	1000	1000	1200	1300	1300	1400	1800	1800	2000	2200	2200	2200
Výška	mm	2220	2200	2200	2500	2500	2500	3100	3100	3100	3100	3600	3600	3700
Průtoky a spotřeba														
Průtok topné vody	m ³ /h	24,6	46,8	60	90	120	151	181	241	301	361	482	603	723
El. spotřeba	kW	2,5	2,5	2,5	5,3	5,7	5,7	5,7	8,6	10,1	10,1	13,9	13,8	17,5
Hmotnost roztoku	t	0,7	1,0	1,7	2,2	2,4	3,2	3,5	5,5	6,0	8,2	8,9	11,7	14,5
Převážná hmotnost	t	3,5	4,8	6,5	8,5	10,5	12,5	14	20	23,5	28	33	28	30
Provozní hmotnost	t	4	5,6	7	9,5	11,5	14	16	22	26	31	37	44	50

Technická specifikace

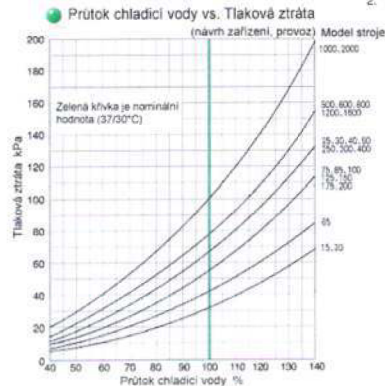


Pozn.: modré hodnoty jsou COP. Ve výpočtu jsou tyto 4 hodnoty sečteny a vyděleny 4. Příklad:

1. Známe: chladicí výkon je 100%, teplota topného média 98°C, teplota chladicí vody je 30°C; odečteme z grafu teplotu chlazené vody 7°C, COP=0,754; výpočet $(0,76+0,76+0,76+0,76)/4=0,76$
2. Známe: teplota topného média je 95°C, teplota chlazené vody 10°C, teplota chladicí vody je 30°C; odečteme z grafu chladicí výkon 104%, COP=0,765
3. Známe: chladicí výkon je 115%, teplota topného média 98°C, chlazená voda 7°C; odečteme z grafu teplotu chladicí vody 27°C, COP=0,761



- Všeobecné podmínky**
1. Výpočtová teplota topné vody výstup/vstup 88/98°C
 2. Výpočtová teplota chlazené vody: (A) 7/12°C, (B) 7/14°C
 3. Výpočtová teplota chladicí vody: 37/30°C
 4. Nejnižší výstupní teplota chlazené vody: 5°C (vyjma speciálních objednávek)
 5. Nejnižší vstupní teplota chladicí vody: 10°C
 6. Nejnižší provozní vstupní teplota 18°C (bez omezení pokud je instalován 3-cestný směšovací ventil)
 7. Maximální tlak chlazené, chladicí vody: 0,8 MPa (vyjma speciálních požadavků)
 8. Faktor znečištění chlazené, chladicí vody: 0,086 m³K/kW
 9. Koncentrace LiBr: 50%
 10. Teplota ve strojovně 5-43°C, vlhkost < 85%
 11. Nastavitelný průtok chlazené vody: 50% - 120% (dle průtoku kapaliny typ A)
 12. Nastavitelný výkon chlazení: 40% - 140%
 13. Nastavitelný výkon chlazení: 5 - 115%
 14. Nominální účinnost (COP) = 0,76
 15. Navržená životnost zařízení 25 let
- Poznámky:**
1. (A) je doporučená hodnota, (B) může být použita bez vlivu na chladicí výkon a účinnost COP
 2. (†) hmotnost zařízení je bez roztoku LiBr



Dvoustupňová absorpční jednotka BROAD.

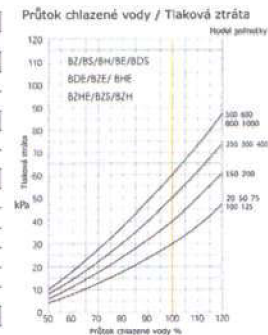
Technická specifikace

Model BS	m.j.	20	30	50	75	100	125	150	200	250	300	400	500	600	
Tlak páry	MPa	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6
Chladicí výkon															
Výkon	kW	233	233	349	349	582	582	872	872	1163	1163	1454	1454	1745	1745
Chlazená voda															
Průtok	m ³ /h	28,6	28,6	54	54	71,4	71,4	107	107	143	143	179	179	214	214
Tlaková ztráta	kPa	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Chladicí voda															
Průtok	m ³ /h	48,8	48,8	72	72	122	122	183	183	244	244	305	305	366	366
Tlaková ztráta	kPa	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Pára															
Max. spotřeba	kg/h	251	252	403	405	628	629	941	944	1255	1259	1569	1572	1883	1888
Rozměry															
Délka	mm	N/A	N/A	N/A	N/A	5000	5000	6100	6100	6100	6100	7260	7260	7380	9370
Šířka	mm	N/A	N/A	N/A	N/A	1790	2050	2090	2180	2620	2790	3090	3180	3230	3570
Výška	mm	N/A	N/A	N/A	N/A	2500	2500	2500	2900	2900	2900	2900	3300	3300	3300
El. spotřeba	kW	1,7	1,4	4,3	4,6	6,8	6,8	6,8	6,8	10,2	10,2	11,7	13,2	17,7	20,7
Provozní hmotnost	t	4,5	5,9	8,5	10	13	16	18	24	30	35	43	54	63	

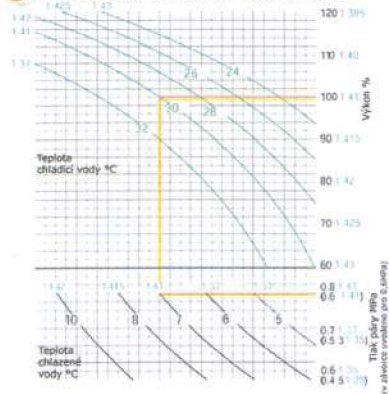
Model BH	m.j.	20	30	50	75	100	125	150	200	250	300	400	500	600
Chladicí výkon														
Výkon	kW	233	349	582	872	1163	1454	1745	2326	2908	3489	4652	5815	6978
Chlazená voda														
Průtok	m ³ /h	28,6	42,9	71,4	107	143	179	214	286	357	429	571	714	857
Tlaková ztráta	kPa	30	30	30	30	30	30	30	40	40	50	50	60	60
Chladicí voda														
Průtok	m ³ /h	48,8	77,8	122	183	244	305	366	488	610	733	977	1221	1465
Tlaková ztráta	kPa	50	50	50	50	50	50	50	50	60	60	60	70	70
Rozměry														
Délka	mm	N/A	N/A	N/A	5000	5000	6100	6100	6160	7260	7260	7380	9370	9500
Šířka	mm	N/A	N/A	N/A	1860	1940	1980	1990	2600	2610	2960	3180	3260	3470
Výška	mm	N/A	N/A	N/A	2500	2500	2500	2900	2900	2900	2900	3300	3300	3300
Max. horké vody	m ³ /h	10,2	25,5	38,2	51,0	63,6	76,4	102	127	153	204	255	306	
El. spotřeba	kW	1,7	2,2	4,3	4,6	6,8	6,8	6,8	10,2	10,2	11,7	13,2	17,7	20,7
Pracovní hmotnost	t	5	5,5	9	11	13	15	18	24	30	35	45	51	63

Model BE	m.j.	20	30	50	75	100	125	150	200	250	300	400	500	600
Chladicí výkon														
Výkon	kW	233	349	582	872	1163	1454	1745	2326	2908	3489	4652	5815	6978
Topný výkon														
Výkon	kW	153	231	384	575	767	959	1151	1534	1918	2301	3068	3835	4602
Chlazená voda														
Průtok	m ³ /h	28,6	42,9	71,4	107	143	179	214	286	357	429	571	714	857
Tlaková ztráta	kPa	30	30	30	30	30	30	30	40	40	50	50	60	60
Chladicí voda														
Průtok	m ³ /h	48,8	77,8	122	183	244	305	366	488	610	733	977	1221	1465
Tlaková ztráta	kPa	50	50	50	50	50	50	50	50	60	60	60	70	70
Topná voda														
Průtok	m ³ /h	13,1	19,7	32,7	49,0	65,4	81,8	98	131	163	196	262	327	394
Tlaková ztráta	kPa	20	20	20	20	20	20	20	30	30	40	40	50	50
Rozměry														
Délka	mm	N/A	N/A	N/A	5000	5000	6100	6100	6160	7260	7260	7380	9370	9500
Šířka	mm	N/A	N/A	N/A	2030	2360	2360	2500	3140	3150	3600	3900	3780	3900
Výška	mm	N/A	N/A	N/A	2500	2500	2500	2900	2900	2900	2900	3300	3300	3300
Max. spotřeba páry	kg/h	465	698	1163	1744	2325	2906	3488	4650	5813	6975	9300	11625	13951
El. spotřeba	kW	1,8	2,2	2,2	4,8	5,0	6,9	6,9	8,4	8,7	8,7	10,5	13,5	17,2
Pracovní hmotnost	t	4,2	4,9	7,1	9,4	12,5	15,8	18,7	25,0	28,6	33,2	44	55	64

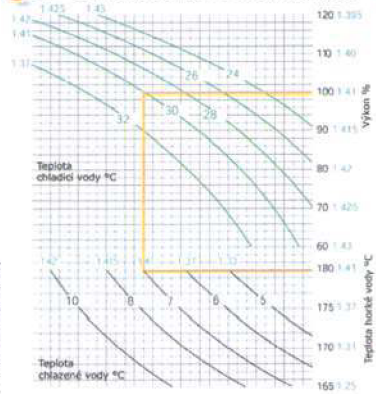
- Všeobecné podmínky**
- Horká voda: 180/165 °C
 - Spalný: 500/160 °C
 - Chlazená voda: 7/14 °C
 - Chladicí voda: 37/30 °C
 - Topná voda: 65/55 °C
 - Nejnižší přípustná teplota chlazené vody na výstupu: 5 °C
 - Nejnižší vstupní teplota chladicí vody: 10 °C
 - Nejnižší provozní vstupní teplota 18 °C (bez omezení pokud je instalován 3-cestný směšovací ventil)
 - Tlakový limit chlazené, chladicí vody: 0,8 MPa (mimo speciální objednávky)
 - Faktor znečištění vody: 0,08m²/kW
 - Napájení : 380V/ 50Hz/ 3f
 - Koncentrace roztoku LiBr: 52%
 - Nastavitelný průtok chlazené vody: 50 + 120%
 - Teplota ve strojovně 5-43 °C, vlhkost s: 85%
 - Nastavitelný výkon zařízení 5 – 115%
 - Nominální účinnost (COP) = 1,41
 - Nominální účinnost při topení: 0,93
 - Navržená životnost až 25 let



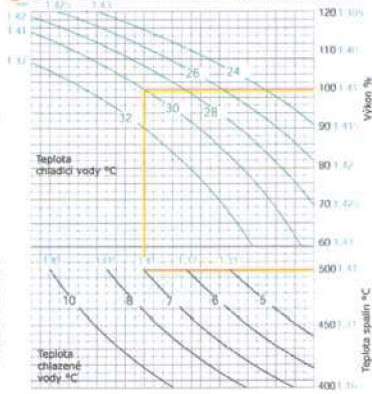
BS = Chlazená a chladicí voda/výkon/COP



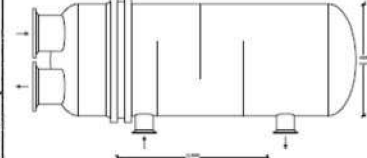
BH = Chlazená a chladicí voda/výkon/COP




BE = Chlazená a chladicí voda/výkon/COP



Příloha 3

HTRI		Final Results		Page 1
Released to the following HTRI Member Company:				
Xist E Ver. 6.00 19.5.2012 21:25 SN: Vals100+				SI Units
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles				
Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside
Fluid name	voda			spaliny
Fluid condition		Sens. Liquid		Sens. Gas
Total flow rate	(kg/s)	2,1900		0,2911
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,000	0,000	1,000 / 1,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	88,00	98,00	470,00 / 160,00
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	93,00	97,38	315,00 / 97,91
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	89,34	100,95	89,55 / 101,40
Pressure, In/Average	(kPa)	120,002	119,963	200,003 / 199,935
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)			0,136
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	4,083e-2		
Mole fraction inert	(--)			0,0000
Average film coef.	(W/m2-K)	1170,72		32,94
Heat transfer safety factor	(--)	1,000		1,000
Fouling resistance	(m2-K/W)	0,000000		0,000000
Overall Performance Data				
Overall coef., Req'd/Clean/Actual	(W/m2-K)	34,80 /	26,14 /	26,14
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0,0960 /		
Effective overall temperature difference	(Deg C)	181,1		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	181,30 *	0,9989 *	1,0000
See Runtime Messages Report for warnings.				
Exchanger Fluid Volumes				
Approximate shellside (L)	66,5			
Approximate tubeside (L)	277,3			
Shell Construction Information				
TEMA shell type	BEU		Shell ID	(mm) 489,000
Shells Series	1 Parallel	2	Total area	(m2) 15,834
Passes Shell	1 Tube	2	Eff. area	(m2/shell) 7,615
Shell orientation angle (deg)	0,00			
Impingement present	No			
Pairs seal strips	1		Passlane seal rods (mm)	28,000 No. 9
Shell expansion joint	No			
Weight estimation Wet/Dry/Bundle	993,94 /	650,35 /	190,69 (kg/shell)	
Baffle Information				
Type	Perpend. Single-Seg.		Baffle cut (% dia)	33,00
Crosspasses/shellpass	4		No. (Pct Area)	(mm) to C.L
Central spacing	(mm)	190,000	1	30,43 / 83,130
Inlet spacing	(mm)	143,000	2	0,00 / 0,000
Outlet spacing	(mm)	377,764		
Baffle thickness	(mm)	4,000		
Tube Information				
Tube type	Plain		Tubecount per shell	110
Length to tangent	(m)	0,665	Pct tubes removed (half)	6,36
Effective length	(m)	0,787	Outside diameter	(mm) 28,000
Total tubesheet	(mm)	31,271		
Area ratio	(out/in)	1,2281		
Tube metal	me-moly steel (1 Cr, 0.5 Mo)		Wall thickness	(mm) 2,600
			Pitch (mm)	35,0000 Ratio 1,2500
			Tube pattern (deg)	45

HTRI		Final Results			Page 2	
Released to the following HTRI Member Company:						
Xist E Ver. 6.00 19.5.2012 21:25 SN: Vals100+						SI Units
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles						
Shellside Performance						
Nom vel, X-flow/window		5,359e-2 / 3,107e-2				
Flow fractions for heat transfer		0,708				
A=0,0760		B=0,6192		C=0,1148		F=9,892e-7
Shellside Heat Transfer Corrections						
Total	Beta	Gamma	End	Fin		
0,946	0,895	1,056	0,987	1,000		
Pressure Drops (Percent of Total)						
Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube	
6,51	3,22	11,72	Inlet	39,18	19,50	
MOMENTUM		0,00	Outlet	39,37	6,30	
Two-Phase Parameters						
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F		
H. T. Parameters			Shell	Tube		
Overall wall correction			1,007	1,000		
Midpoint	Prandtl no.		1,95	0,71		
Midpoint	Reynolds no.		3012	5361		
Bundle inlet	Reynolds no.		5240	4396		
Bundle outlet	Reynolds no.		2174	6388		
Fouling layer (mm)						
Thermal Resistance						
Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des		
2,23	97,45	0,00	0,31	-24,90		
Total fouling resistance				0		
Differential resistance				-0,0095		
Shell Nozzles						
Inlet at channel end-Yes			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
Number at each position			1	1	0	
Diameter (mm)			77,927	77,927		
Velocity (m/s)			0,24	0,24		
Pressure drop (kPa)			0,031	0,031		
Height under nozzle (mm)			68,008	68,008		
Nozzle R-V-SQ (kg/m-s2)			54,52	54,90		
Shell ent. (kg/m-s2)			4,00	4,03		
Tube Nozzle			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
			AXIAL	AXIAL		
Diameter (mm)			154,051	154,051		
Velocity (m/s)			8,35	4,87		
Pressure drop (kPa)			0,026	8,557e-3		
Nozzle R-V-SQ (kg/m-s2)			65,22	37,99		
Annular Distributor			Inlet	Outlet		
Length (mm)						
Height (mm)						
Slot area (mm2)						
Diametral Clearances (mm)						
Baffle-to-shell		Bundle-to-shell		Tube-to-baffle		
4,7625		27,4675		0,7938		

		Supplementary Results		Page 3
		Released to the following HTRI Member Company:		
Xist E Ver. 6.00 19.5.2012 21:25 SN: Vals100+				SI Units
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles				
Externally Enhanced Tube Geometry			Internally Enhanced Tube Geometry	
Type	Plain		Type	None
Fin density	(fin/meter)		Thickness	(mm)
Fin height	(mm)		Pitch	(L/D)
Fin thickness	(mm)			
Root diameter	(mm)			
Area/length	(m2/m)			
Mean Metal Temperatures				
Mean shell temperature	93,54 (C)			
Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)				
<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>	
1	99,79	99,07	99,41	
2	96,74	96,43	96,58	

Příloha 4

