



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**PAROPLYNOVÁ TURBÍNA PRO AKUMULACI
ENERGIE**

STEAM-GAS TURBINE FOR ENERGY STORAGE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Štěpán Staněk

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Štěpán Staněk**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok: 2019/20

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

Paroplynová turbína pro akumulaci energie

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Snižování množství oxidu uhličitého vypouštěného do ovzduší a zvyšování podílu výroby elektrické energie z obnovitelných zdrojů, sebou přináší i určité problémy. Jedním z nich je, jak využít přebytek elektrické energie z těchto zdrojů. V současnosti je tento problém standardně řešen její akumulací v různých druzích akumulátorů energie.

V poslední době se k těmto akumulátorům přidala možnost akumulovat energii do chemické energie syntetických paliv např. vodíku a metanu, která je označovaná jako „Power to gas“. Velká pozornost je věnována akumulaci nadbytečné elektrické energie prostřednictvím výroby syntetického zemního plynu (SNG). Základem je „Sabatier reakce“, kdy z CO₂ a vodíku za přítomnosti katalyzátorů vzniká SNG a voda. CO₂ je zpravidla získáván z bioplynu, nebo uhlí, vodík je získáván elektrolytickým rozkladem vody. Takto získaný CO₂ obsahuje určité přídavné látky (nečistoty), které „zamořují“ katalyzátor, který snižuje účinnost reakce, až je nutné reakci zastavit a katalyzátor obnovit.

Uvedené nevýhody odstraňuje využití oběhu s paroplynovou turbínou. Ten kromě výroby el. energie a tepla, produkuje „čisté CO₂“, které je možné využít v reaktoru na výrobu SNG.

Cíle diplomové práce:

Navrhnete paroplynovou turbínu pro tyto parametry:

Tlak páry na vstupu do turbíny: 160 bar (a)

Teplota směsi na vstupu do turbíny: 800 °C

Dělicí tlak: cca 13 bar (a)

Protitlak: 1,2 bar (a)

Hmotnostní průtok paroplynové směsi: 100 t/hod

Obsah práce:

Zpracujte termodynamický výpočet, řezy jednotlivými moduly a dispoziční uspořádání turbíny.

Pro výpočet využijte standardní $i-s$ diagram vodní páry. Při výpočtu nahradte paroplynovou směs přibližně vodní párou.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

ŠKORPÍK, J. Teorie lopatkových strojů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019, 310 s. ISBN 978-80-214-5783-6.

KRBEK, J., POLESNÝ, B. a FIEDLER, J. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce pojednává o rostoucí nutnosti ukládat elektrickou energii efektivněji a ve větším množství. Je popsán přehled možných technologií s jejich výhodami a nevýhodami. Větší zřetel je dán na ukládání energie do plynu, tzv. Power to Gas, který kombinuje elektrolytickou výrobu vodíku z vody a Sabatierovu reakci k produkci syntetického metanu. Tato technologie je ideově představena v tzv. SIT Brno cycle firmy Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o. Stěžejní část práce je zaměřena právě na popis tohoto cyklu a na výpočet paroplynové turbíny (vysokotlakové a nízkotlakové). V práci je popsána metodika výpočtu tepelné turbíny a složení paroplynové směsi po spalování metanu. Vzniklý oxid uhličitý spalováním v generátoru paroplynové směsi nahrazen vodní parou. Součástí diplomové práce jsou výkresy s řezy jednotlivými moduly turbín.

Abstract

Master thesis discusses the growing need of electric energy storage and its effectivity and capacity. It describes an overview of possible technologies with their advantages and disadvantages. Greater attention is paid to the storage of energy in gas, so-called Power to Gas, which combines the electrolytic production of hydrogen from water and the Sabatier reaction to produce synthetic methane. This technology is introduced in the so-called SIT Brno cycle of Siemens Industrial Turbomachinery company. The main part of the thesis is focused on the description of this cycle and on the calculation of the steam-gas turbine (high-pressure and low-pressure module). This thesis describes the methodology of turbine calculation and the composition of the steam-gas mixture after combustion of methane. The carbon dioxide formed by combustion in the steam-gas mixture generator was replaced by steam. Part of the master thesis are drawings of cross-section of individual turbine modules.

Klíčová slova

Power to Gas, Sabatierova reakce, termodynamický výpočet parní turbíny, spalování metanu, SIT Brno cycle, Rankin-Clausiusův cyklus, ukládání elektrické energie, obnovitelné zdroje energie.

Key words

Power to Gas, Sabatier reaction, thermodynamic calculation of steam turbine, combustion of methane, SIT Brno cycle, Rankine-Clausius cycle, electrical energy storage, renewable energy sources.

Bibliografická citace:

STANĚK, Štěpán. *Paroplynová turbína pro akumulaci energie*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124548>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Paroplynová turbína pro akumulaci energie“ vypracoval samostatně pod vedením vedoucího pana doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr. a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 26. 6. 2020

.....
Štěpán Staněk

Poděkování

Tímto chci poděkovat mému vedoucímu panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a odbornému konzultantovi panu Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc., ze společnosti Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o. za cenné rady a připomínky při tvorbě této diplomové práce.

Obsah

Úvod	15
1 Ukládání energie z obnovitelných zdrojů	16
1.1 Mechanické ukládání energie	16
1.1.1 Přečerpávací vodní elektrárny.....	16
1.1.2 Ukládání do stlačeného vzduchu.....	17
1.1.3 Setrvačníky	18
1.2 Elektrochemické ukládání energie.....	19
1.2.1 Akumulátorové baterie	19
1.2.2 Průtočné baterie	20
1.3 Chemické ukládání energie.....	21
1.4 Elektromagnetické ukládání energie	21
1.4.1 Superkapacity	21
1.4.2 Supravodivé indukční akumulátory.....	22
1.5 Tepelné ukládání energie	22
1.5.1 Akumulace citelného tepla.....	23
1.5.2 Akumulace latentního tepla	23
1.5.3 Termochemická akumulace tepla	23
1.6 Porovnání technologií akumulace elektrické energie.....	23
2 Přeměna energie na plynná paliva (Power to Gas)	25
2.1 Historie a význam	25
2.2 Elektrolýza vodíku.....	27
2.2.1 Termochemický rozbor	27
2.3 Elektrolyzéry	29
2.3.1 Typ AEL	29
2.3.2 Typ PEM	30
2.3.3 Typ SOEC	30
2.4 Skladování vodíku	31
3 Sabatierova reakce	32
3.1 Historie	32
3.2 Princip reakce	32
3.2.1 CO metanizace	34
3.2.2 CO ₂ metanizace	34
3.3 Katalyzátory	34
3.3.1 Deaktivace katalyzátorů.....	35
3.4 Reaktory	37
3.4.1 Reaktory s fluidním ložem.....	38
3.4.2 Reaktory s pevným ložem	38
4 Návrh tepelné turbíny	40
4.1 Typ lopatkování	40
4.1.1 Akční lopatkování	40
4.1.2 Reakční lopatkování	42
4.1.3 Porovnání akčního a reakčního lopatkování	43
4.2 Regulační stupeň	46
4.2.1 A-kolo	46
4.2.2 Curtisův rychlostní stupeň.....	47
4.3 Obvodová práce.....	48

5	Návrh systému pro ukládání energie do plynu	50
5.1	Schéma uspořádání	50
5.2	Vliv teploty a tlaku na účinnost Rankin-Clausiova cyklu	53
5.3	Výpočet generátoru paroplynové směsi.....	55
5.3.1	Stav produktů po spálení	55
5.3.2	Množství chladicí vody	58
5.3.3	Podíl vodní páry v paroplynové směsi.....	58
5.3.4	Shrnutí iteračního výpočtu	58
5.3.5	Výsledky výpočtu.....	59
6	Výpočet tepelné turbíny.....	60
6.1	Regulační stupeň	61
6.1.1	Volba parametrů před výpočtem	61
6.1.2	Izoentropická expanze	61
6.1.3	Ztráty a rychlosti statoru	62
6.1.4	Ztráty a rychlosti rotoru	63
6.1.5	Další ztráty.....	64
6.1.6	Přepočítání parametrů na vstup do prvního stupně	65
6.2	Stupňová část turbíny.....	66
6.2.1	Volba parametrů před výpočtem	66
6.2.2	Izoentropická expanze	66
6.2.3	Ztráty a rychlosti statoru	67
6.2.4	Ztráty a rychlosti rotoru	67
6.2.5	Další ztráty.....	68
6.3	Vstupní veličiny a výsledky výpočtu	68
6.3.1	Vysokotlaková turbína.....	69
6.3.2	Nízkotlaková turbína	71
6.3.3	Zhodnocení obou turbín.....	73
6.3.4	Volba otáček a charakteristika převodovky	74
	Závěr	75
	Seznam použitých zdrojů	76
	Seznam použitých symbolů a zkratk	81
	Seznam obrázků.....	89
	Seznam příloh.....	90

Úvod

Z důvodu měnící se klimatické situace se v několika posledních letech hledají technologie, jak zpomalit nebo dokonce zastavit vzrůstající tendenci průměrné teploty atmosféry naší Země. Výroba elektrické energie ve světě je stále ještě velmi závislá na fosilních zdrojích. Tento problém se částečně snaží lidstvo eliminovat vyvíjením technologií produkce z tzv. obnovitelných zdrojů energie (OZE). Jejich potenciál je obrovský, ale nevýhodou některých z nich je jejich intermitentní (přerušovaný) charakter výroby. Konvenční fosilní zdroje mohou fungovat podle potřeby zákazníků a díky tomu mají výhodu. Aby OZE mohly fosilním konkurovat je potřeba co nejvíce eliminovat jejich negativa, tj. nemožnost plně ovlivňovat jejich výrobu.

Pro stabilitu elektrické sítě a pro větší perspektivu OZE je výhodné mít možnost elektrickou energii ukládat v době, kdy je poptávka menší než nabídka, a následně ji použít, když je tomu naopak. S dostatečným množstvím úložné kapacity mohou být fosilní zdroje nahrazeny těmi obnovitelnými a tím se sníží produkce oxidu uhličitého, který jako skleníkový plyn, způsobuje oteplování naší planety.

Cílem této práce je předvést jaký je potenciál v úložištích energie, konkrétně v ukládání elektrické energie do uměle vyrobených plynů, jako je např. vodík nebo metan. Právě výroba vodíku a jeho následná syntéza s oxidem uhličitým pro výrobu metanu je velmi perspektivní technologií. Cyklus kombinující výrobu vodíku a syntézu metanu při potřebě energii ukládat a spalování metanu při jejím nedostatku je v této práci představen jako SIT Brno cycle firmy Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o.

Metanizační reaktory, tedy chemické reaktory produkující syntetický metan, mají už ve světě hmatatelné výsledky. Katalyzátory v těchto zařízeních ale často degradují, protože oxid uhličitý použitý pro syntézu je velmi často produktem nějakého technologického procesu, který do něj vnáší nečistoty, které degradaci způsobují. SIT Brno cycle tento problém efektivně eliminuje použitím téměř čistého CO_2 , který si sám produkuje v době vybíjení, tedy spalování metanu. Spalování probíhá v tzv. generátoru paroplynové směsi, která kromě již zmíněného CO_2 obsahuje vodní páru. Celý cyklus je uzavřený, takže v něm oxid uhličitý zůstává a nezpůsobuje problémy (zmíněné výše) jako ostatní skleníkové plyny.

Paroplynová směs odevzdá část své vnitřní energie ve vysokotlakové a nízkotlakové turbíně. Tím že tento cyklus umožňuje zvýšit teplotu směsi na úroveň spalovacích turbín a tlak na úroveň parních turbín, dosahuje účinnost vysokých hodnot. Výpočtová část této práce spočívá v termodynamickém návrhu lopatkování obou turbín. Vysokotlaková turbína se vyznačuje použitím radiálního regulačního stupně. Obě pak svým paralelním spojením s převodovkou.

1 Ukládání energie z obnovitelných zdrojů

Je odhadováno, že pokud bychom používání fosilních paliv neomezovali, tak průměrná teplota naší planety vzroste minimálně o 3 °C do roku 2050 oproti době před průmyslovou revolucí. Opatření tzv. Pařížské dohody, která byla dojednána roku 2015, je snižování emisí tak, aby toto zvýšení teploty bylo maximálně 2 °C s cílem dosáhnout dokonce navýšení pouze o 1,5 °C. Jednou z možností, jak toho dosáhnout, je zvýšit podíl obnovitelných zdrojů pro výrobu elektrické energie. [1]

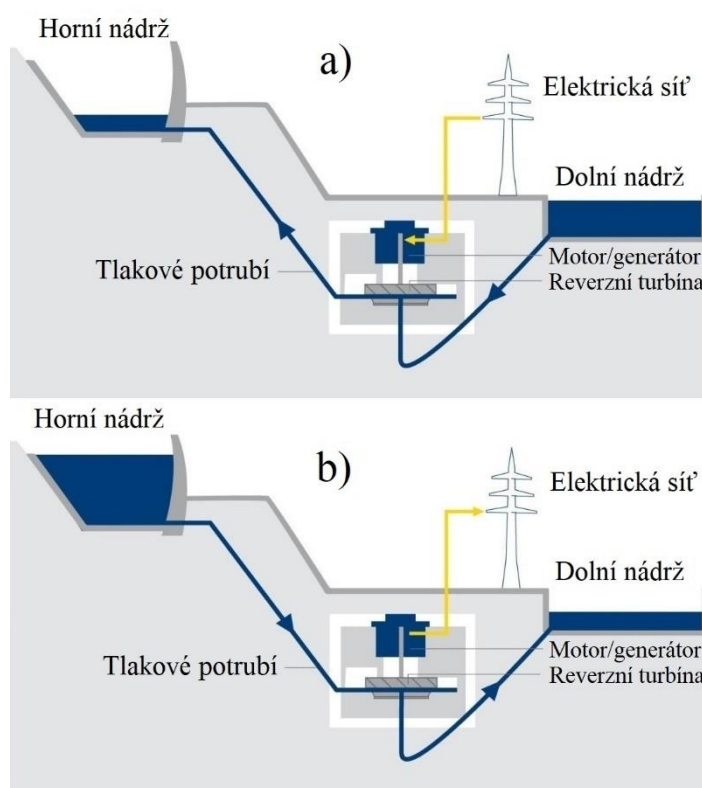
Obnovitelné zdroje se podílely na výrobě elektrické energie ve světě z 25,6 % v roce 2018. Řadí se mezi ně vodní, větrné, solární (fotovoltaické a koncentrátorové) a geotermální elektrárny a dále elektrárny využívající energii mořských vln a spalující biopaliva. Vypouštění skleníkových plynů do atmosféry způsobující globální změnu klimatu je jedním z důvodů intenzivního vývoje technologií využívající obnovitelné energie. Dodávky elektřiny z těchto zdrojů (převážně z větrných a solárních) jsou ale silně proměnlivé a těžko předvídatelné. Jejich vysoký podíl v energetickém mixu může způsobovat problémy s regulací frekvence elektrické sítě. Některé literární zdroje uvádějí, že pro jejich bezpečné začlenění do sítě je potřeba mít technologie pro ukládání energie o kapacitě 10 až 20 % z celkové produkce těchto nestálých zdrojů. Následující podkapitoly stručně popisují technologie pro ukládání elektrické energie. [2], [3], [4]

1.1 Mechanické ukládání energie

1.1.1 Přečerpávací vodní elektrárny

Vodní elektrárny dodávají nejvíce energie ze všech obnovitelných zdrojů na světě. V roce 2018 dodaly přibližně 15,9 % celkové elektřiny a až 62 % elektřiny z obnovitelných zdrojů. Mohou disponovat výkonem od stovek kW až po GW. Největší vodní elektrárna na světě se nachází v Číně (Tři soutěsky s výkonem 22,5 GW). Druhá největší pak na hranicích států Paraguay a Brazílie (Itaipu s výkonem 14 GW). Ty ale nedokážou ukládat elektrickou energii, na to se používají tzv. elektrárny přečerpávací. [2], [5]

Přečerpávací vodní elektrárny disponují horní a dolní nádrží propojenou potrubím, jak je vidět na obrázku 1.1). V době přebytku energie v síti čerpají vodu z dolní nádrže do horní. V případě, kdy je potřeba do sítě energii naopak dodat, se voda pustí přes turbínu do dolní nádrže. Používané turbosoustrojí je nejčastěji reverzní Francisova turbína, která umožňuje pro jeden stroj jak čerpací, tak



Obrázek 1.1: Schéma přečerpávací vodní elektrárny.

a) Čerpací režim

b) Turbinový režim

Převzato a přeloženo z [51]

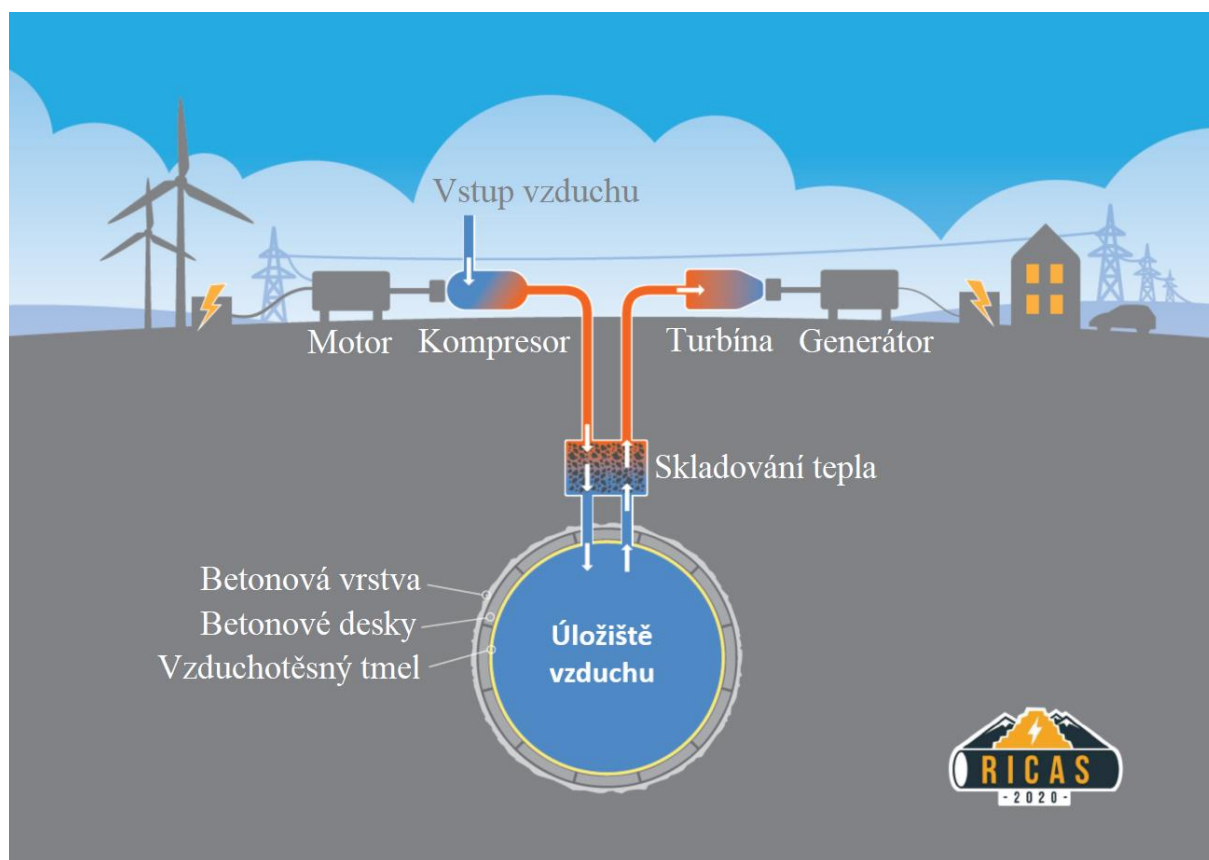
turbínový provoz. Účinnost přečerpávacího cyklu se pohybuje v rozmezí 65 až 90 %. Často se používají jako výkonové rezervy a k regulaci frekvence sítě, protože dokážou najíždět velmi rychle od několika desítek sekund až po několik minut. [6], [7]

V České republice máme celkem tři takové elektrárny: Dlouhé stráně (650 MW), Dalešice (480 MW) a Štěchovice II (45 MW). Největší přečerpávací elektrárna na světě Bath County s výkonem 3 GW se nachází v USA. Další dvě Guangdong a Huizhou, obě s výkonem 2,4 GW jsou v Číně. Přečerpávací elektrárny poskytují přibližně 94 % instalované kapacity pro ukládání elektrické energie na světě a jejich instalovaný výkon byl 160 GW v roce 2018. Do roku 2030 se předpokládá navýšení této kapacity na hodnotu 225 GW. [2], [5], [8]

1.1.2 Ukládání do stlačeného vzduchu

Další možností mechanického ukládání je využít vytěžené důlní kaverny nebo přírodní jeskyně jako tlakové zásobníky pro stlačený vzduch. Vzduch se do nich vhání kompresorem poháněným elektrickou energií v době přebytku v síti. Pro menší kapacity a geografické lokace s absencí podzemních zásobníků lze použít tlakové nádrže. Schéma úložiště je na obrázku 1.2. [7]

Při kompresi vzduchu vzniká teplo. Pokud není využito, jedná se o nemalou ztrátu. V době poptávky po energii se natlakovaný vzduch pustí přes turbínu. Svoji expanzí mu výrazně klesá teplota, a tak je ještě před turbínou smíchán s plynným palivem, které je spaleno. Opatření ke zvýšení účinnosti je uložit vznikající teplo při kompresi na dobu, kdy je potřeba energii vyrábět a ohřát jím proudící vzduch. Zvýšení účinnosti tímto způsobem dosahuje až 20 % a provoz nevyžaduje spalování fosilních paliv. Je tedy CO₂ neutrální. Účinnost celého cyklu bez využití ztrátového tepla se pohybuje v rozmezí přibližně 42 až 55 %. S využitím ztrátového tepla by mohla účinnost dosahovat až 75 %. Elektrický dodávaný výkon může být až ve stovkách MW po dobu několika hodin. [7], [8]



Obrázek 1.2: Schéma úložiště stlačeného vzduchu projektu RICAS2020. Převzato a přeloženo z [52]

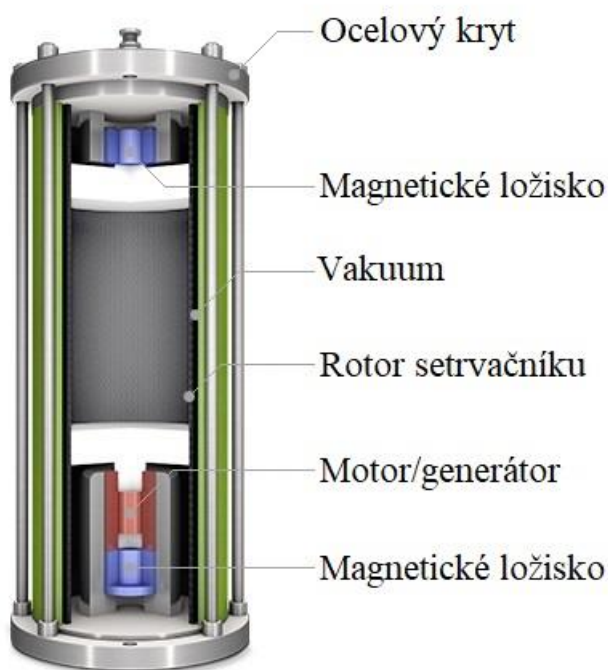
1.1.3 Setrvačníky

Setrvačníky jsou jedny z nejstarších strojů k ukládání energie. Jejich použití se rozšířilo ve strojírenství nástupem průmyslové revoluce. Plnily úkol vyrovnávání kolísavého kroutícího momentu parních strojů a spalovacích motorů. Příkladem první aplikace k ukládání elektrické energie je tzv. gyrobuss, který byl zkonstruován ve Švýcarsku ve 30. letech minulého století. Setrvačník byl umístěn v autobuse a roztáčel se elektrickým proudem, aby následně uloženou energii využil k pohonu autobusu. Využití pro ukládání elektrické energie k regulaci proměnlivých energetických zdrojů je diskutováno až v posledních desetiletích vzhledem k zdokonalení magnetických ložisek, elektroniky a materiálů. [9], [10]

Elektrická energie se dá uložit ve formě kinetické energie rotujícího setrvačníku, který je spojen přes hřídel s elektrickým strojem umožňujícím pracovat v režimu nabíjení a vybíjení, tedy jako motor i generátor. Setrvačníky se dělí na vysoko otáčkové (10 000 až 100 000 ot./min) a nízko otáčkové (pod 10 000 ot./min). Použití vysokých otáček setrvačníku je opodstatněné, protože množství uložené energie je kvadraticky závislé na otáčkách a pouze lineárně závislé na hmotnosti. Rovnice (1.1) vyjadřuje vztah mezi energií uloženou v setrvačníku na jeho úhlové rychlosti a momentu setrvačnosti. Za předpokladu konstantní hustoty je moment setrvačnosti funkcí tvaru setrvačníku. [7], [10], [11]

$$E = \frac{1}{2} J \omega^2 \quad (1.1)$$

E	kinetická energie setrvačníku [J]
J	moment setrvačnosti [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
ω	úhlová rychlost [s^{-1}]



Obrázek 1.3: Setrvačník firmy STORNETIC. Převzato a přeloženo z [50]

První setrvačníky byly konstruovány s mechanickými ložisky, ty se ale vyznačují velkými třecími ztrátami. S možností použít magnetická ložiska a vyvinutí vakua mezi rotorem a stěnou pláště se výrazně sníží třecí ztráty¹. Pro magnetická ložiska je typická absence mazání, nicméně vyžadují složitý kontrolní systém a energii k provozu, která se považuje za ztrátu. Pro velmi vysoké otáčky lze použít supravodivých ložisek, které je ovšem nutné chladit na velmi nízké teploty blízké absolutní nule, což je energeticky náročné. Setrvačníky mohou být vybaveny i mechanickými ložisky v případě selhání ložisek magnetických. Materiály používané pro rotující hmoty jsou různé: oceli, titanové a hliníkové slitiny a kompozitní materiály vhodné pro velmi vysoké otáčky do 100 000 ot./min. [7], [10]

Využití mohou setrvačníky získat v malých i velkých energetických sítích. V kombinaci s fotovoltaickými a větrnými

¹ Mechanická ložiska způsobují ztrátu přibližně 5 % kapacity za hodinu provozu. Magnetická ložiska tyto ztráty snižují na 1 % za hodinu. Při použití supravodivých ložisek je ztráta pouhých 0,1 % za hodinu.

elektrárnami mohou výrazně pomoci s regulací výkonu přiváděného z těchto zdrojů do elektrické sítě. Oba tyto obnovitelné zdroje jsou silně závislé na proměnlivosti počasí. Setrvačníky jsou schopné velmi rychlého vybití (sekundy až minuty) s dodáním poměrně vysokých výkonů (kW až GW podle počtu použitých setrvačnicků v paralelním zapojení) s účinností nad 90 %. Zároveň rychle reagují na potřebu regulovat frekvenci sítě. V lokálních sítích dokážou velmi rychle reagovat na výpadky napájení a pomáhají tak překlenout první sekundy až minuty, než se zprovozní jiné zdroje energie, popř. než se obnoví původní napájení systému. Počet nabíjecích cyklů je prakticky neomezen a životnost setrvačnicků je větší než u baterií, nicméně cena vztahovaná k uložené energii je větší. Dalšími výhodami setrvačnicků jsou menší dopad na životní prostředí (vzhledem k použitým recyklovatelným materiálům) a schopnost provozu v mnohem větším teplotním rozmezí, než je tomu u baterií. [9], [11]

1.2 Elektrochemické ukládání energie

1.2.1 Akumulátorové baterie

Roku 1860 francouzský fyzik Gaston Planté vynalezl první prakticky využitelný akumulátor složený ze spirálovitě vinutých olověných desek oddělených gumovými pásky v nádobě s roztokem kyseliny sírové. Od té doby se vývoj akumulátorů nezastavil a existuje velké množství různých typů používajících rozličné materiály pro elektrody i elektrolyty. [12]

Akumulátorové články obsahují elektrolyt, který slouží jako médium pro přenos elektronů mezi dvěma elektrodami (záporně nabitou anodou a kladně nabitou katodou). Elektrody si vyměňují ionty přes elektrolyt a elektrony přes vnější elektrický obvod, který tím koná práci. Dnešní akumulátory se vyznačují velmi krátkou dobou odezvy v rámci milisekund, což je činí vhodnými pro regulaci a stabilizaci elektrických sítí. Nevýhodou je jejich cena, která ovšem v průběhu posledních let klesá a předpokládá se, že dále bude. [13]

Olověné akumulátory

Olověné akumulátory jsou nejstarším typem. Anoda je z olova a katoda z oxidu olovičitého. Elektrolytem je roztok kyseliny sírové. Nevýhodou je nízký počet cyklů, které akumulátor zvládne, než degraduje (sníží se jeho úložná kapacita), nízká energetická hustota (30 až 45 Wh/kg) a použité látky, které jsou škodlivé pro životní prostředí. [7], [14], [15]

Niklové akumulátory

Katoda těchto akumulátorů je vyrobena z niklových sloučenin, ale materiál anody může být různý. Proto také existují různé druhy niklových akumulátorů jako např. nikl-kadmiové (NiCd), nikl-metal hydridové (NiMH), nikl-zinkové (NiZn) atd. Všeobecně mají větší energetickou hustotu než olověné akumulátory v rozmezí 10 až 100 Wh/kg s účinností 60 až 90 % podle konkrétní technologie. NiCd jsou ovšem poměrně drahé (až desetkrát dražší než olověné akumulátory) a kadmium je toxický prvek, takže vznikají problémy s recyklací. NiMH jsou z materiálů, které nejsou pro životní prostředí škodlivé, ale intenzivní nabíjecí a vybíjecí cykly rapidně snižují jejich kapacitu. NiZn mají výhody společné s NiMH, ale životnost z pohledu počtu cyklů, než dojde k výrazné degradaci kapacity, je malá. [7], [13]

Lithium-iontové akumulátory

Počátek komerčního použití se datuje do devadesátých let minulého století, kdy začaly nahrazovat akumulátory NiMH. Katoda je z oxidu kovu s lithiem, anoda z uhlíku a elektrolyt je lithiová sůl rozpuštěná v organickém rozpouštědle. Nejčastěji jsou využívány v přenosných zařízeních jako jsou např. notebooky a mobilní telefony, ale také elektrická auta. Mohou být využity i pro stacionární řešení jako bateriové systémy pro úložiště energie z elektrické sítě. Stejně jako

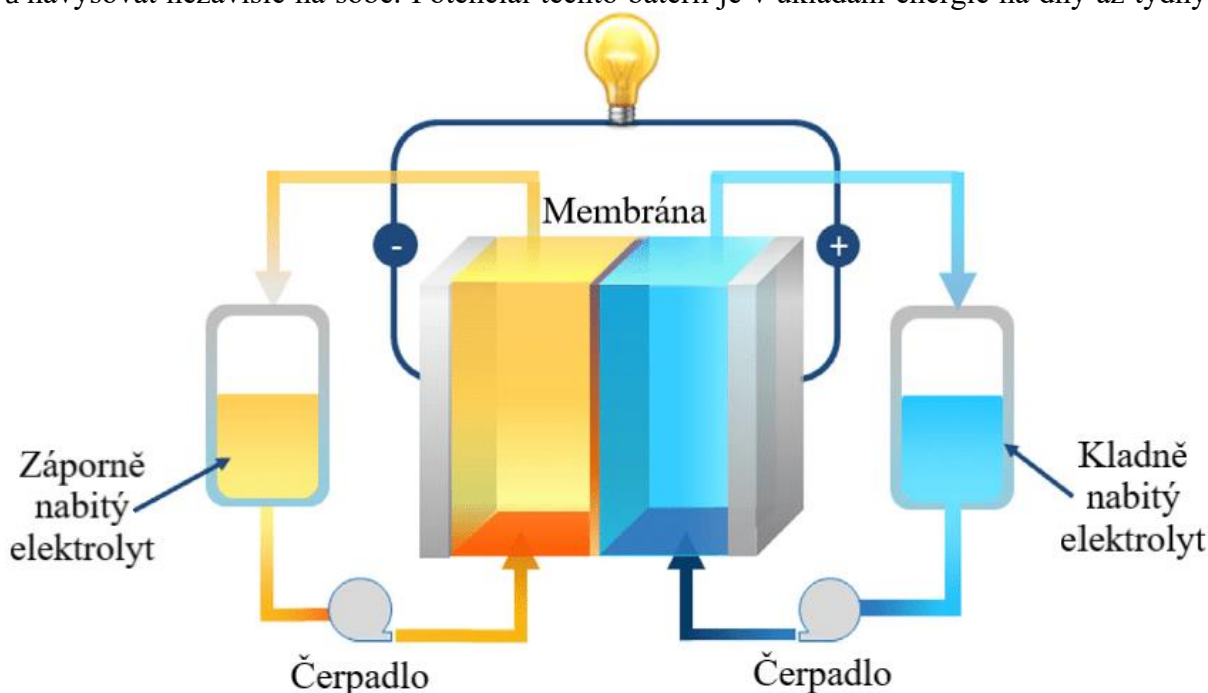
u akumulátorů niklových mají ty lithiové možnost použití různých materiálů elektrod i elektrolytů, podle poptávky po různých parametrech. Různorodost materiálů dodnes ponechává hodně prostoru pro další výzkum, takže stále není jisté, která konkrétní kombinace bude v budoucnu nejlepší. Disponují jednou z nejvyšších energetických hustot (100 až 300 Wh/kg) a vysokou účinností (85 až 95 %), a proto jsou velmi perspektivním k dalšímu výzkumu. Jejich cena je stále vysoká, ale každoročně klesá. Nevýhodou je, že jejich přebíjení a úplné vybíjení snižuje jejich životnost. Proto mají větší systémy využívající lithiové akumulátory řídicí elektroniku, která hlídá, aby k přebíjení a vybíjení nedocházelo. Další problém je, že při teplotách pod bodem mrazu a nad 45 °C ztrácejí kapacitu. [8], [14], [15]

Sodík-sírové akumulátory

Japonská firma NGK roku 2002 přišla na trh s tímto akumulátorem. Zvláštností tohoto typu je, že elektrolyt je pevná keramická látka z oxidu hlinitého, která odděluje katodu z tekuté síry a anodu z tekutého sodíku. Teplota, při které akumulátor pracuje je 300 až 340 °C. Teplo potřebné k udržení provozní teploty může při správném návrhu dodávat samotná baterie reakcemi, které v ní probíhají. Energetická hustota je 100 až 250 Wh/kg s účinností 65 až 90 %. Do budoucna je to perspektivní technologie z důvodu potenciálně vyšší energetické hustoty, než je u lithium iontových akumulátorů. [7], [13]

1.2.2 Průtočné baterie

Průtočné baterie se od dobíjecích baterií (akumulátorů) liší svou konstrukcí. Také mají kladnou a zápornou elektrodu i elektrolyt. Rozdíl je v tom, že elektrolyt je ve dvou oddělených nádržích (v jedné je kladně nabitý a v druhé záporně nabitý elektrolyt) a je čerpadly vháněn do bateriového svazku. Zde dochází k elektrochemickým reakcím, které umožňují nabíjení a vybíjení. Elektrolyty jsou ve svazku odděleny iontově propustnou membránou (propouští kationt vodíku H^+ , což je vlastně pouhý proton). Schéma průtočné baterie je na obrázku 1.4. Velikost elektrolytických nádrží určuje kapacitu baterie a velikost bateriového svazku zase její výkon. Kapacita a výkon už tedy nejsou pevně svázány tak, jako je tomu u akumulátorů, ale dají se snižovat a navyšovat nezávisle na sobě. Potenciál těchto baterií je v ukládání energie na dny až týdny,



Obrázek 1.4: Schéma uspořádání průtočné baterie.
Převzato a přeloženo z [16]

čehož nejsou akumulátorové systémy ekonomicky schopny v takové míře. Výhoda průtočných baterií je v dlouhé životnosti (nedochází tak rychle k degradaci materiálů jako u akumulátorů a elektrolyt téměř neztrácí svou kapacitu), možnosti dosáhnout větších výkonů (až stovky MW podle potřeby) a netečnost vůči úplnému vybití a běžným teplotním podmínkám. Nevýhody jsou vysoká cena vanadu a velmi nízká energetická hustota vztažená na objem (10 až 30 kWh/m³), která je o řád menší než u lithiových baterií, takže úložiště mohou být značně rozměrná. [7], [8], [16]

Průtočné baterie se někdy nazývají redoxní. To proto, že reakce v nich probíhající jsou oxidačně redukčního charakteru podobně jako u akumulátorů. Nejpoužívanějším typem je vanadová průtočná baterie (VRB²). Ta využívá roztoky solí vanadu. Zinkovo-bromidová baterie (ZnBr) a bromid-sodná baterie (PSB³). [7]

1.3 Chemické ukládání energie

Chemické ukládání energie představuje využívání elektrické energie k výrobě vodíku za pomoci elektrolyzéru. Vodík nemusí být vždy tím ideálním plynným nosičem pro ukládání energie, a tak existuje možnost sloučit ho s oxidem uhelnatým nebo uhličitým v chemickém metanizačním reaktoru za vzniku metanu. Tento systém se nazývá Power to gas a bude blíže vysvětlen v kapitolách 2 a 3.

1.4 Elektromagnetické ukládání energie

1.4.1 Superkapacitory

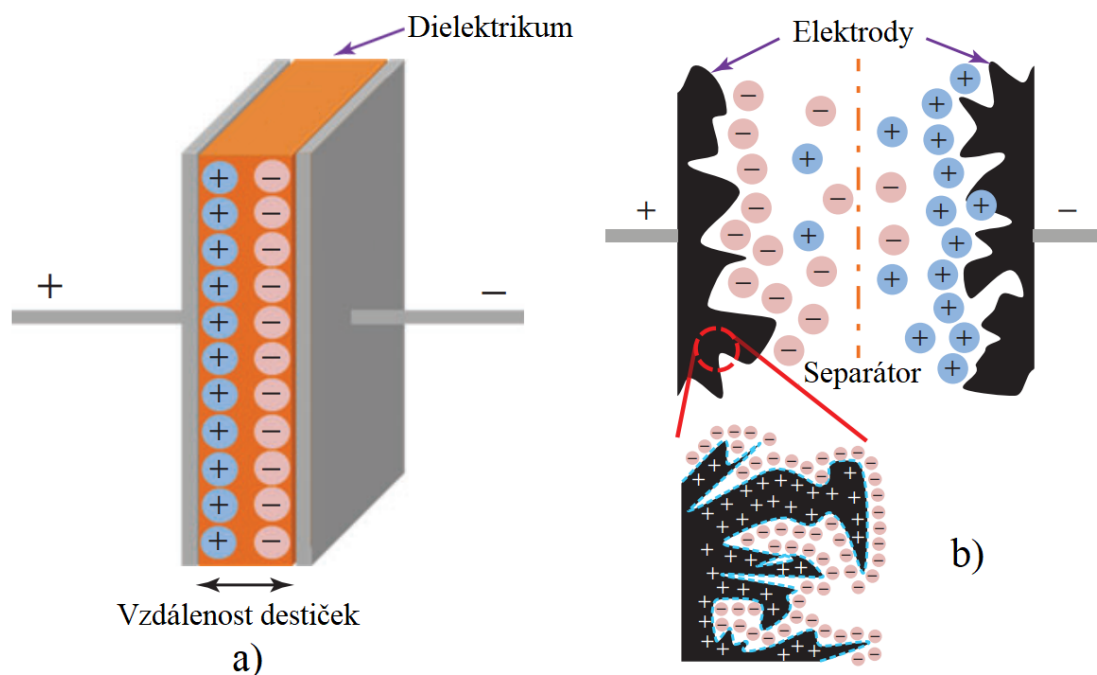
Běžné kapacitory (kondenzátory) sestávají z dvou vodivých destiček (elektrod) oddělených dielektrikem, které funguje jako izolační vrstva. Ukládání energie probíhá pomocí připojení elektrod ke zdroji napětí. Na jedné elektrodě se nahromadí kladné náboje a na druhé náboje záporné. Tím se vytvoří statický náboj, který i po odpojení elektrického zdroje kapacitor udržuje. Tato technologie ale dokáže akumulovat jen malé množství energie, proto vznikly tzv. superkapacitory. Schéma obou typů je na obrázku 1.5. [17]

Superkapacitory mají elektrody z vysoce porézního materiálu (např. grafen, uhlíkové nantrubice aj.), aby bylo docíleno velkého zvětšení plochy. Další rozdíl je, že elektrody jsou odděleny elektrolytem. Větší aktivní plocha elektrody a použití vhodného elektrolytu zvyšují kapacitu superkapacitoru a tím i jeho energetickou hustotu. Vyznačují se možností velmi rychlého nabití a vybití s velkými výkony. Jejich měrný výkon⁴ je mnohem vyšší než v případě lithium-iontových baterií. Další výhody jsou vysoká spolehlivost, vysoká účinnost (více jak 90 %), nevyžadují velkou údržbu a vydrží déle než akumulátory. Nevýhody jsou vysoká cena, nízká energetická hustota oproti akumulátorům a značné samovybíjení, které může dosahovat až desítek procent za den. Proto nejsou prozatím vhodné pro dlouhodobé ukládání. V průmyslovém využití by mohly vzhledem k jejich vysokým výkonům zastat roli systémů najíždění ze tmy v případě výpadku dodávek elektrické energie. V kombinaci s akumulátory mohou jako hybridní systémy využívat výhod obou technologií, a to velké hustoty energie a zároveň velkého měrného výkonu. Takové systémy se dnes již používají např. v elektrických automobilech. [13], [17]

² Z anglického Vanad redox battery.

³ Z anglického Polysulphide bromide.

⁴ Výkon vztažený na jednotku objemu nebo hmotnosti: [W/m³], [W/kg].



Obrázek 1.5: Schéma kapacitoru (a) a superkapacitoru (b).
Převzato a přeloženo z [17]

1.4.2 Supravodivé indukční akumulátory

Princip tohoto typu úložiště využívá indukující se magnetické pole průchodem stejnosměrného elektrického proudu cívkou. Ohmický odpor vodiče by ale způsoboval velké tepelné ztráty. Proto se používá jevu supravodivosti, kdy při velmi nízkých teplotách blízkých absolutní nule ztrácejí některé materiály odpor k elektrickému proudu. K udržení supravodivých vlastností musí být cívka neustále chlazena. Pro nízko teplotní supravodivé materiály se používá chlazení tekutým heliem (pod -260 °C) a pro ty vysokoteplotní lze použít tekutý dusík. Jelikož jsou ztráty spojené s průchodem proudu nulové, tak účinnost úložiště snižuje převážně jen chladičový systém, který spotřebovává energii na svůj provoz. [7]

Dnes je tento typ úložiště stále ve fázi výzkumu, i když už existují malé komerční aplikace. Jsou schopny velmi rychlého nabití a vybití v řádech sekund s vysokou účinností (až 98 %), s výkony až desítek MW a minimální dobou reakce (několik milisekund), a proto by mohly být v budoucnu vhodné pro udržování stability elektrické sítě regulací její frekvence. Nejdůležitější je výzkum vysokoteplotních supravodivých materiálů, které nebudou vyžadovat tak nízké teploty k chlazení, a tudíž budou energeticky méně náročné. Jsou ale zároveň dražší než materiály s nízkoteplotní supravodivostí. [7], [8]

1.5 Tepelné ukládání energie

Při potřebě uložit energii lze použít akumulaci ve formě dodávání tepla materiálu, který má pro to vhodné vlastnosti jako např. vysoká měrná tepelná kapacita, objemová stálost, vysoké měrné skupenské teplo tání aj. Potenciálem pro tepelné ukládání energie je nahrazení systémů, které vyrábějí teplo a chlad za pomoci fosilních paliv, a využívání elektrické energie z obnovitelných zdrojů s intermitentním charakterem (solární, větrné). Výkony pro ně typické jsou maximálně v jednotkách MW. Existují tři druhy systémů pro ukládání tepelné energie: akumulace do citelného tepla, akumulace do latentního tepla a termochemické ukládání. [18]

1.5.1 Akumulace citelného tepla

Využívá tepelnou kapacitu materiálu a změnou jeho teploty absorbuje energii. Nejčastějším médiem pro takovou akumulaci je voda, ale také písky, roztavená sůl nebo kamenivo. Nádrže pro úložné médium musí být velmi dobře tepelně izolované. Tento způsob je velmi levný v porovnání s dalšími dvěma druhy ukládání. Energetická hustota těchto systémů se pohybuje kolem 10 až 50 kWh/t a účinnost je 50 až 90 %. Nejčastěji je používán pro dálkové vytápění a domácí či průmyslové potřeby. [18]

1.5.2 Akumulace latentního tepla

Vyšší kapacitu (50 až 150 kWh/t) a účinnost (75 až 90 %) nabízí akumulace do materiálu se změnou fáze, které mohou být i organické. Výhodou je, že materiál zůstává při změně fáze při konstantní teplotě. Změna fáze může probíhat mezi pevnou a kapalnou, kapalnou a plynnou, ale i pevnou a pevnou látkou⁵, ale vzhledem k velmi rozdílnému objemu kapalně a plynné fáze, a tím nutnosti použít velké zařízení pro skladování, se nejčastěji používá rozhraní fáze pevné a kapalně. Mohou být částečně používány ve spojení s koncentrátorovými solárními elektrárnami. V případě, že poptávka po energii klesá, ale elektrárna může stále vyrábět energii, tak se místo pro výrobu elektřiny teplo uloží na dobu, kdy slunce nesvítí. V té době může být buď použito pro dálkové vytápění nebo se dá roztavený materiál chladit za vzniku páry a použít parní turbíny pro výrobu elektřiny. [18], [19]

1.5.3 Termochemická akumulace tepla

Teplo může být uloženo i využitím exotermických nebo endotermických vratných reakcí. Nabíjení probíhá zahříváním látky, která se po dodání tepla rozdělí na dvě různé. Pro lepší separaci je ideální, aby dva vzniklé produkty byly různých skupenství. Vybíjení probíhá znovu sloučením dvou produktů za vývinu tepla. Kapacita těchto zařízení dosahuje 120 až 250 kWh/t a účinnost 75 až téměř 100 %. [19]

1.6 Porovnání technologií akumulace elektrické energie

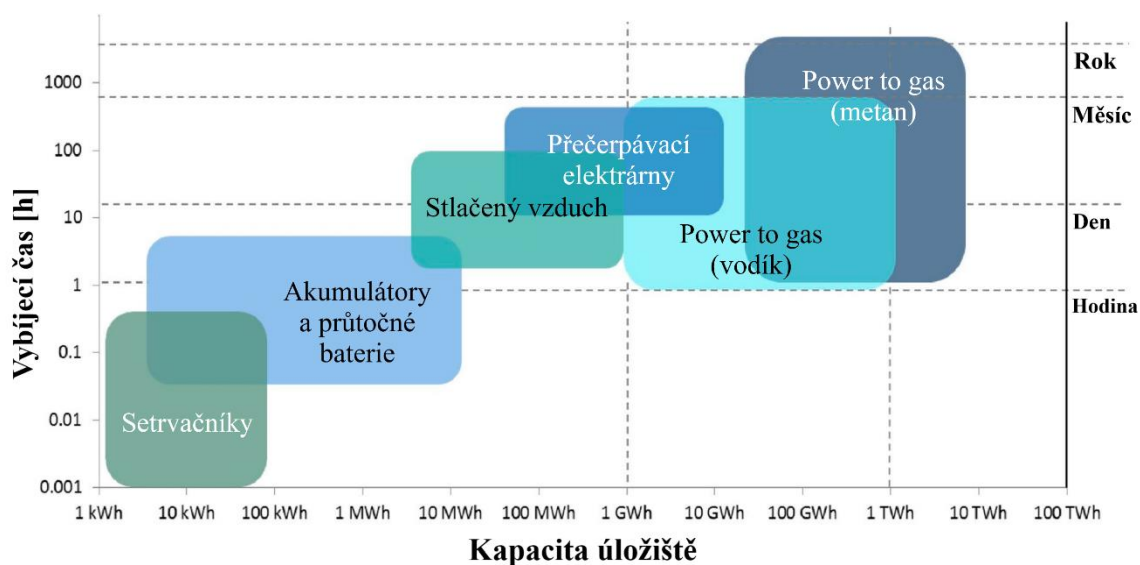
Na obrázku 1.6 je graf porovnání některých druhů úložišť energie v závislosti na vybíjecím čase a kapacitě úložiště.

V následující tabulce je porovnání reakční doby, energetické hustoty, životnosti a účinnosti výše zmíněných typů úložišť. Je nutno zmínit, že velké rozpětí u některých hodnot je dané tím, že velmi záleží na výrobci, popř. výzkumném projektu. Reakční doba, jak již bylo zmíněno výše, je doba, za kterou je úložiště schopné začít vyrábět energii v případě, že k tomu přijde požadavek. V dnešní době jsou pro ukládání velkých kapacit nejvíce používány přečerpávací elektrárny. V budoucnu by se k nim mohla přidat technologie Power to Gas, která bude probírána v kapitole 2. Střednědobé úložiště, které zvládá vyrovnávat denní maxima a minima, dokážou řešit jak přečerpávací elektrárny, tak i elektrochemické technologie (akumulátory, průtočné baterie) a tepelné ukládání. Naproti tomu superkapacitory, setrvačníky a indukční akumulátory mají malé kapacity a trpí velkými ztrátami samovybíjením. Nejsou tedy vhodné na denní nebo sezónní ukládání. Jejich výhoda je právě jejich malá reakční doba, takže jsou schopny vyrovnávat fluktuující zdroje téměř okamžitě, což je výhoda, kterou úložiště pro velké kapacity s malým denním samovybíjením postrádají.

⁵ Např. dodáním tepla za změny krystalické struktury látky.

Tabulka 1.1: Porovnání parametrů některých druhů úložišť. [6], [7], [18]

Typ úložiště	Reakční doba	Energetická hustota	Životnost	Účinnost
		[Wh/kg]		
Přečerpávací elektrárny	min	0,2–2	>50	65–90
Stlačený vzduch	min	3–60	>25	40–75
Setrvačníky	<s	5–100	15–20	80–90
Li-ion akumulátory	<s	100–300	5–15	85–95
Průtočné baterie (VRB)	s	15–50	5–20	60–75
Superkapacitory	<s	1–15	4–12	90–95
Indukční akumulátory	<s	0,5–75	–	90–97
Tepelné ukládání (latentní)	–	80–250	10–30	75–90



Obrázek 1.6: Porovnání vybíjecího času a kapacity různých úložišť energie. Převzato a přeloženo z [4]

2 Přeměna energie na plynná paliva (Power to Gas)

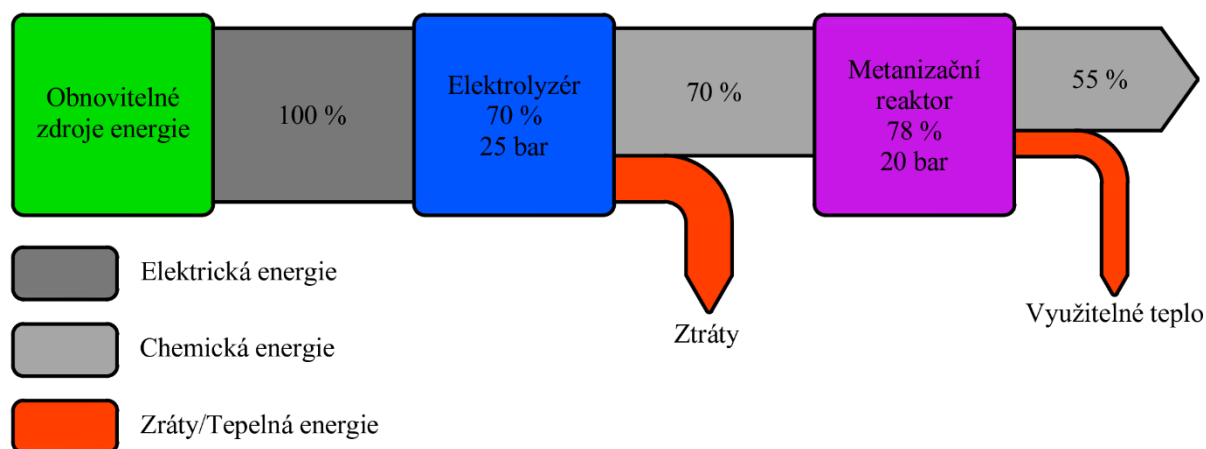
2.1 Historie a význam

První návrhy Power to Gas (dále jen P2G) byly v Japonsku v 80. a 90. letech. V posledních letech vzrostl zájem o P2G hlavně v Evropě kvůli zvyšování podílu větrných a solárních elektráren. Dnes existují první komerční a výzkumné systémy v několika zemích jako např. Švýcarsko, Dánsko, Francie, Japonsko a Německo. [20]

Dlouhodobou strategií k snižování emisí z fosilních zdrojů je navýšení podílu zdrojů obnovitelných (OZE), jako jsou např. větrné elektrárny, fotovoltaické elektrárny, vodní elektrárny atd. Některé z těchto zdrojů (větrné a fotovoltaické elektrárny) dodávají elektrickou energii do sítě podle toho jestli např. fouká vítr nebo svítí slunce. V takových případech může vznikat v síti přebytek energie. Pokud ovšem nefouká a nesvítí slunce, tak je naopak potřeba chybějící výkon nahradit jinými zdroji. Kolísavý charakter těchto zdrojů ohrožuje celou síť potenciálním výpadkem. Oba problémy, tedy přebytek i nedostatek, může pomoci řešit technologie P2G. V době přebytku totiž spotřebovává energii k výrobě plyných paliv (vodík, SNG⁶ nebo jiné uhlovodíky), které se mohou využít v dopravě, průmyslu atd. nebo v případě nedostatku energie v síti naopak využije tato paliva k výrobě energie k pokrytí chybějícího výkonu. Plyn je vhodným nosičem pro ukládání energie, protože se dobře skladuje dlouhodobě. Možnost konverze energie oběma směry (z elektrické na chemickou v plyných palivech a obráceně) je nástroj pro regulaci elektrické sítě, čímž P2G přispívá k její bezpečnosti. [21], [20]

Využití přebytků z obnovitelných zdrojů také může přispět k snižování CO₂ z fosilních zdrojů. Přebytky energie se využijí na výrobu vodíku a CO₂ vzniklý ze spalování se s vodíkem přemění na uhlovodíková paliva (nejčastěji SNG). Jedni z největších producentů CO₂ jsou průmysl a energetika. Tyto zdroje jsou stacionární, a tak jsou vhodné pro P2G. Některé tyto zdroje (zejména průmyslové) produkují CO₂ znečištěný dalšími látkami, které mohou způsobovat deaktivaci katalyzátoru (viz kapitola 3.3.1). V takových případech využití těchto zdrojů vyžaduje zapojení dalších komponent pro čištění zejména síry a jejích sloučenin, což ale snižuje účinnost celku.

Na obrázku 2.1 je znázorněn Sankeyův diagram účinnosti přeměny elektrické energie na SNG. Je ovšem důležité zmínit, že účinnosti elektrolyzáru a metanizačního reaktoru je silně závislá na provozních podmínkách a různých typech dané technologie, proto výsledná účinnost přeměny může být v poměrně velkém rozmezí. [21], [20]



Obrázek 2.1: Sankeyův diagram účinnosti přeměny elektrické energie na SNG. Přeloženo a překresleno z [20]

⁶ SNG (synthetic natural gas) je uměle vyrobený zemní plyn obsahující převážně metan.

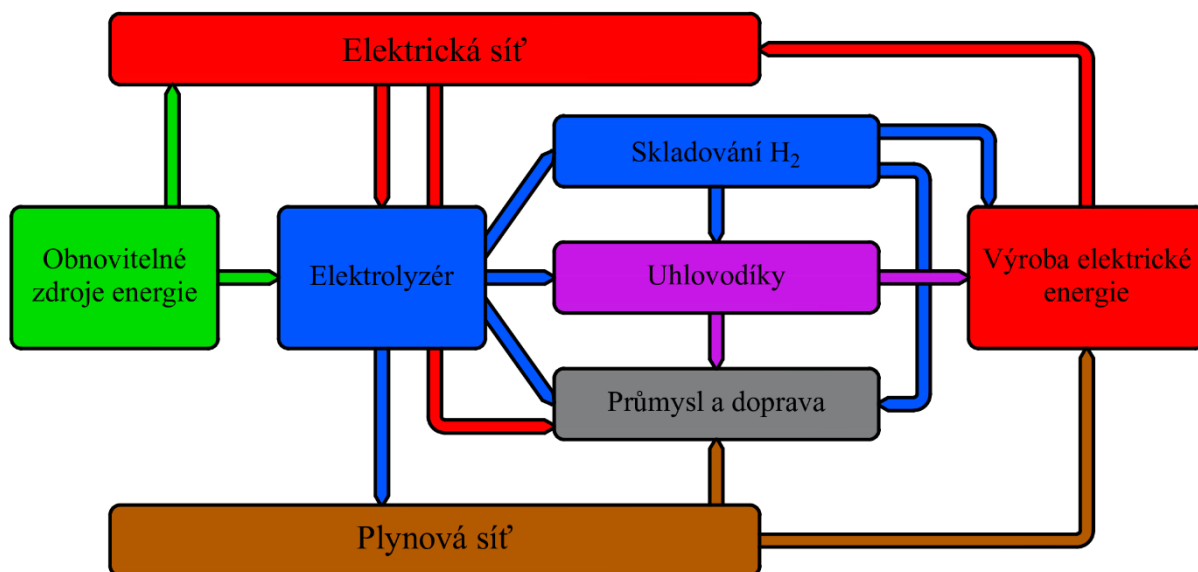
Shrnutí výhod P2G jsou tedy:

- Ukládání energie v době přebytků v elektrické síti z OZE
- Výroba uhlovodíkových paliv využitelných v průmyslu, energetice, dopravě atd.
- Dodávání energie do sítě v době nedostatku z dříve vyrobených paliv
- Zvyšování bezpečnosti elektrické sítě
- Redukce množství CO₂ vypouštěného do atmosféry.

Na druhou stranu největší nedostatky jsou vyšší cena a relativně nízká účinnost. [4], [20]

P2G připojené v globální síti („on-grid“)

Systém on-grid je takový systém, který je součástí velké elektrické sítě (např. národní). Je přímo napájen elektrickou sítí, kterou stabilizuje ukládáním přebytečné elektrické energie, čímž zvyšuje její bezpečnost. Základní rozvržení zahrnuje obnovitelný zdroj energie (např. vítr nebo slunce), elektrolyzátor a systém pro ukládání vodíku. Další možností je připojení ke katalytickému reaktoru pro výrobu metanolu, syntetického metanu (SNG) nebo jiných uhlovodíků. Výhoda výroby SNG spočívá např. v tom, že již existuje distribuční síť a dá se použít v technologiích, jako např. auta na CNG⁷, vytápění či kombinovaná výroba elektřiny a tepla (kogenerace). Zjednodušené schéma takového zapojení lze vidět na obrázku 2.2. [22], [21]

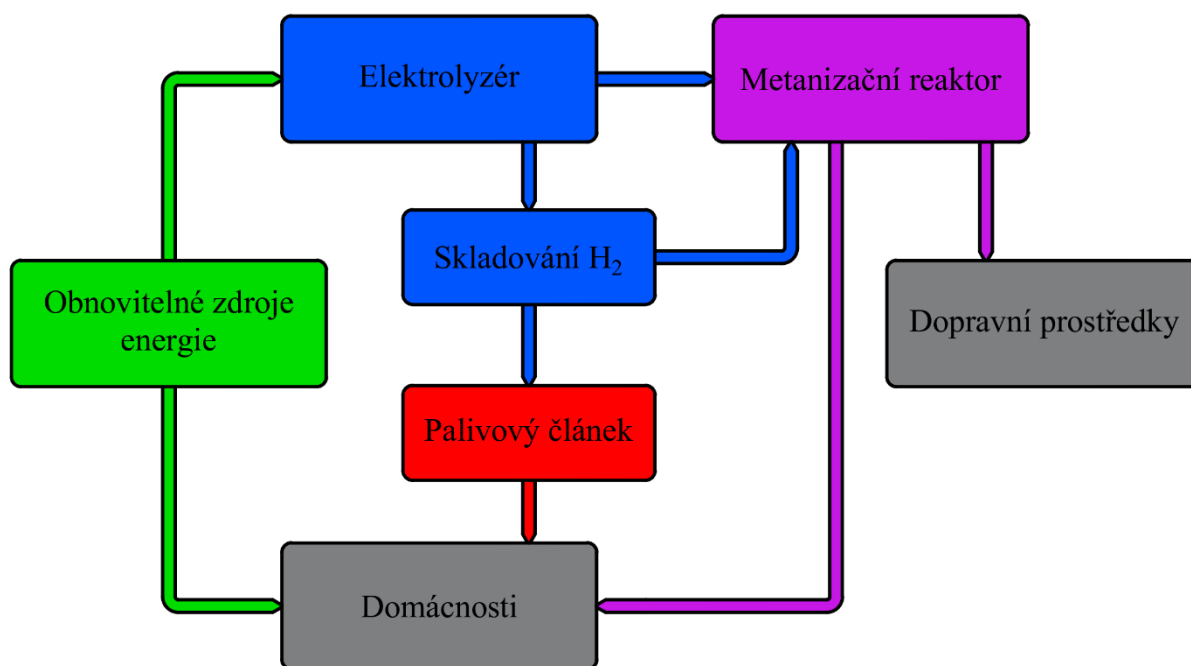


Obrázek 2.2: Schéma možného zapojení systému P2G připojeného k rozsáhlé elektrické síti. Přeloženo a překresleno z [21]

P2G v lokální síti („off-grid“)

V místech, kde není možné připojení k hlavní elektrické síti, jsou často využívány obnovitelné zdroje pro dodávky energie. K jejímu ukládání mohou být používány baterie, ale vzniká zde potenciál využít P2G k výrobě plynu jako nosiče pro dlouhodobé efektivnější ukládání. Vzniklý vodík se dá opět použít pro výrobu elektrické energie např. v palivových článcích. Produkované uhlovodíky se můžou použít jako plyn na vaření v domácnostech nebo palivo do dopravních prostředků. Zjednodušené schéma takové lokální sítě lze vidět na obrázku 2.3. [21]

⁷ Compressed natural gas – stlačený zemní plyn.



Obrázek 2.3: Schéma možného zapojení systému P2G připojeného k lokální elektrické síti.
Přeloženo a překresleno z [21]

2.2 Elektrolýza vodíku

Výroba vodíku se v P2G uskutečňuje pomocí elektrolyzátorů. Existují celkem tři elektrolytické technologie, které jsou předmětem zájmu, a to AEL, PEM a SOEC elektrolyzéry. Existují i další typy, ale ty jsou natolik nákladné nebo technicky prozatím nevýhodné, že v této práci zmíněny nejsou. [20]

2.2.1 Termochemický rozbor

Elektrolýza vodíku je elektrochemická reakce, která se dá rozdělit do dvou kroků. Na záporně nabitě katodě probíhá redukční reakce a na kladně nabitě anodě probíhá reakce oxidační. K přeměně jednoho molu vody na vodík a kyslík je potřeba dodat energii $\Delta H(T; p)$. Tato energie je součtem Gibbsovy energie $\Delta G(T; p)$ a tepelné energie $\Delta Q(T; p)$. Energetická rovnice (2.1) a jednotlivé složky (2.2), (2.3) tedy vypadají následovně: [20], [23]

$$\Delta H(T; p) = \Delta G(T; p) + \Delta Q(T; p) \quad (2.1)$$

$$\Delta G(T; p) = nFU \quad (2.2)$$

$$\Delta Q(T; p) = T\Delta S(T; p) \quad (2.3)$$

ΔH	energie potřebná k rozštěpení molekul vody [$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$]
ΔG	Gibbsova energie [$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$]
ΔQ	tepelná energie [$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1}$]
n	počet elektronů podílejících se na jedné reakci [-]
F	Faradayova konstanta [$\text{C} \cdot \text{mol}^{-1}$]
U	napětí přivedené na elektrolyzátor [V]
T	teplota [K]
ΔS	změna entropie [$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Rozkladem jednoho molu vody vznikne jeden mol vodíku, jak je vidět v rovnici (2.4). Celková energie potřebná k rozštěpení jednoho molu vody ΔH je rovna energii, která se uvolní při spalování vodíku s kyslíkem (tedy přesně opačná reakce). Jedná se tedy o spalné teplo vodíku. Proto platí $\Delta H = 285,8 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$ pro teplotu 25 °C (298,15 K) a tlak 1 bar(a). Pro stejnou teplotu a tlak lze vypočítat změnu entropie z rovnice (2.5). [24], [25], [26]



$$\begin{aligned} \Delta S &= S_{\text{H}_2} + \frac{1}{2} S_{\text{O}_2} - S_{\text{H}_2\text{O}} = 130,7 + \frac{1}{2} \cdot 205,1 - 69,9 \\ &= 163,35 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Po dosazení do rovnice (2.3) získáme hodnotu tepelné energie ΔQ .

$$\Delta Q = T \Delta S = 298,15 \cdot 163,35 = 48,7 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$$

Dále už jen stačí vyjádřit Gibbsovu energii z rovnice (2.1).

$$\Delta G = \Delta H - \Delta Q = 285,8 - 48,7 = 237,1 \text{ kJ}$$

Právě Gibbsova energie ΔG je při elektrolýze ta část energie, která musí být dodána elektrickým proudem. Díky tomu lze vypočítat z rovnice (2.2) minimální napětí potřebné k tomu, aby elektrolýza vůbec probíhala. [23], [26]

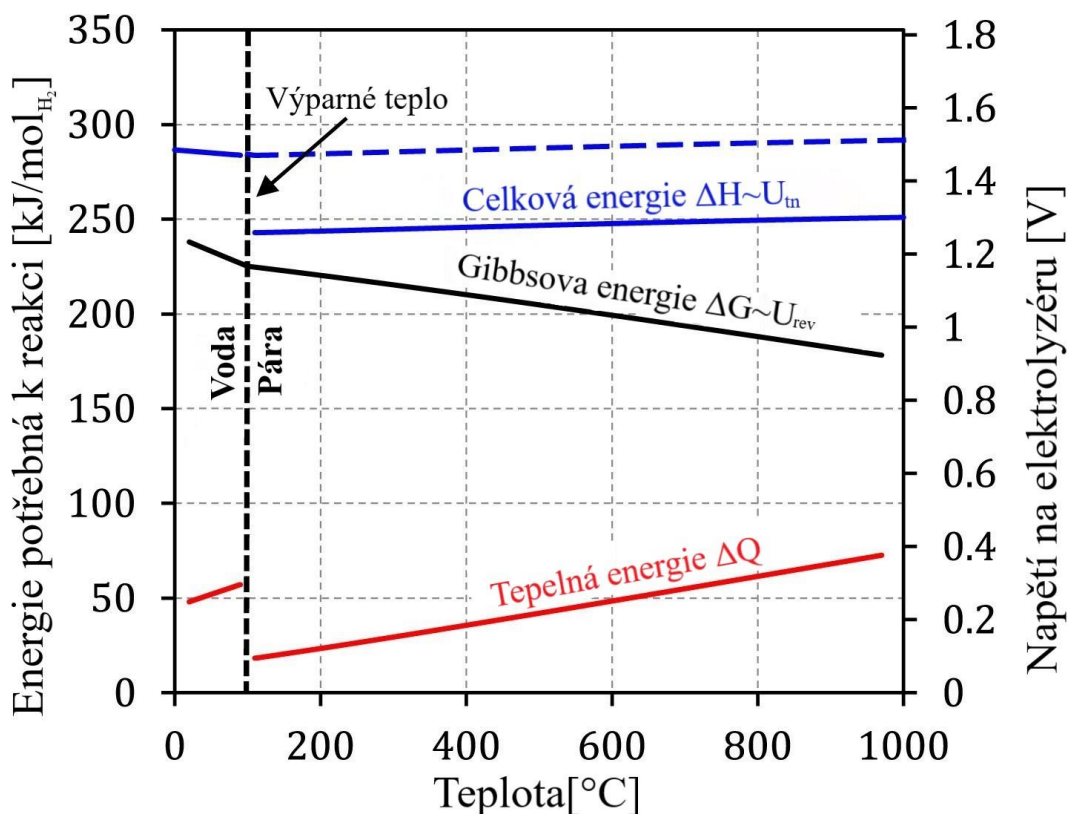
$$U_{rev} = \frac{\Delta G}{nF} = \frac{237,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 96485,4} = 1,23 \text{ V} \quad (2.6)$$

U_{rev} je rovnovážné reverzibilní napětí. Rovnovážné proto, že je to minimální hodnota nutná k průběhu elektrolýzy. Slovo „reverzibilní“ vyjadřuje to, že se jedná o napětí, které lze naměřit na vodíkovém článku při opačně probíhající reakci. [23], [26]

V případě, že je Gibbsova energie ΔG i tepelná energie ΔQ dodána elektrickým proudem, tak tomu odpovídající napětí lze vypočítat z rovnice (2.7). Toto napětí se nazývá termoneutrální (U_{tn}), protože v ideálním případě reakce probíhá jen díky elektrickému proudu, tudíž bez dodávek tepla. Z rovnice (2.1) si lze všimnout, že všechny členy jsou závislé na teplotě a tlaku. Na obrázku 2.4 je zobrazena závislost energetických složek na teplotě při tlaku 1 bar(a). Vyšší účinnost vysokoteplotní elektrolýzy je způsobena tím, že celková potřebná energie pro rozklad molekuly vody klesne o 41 kJ·mol⁻¹, což je hodnota odpovídající výparnému teplu. [23]

$$U_{tn} = \frac{\Delta H}{nF} = \frac{237,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 96485,4} = 1,23 \text{ V} \quad (2.7)$$

Elektrolýza ovšem probíhá za reálných podmínek, tzn. že pro kompenzaci ztrát je nutné mít reálné napětí na elektrolyzáru vyšší. Toto napětí se pohybuje v rozmezí 1,5 až 2,5 V v závislosti na proudu procházejícím plochou elektrody. Se zvyšující se teplotou se výrazně snižuje. S rostoucím tlakem se zvyšuje. [23]

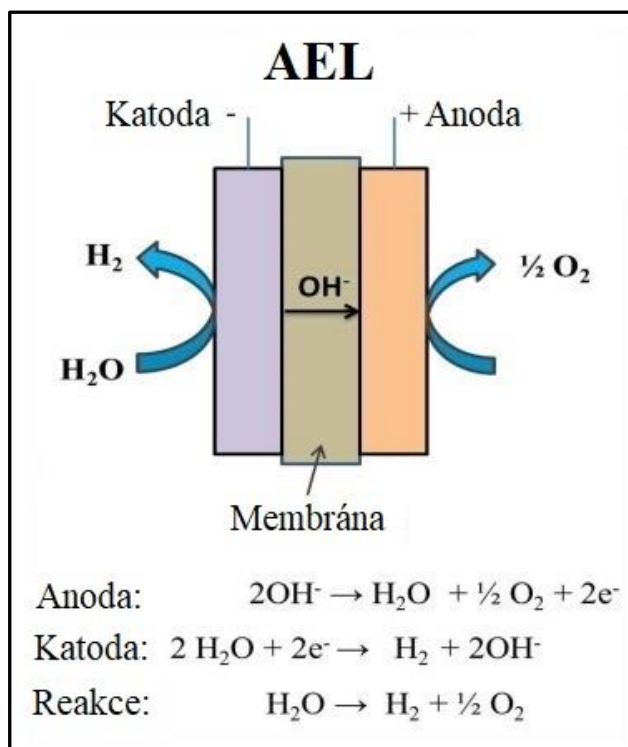


Obrázek 2.4: Energetické nároky ideální elektrolýzy v závislosti na teplotě při tlaku 1 bar(a). Přeloženo z [23]

2.3 Elektrolýzéry

2.3.1 Typ AEL⁸

Alkalická elektrolýza je nejstarší technologie, a proto je nejvíce probádána. Komerčně je dostupná po několik desetiletí. Od počátku 20. století je dostupná v MW měřítku. Anoda a katoda jsou ponořeny do elektrolytu, kterým je přibližně 30% hydroxid draselný (KOH) nebo hydroxid sodný (NaOH). Na katodě a anodě probíhají reakce, které jsou zmíněné na obrázku 2.5. Polopropustná membrána odděluje vznikající kyslík a vodík a umožňuje průchod elektrického proudu a záporně nabitých iontů. Reakce probíhá za atmosférického nebo zvýšeného tlaku (do 30 bar) při teplotě 40 až 90 °C. Zvýšení tlaku v těchto elektrolýzách má ale za následek snížení účinnosti a čistoty vzniklého produktu. Výhodou ovšem je to, že vznikající vodík je již natlakován, protože v případě atmosférického elektrolýzery



Obrázek 2.5: Schéma AEL (Alkaline electrolysis). Přeloženo z [47]

⁸ Z anglického Alkaline electrolysis.

Výhoda AEL je, že není nutné použití drahých kovů a elektrolýza probíhá při nízké teplotě, což ulehčuje manipulaci s elektrolyzérem. Zdroje uvádí možné minimální zatížení 10 až 40 %, ale nejčastěji se jedná o hodnotu mezi 20 a 25 %. Možnost využívat takové pracovní rozmezí (cca 20 až 100 %) je důležité vzhledem k proměnlivým dodávkám elektrické energie z obnovitelných zdrojů. Nevýhodou je, že opakované najíždění po odstavení může zabrat až desítky minut a časté najíždění a odstavování v rámci několika minut snižuje životnost elektrolýzeru. [20], [27]

elektrickou účinnost i nad 100 %¹¹. Výhodou je, že se stejný elektrolyzátor dá použít v obráceném směru k výrobě elektřiny jako palivový článek (SOFC¹²), což není tak jednoduše možné v případě AEL a PEM elektrolyzátorů. Na katodě a anodě probíhají reakce zmíněné na obrázku 2.7. [20], [23], [24]

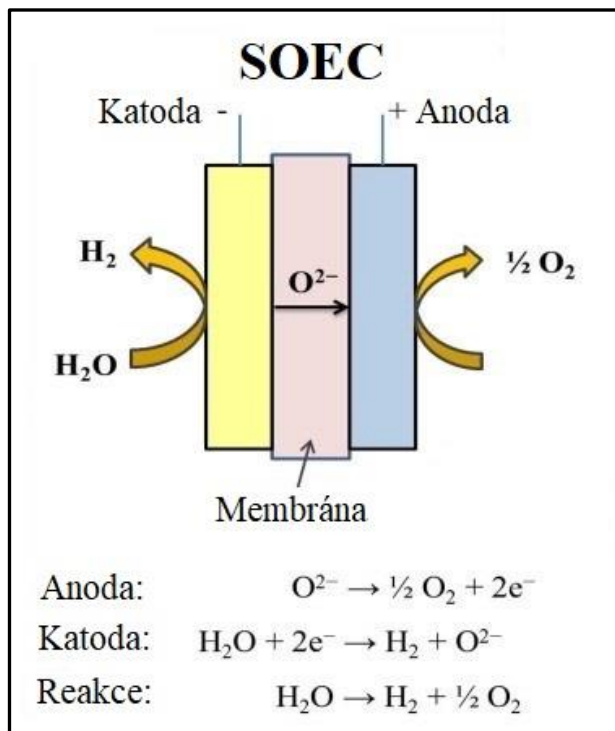
Nevýhodami jsou rychlá degradace materiálu z důvodu vysoké teploty reakce a fakt, že produktem z tohoto typu elektrolyzátoru je směs vodíku a vodní páry, což vyžaduje další separaci chlazením a kondenzací vody. Právě separace vodní páry a použití tepelně odolných materiálů činí SOEC dražší alternativou než AEL nebo PEM. [20], [23]

2.4 Skladování vodíku

Dočasné skladování vodíku je nedílnou součástí vybavy systému P2G pro uložení kolísavých dodávek proudů z OZE. Existuje několik možností, jak vodík ukládat: [20]

- V plynném stavu v tlakových nádržích
- Ve zkapalněném stavu v tlakových nádržích
- Absorbovaný v kovových hydridech
- Podzemní ukládání (např. v solných kavernách)

Nicméně drahá tepelná izolace a nutnost chlazení na teploty blízké absolutní nule činí ukládání ve zkapalněném stavu energeticky nevýhodné pro P2G. I když ukládání do kavern může být nejlevnější alternativou, tak tyto kaverny se spíše hodí pro dlouhodobé ukládání velkých kapacit vodíku, a tak se také nehodí pro P2G, kde je potřeba, aby skladování bylo pouze dočasné a v menším množství. Dvě metody nejvíce vhodné pro P2G jsou tedy skladování v plynné fázi v tlakových nádržích (350 až 700 bar) a v nádržích, kde je vodík absorbován v kovových hydridech. [20]



Obrázek 2.7: Schéma SOEC (Solid oxide electrolysis). Přeloženo z [47]

¹¹ Jedná se o situaci, kdy do výpočtu účinnosti vstupuje pouze elektrický příkon elektrolyzátoru a tepelný příkon z metanizačního reaktoru ne, a proto tato účinnost může zdánlivě nabývat hodnot nad 100 %.

¹² Z anglického Solid oxide fuel cell.

3 Sabatierova reakce

3.1 Historie

Proces tzv. metanizace CO a CO₂ poprvé objevili roku 1902 francouzští chemici Paul Sabatier a Jean-Baptiste Senderens. Hlavní využití této reakce spočívalo v odstranění CO ze syntézního plynu (syngas)¹³, používaného při výrobě amoniaku. Dalším využitím této reakce bylo odstranění CO z vodního plynu¹⁴ za vzniku metanu, který není toxický. [29], [30]

Mezi druhou světovou válkou a 70. lety minulého století se zvyšovala spotřeba zemního plynu. Ve Spojených státech amerických šlo o navýšení ze 17 % energetické spotřeby z roku 1950 až na 30 % v 60. a 70. letech. V 60. letech vznikly obavy z nedostatku zemního plynu z důvodu zvyšující se poptávky. Tyto obavy znovu nastartovaly počátky výzkumu metanizace. Většina studií a experimentálních projektů byla financována a prováděna právě ve Spojených státech. Mnohem intenzivnější výzkum pak nastal ke konci 70. let v době ropné krize. Bylo třeba zajistit náhradu zemního plynu. Tou se stal SNG vyráběný ze syngasu získaného zplyňováním uhlí. Vedle Spojených států se na vývoji podíleli i Velká Británie a Německo. V 80. letech se začala rozvíjet CO₂ metanizace z důvodu snahy využít CO₂ pro výrobu SNG. Nicméně čištění plynů obsahujících CO₂ se ukázalo být natolik nákladné, že jen některé koncepce dosáhly komerčního využití. [29], [22]

Další výrazné zaměření na tuto technologii se objevuje začátkem 21. století. Obnovuje se výzkum CO metanizace ze 70. a 80. let. Rozšiřuje se povědomí o negativních vlivech spalování fosilních paliv a vypouštění skleníkových plynů na životní prostředí. Začíná se opět vyvíjet CO₂ metanizace v technologii Power to Gas (P2G). Zajímavá je možnost využití biomasy, která je sama o sobě CO₂ neutrální, takže její spojení s výrobou SNG vytváří negativní uhlíkovou bilanci. V posledních letech se zvyšuje instalovaný výkon obnovitelných zdrojů energie (OZE). To způsobuje v elektrické síti přebytky energie od solárních a větrných elektráren. Je obecnou snahou tyto přebytky ukládat na dobu, kdy OZE do sítě energii nedodávají a tím více regulovat energetické výkyvy, které se dnes kryjí snížením nebo zvýšením dodávek z jiných zdrojů. Technologie P2G umožňuje ukládání této energie ve formě vodíku nebo syntetického zemního plynu (SNG). [29], [22], [21], [31]

3.2 Princip reakce

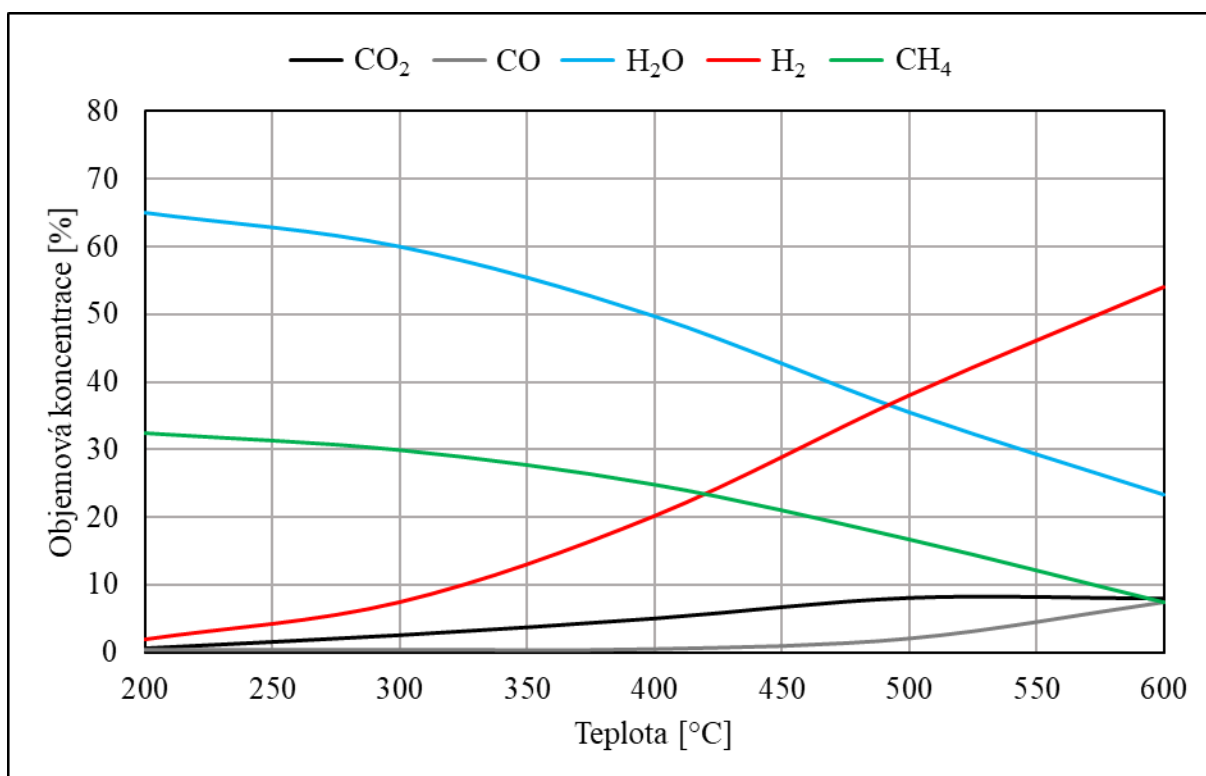
Chemická podstata reakce je přeměna CO resp. CO₂ s vodíkem (H₂) na metan (CH₄) a vodní páru (H₂O). Obě reakce jsou exotermické. Vzhledem k přeměně na metan a vodní páru dochází i k podstatné změně objemu. V případě CO metanizace jde o redukci objemu o 50 % a u CO₂ metanizace o 40 %. To jde vidět z porovnání stechiometrických koeficientů reaktantů a produktů, jelikož všechny látky v reakci jsou v plynném skupenství. Z redukce objemu a povahy reakce (exotermická) lze vyvodit, že největší výtěžky získáme při vysokých tlacích a nízkých teplotách (250 až 400 °C), ale při vyšších teplotách reakce probíhá rychleji. Vliv teploty a tlaku na koncentraci lze vidět na obrázcích 3.1 a 3.2. [29], [32], [33]

Vodík lze využít jako zdroj energie, ovšem oproti metanu se náročněji skladuje, protože vodík je nejlehčí ze všech prvků a snadněji difunduje i do některých pevných látek. Proto skladování vyžaduje vysoké tlaky, nízké teploty a speciální materiály k redukci úniků. Distribuční síť pro zemní plyn je více rozšířená ve srovnání s vodíkem a dá se zároveň použít pro dodávky vyrobeného SNG. Další výhoda metanu je v energetické hustotě vztažené na objem. Při teplotě

¹³ Syngas může vznikat z více druhů procesů, nicméně ve složení dominuje CO, H₂, CO₂ a CH₄.

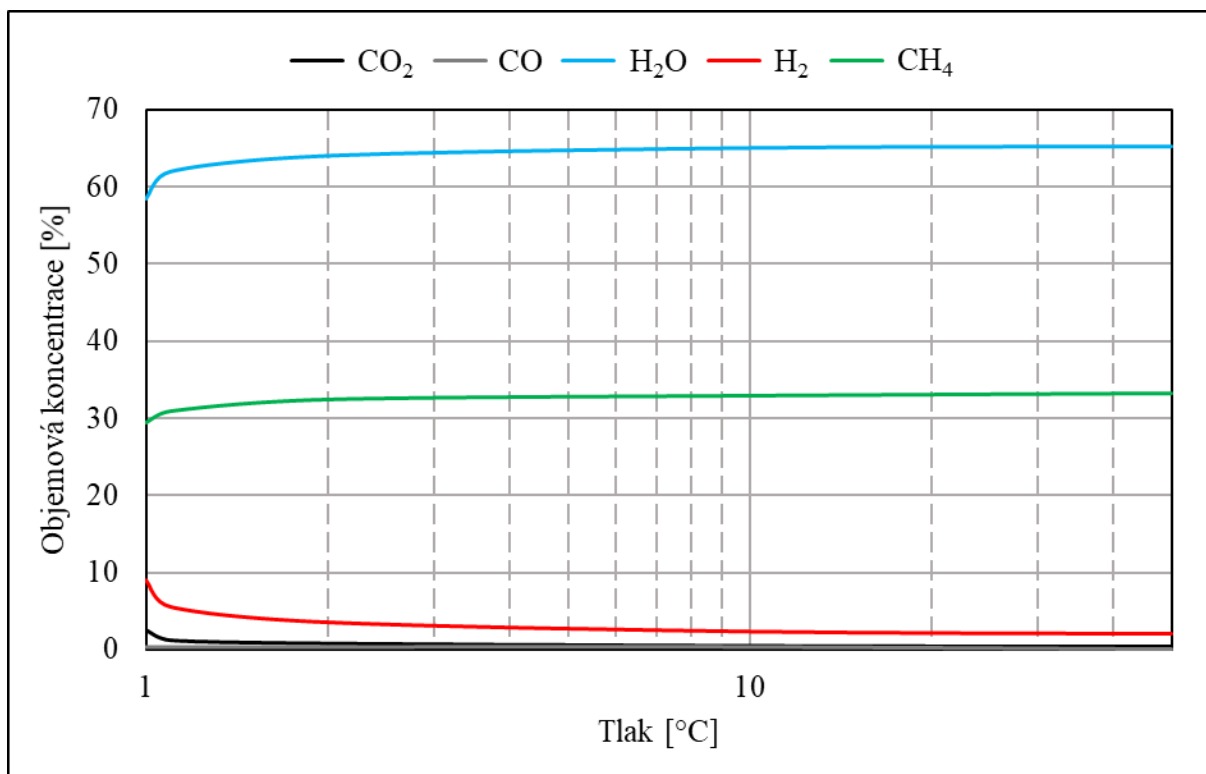
¹⁴ Vodní plyn se používal na přelomu 19. a 20. století a vyráběl se profukováním vodní páry rozžhaveným koksem, přičemž vznikalo malé množství jedovatého CO.

25 °C a tlaku 1 bar(a) je spalné teplo metanu 40 MJ/m³, zatímco v případě vodíku je to pouze 12,7 MJ/m³. [34], [28]



Obrázek 3.1: Vliv teploty na rovnovážné složení produktů po metanizaci při tlaku 1 bar. Objemová koncentrace plynu vstupující do reakce – 20 % CO₂ a 80 % H₂.

Přeloženo a překresleno z [29]



Obrázek 3.2: Vliv tlaku na rovnovážné složení produktů po metanizaci při teplotě 300 °C. Objemová koncentrace plynu vstupující do reakce – 20 % CO₂ a 80 % H₂.

Přeloženo a překresleno z [29]

3.2.1 CO metanizace



Při rychlosti výroby metanu $1 \text{ m}_n^3/\text{h}$ (tj. $1 \text{ m}^3/\text{h}$ při normálním atmosférickém tlaku a teplotě 298 K) se produkuje tepelný výkon 2,3 kW. [29], [32]

3.2.2 CO₂ metanizace

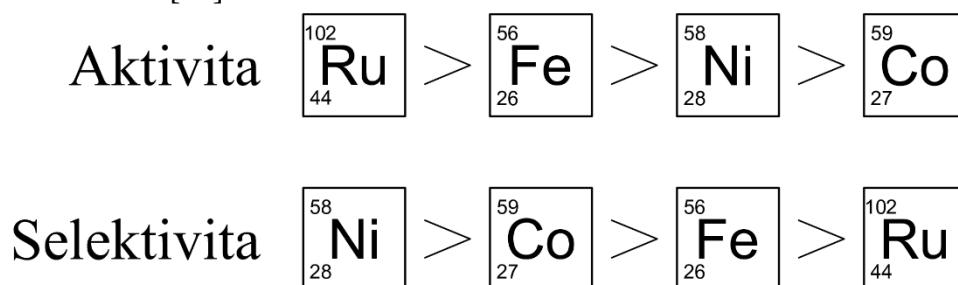


Při rychlosti výroby metanu $1 \text{ m}_n^3/\text{h}$ se produkuje tepelný výkon 1,8 kW. Tato reakce je lineární kombinací water-gas shift reakce a CO metanizace. Water-gas shift reakce (3.3) způsobuje prvotní přeměnu CO₂ na CO, který následně reaguje podle rovnice (3.1). [29], [32]



3.3 Katalyzátory

Prvním katalyzátorem použitým Sabatierem a Senderensem byl nikl. Od té doby, zejména z důvodu výzkumu v 70. letech, se zkoumaly další katalyzátory. Jedná se o prvky osmé až desáté skupiny periodické tabulky, tedy železo (Fe), kobalt (Co), nikl (Ni), ruthenium (Ru), rhodium (Rh), palladium (Pd), osmium (Os), iridium (Ir) a platina (Pt). Kromě těchto také např. molybden (Mo) a stříbro (Ag). Nejdůležitější z nich jsou seřazeny podle aktivity¹⁵ a selektivity¹⁶ na obrázku 3.3. [29]



Obrázek 3.3: Nejčastější prvky používané jako katalyzátory pro metanizaci

Katalyzátory samotné obsahují aktivní materiál (např. prvky zmíněné výše), ale mohou obsahovat i nosiče (např. Al₂O₃, SiO₂ nebo TiO₂), na kterých je aktivní materiál nanesen. Tím se zvětšuje aktivní plocha katalyzátoru. Dále se mohou přidávat tzv. promotory, které modifikují různé vlastnosti katalyzátoru jako např. aktivita, selektivita, tepelná stálost, odolnost proti zanášení atd. [29]

Ruthenium

Ruthenium je prvkem s nejvyšší aktivitou při metanizaci CO a CO₂, nicméně protože je oproti niklu mnohem dražší, nepoužívá se k produkci SNG v průmyslovém měřítku. Odhlédneme-li od jeho ceny, pak je jako katalyzátor vhodný pro nižší teploty. [29]

¹⁵ Aktivita je vlastnost katalyzátoru a projevuje se zvýšením rychlosti reakce. [45]

¹⁶ Selektivita je schopnost katalyzátoru usměrnit reakci žadaným směrem. Selektivita k metanu je tedy veličina popisující, jak moc bude vznikat právě metan, a ne jiné produkty jako např. metanol v případě Sabatierovy reakce. [45]

Nikl

Z ekonomicky použitelných prvků má nejvyšší selektivitu. Prvky jako palladium, platina a iridium mají selektivitu vyšší nicméně z důvodu ceny se pro větší projekty nepoužívají stejně jako to je v případě ruthenia. Nízká cena, dobrá aktivita i selektivita, to dělá z niklu nejperspektivnější prvek v použití pro Power to Gas technologii. [29]

Kobalt

Kobalt má aktivitu srovnatelnou s niklem, nicméně jeho vyšší cena opět znesnadňuje jeho použití ve větších průmyslových projektech pro výrobu SNG. [29]

Železo

Železo má vysokou aktivitu, nicméně nízkou selektivitu vůči metanu. Jako katalyzátor je více využíván při výrobě amoniaku nebo různých kapalných uhlovodíků tzv. Fisher–Tropschovou syntézou. [29]

3.3.1 Deaktivace katalyzátorů

Deaktivace katalyzátorů je jev, při kterém katalyzátor ztrácí svoji aktivitu či selektivitu. Rozlišujeme 3 typy deaktivace: tepelnou, chemickou a mechanickou. V případě průmyslového využití katalyzátorů na bázi niklu tyto typy dále dělíme na dva chemické, jeden tepelný a tři mechanické. [29], [35]

Otrava (chemický)

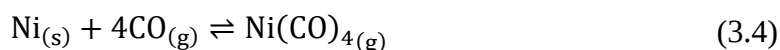
Katalyzátory používané pro metanizaci jsou citlivé na nečistoty jako jsou např. sloučeniny chloru, dehet, amoniak a sloučeniny síry. Tyto nečistoty se usazují na aktivním povrchu katalyzátoru a snižují tím jeho vlastnosti jedním nebo více z následujících mechanismů:

- Zablokování přístupu reaktantů ke katalyzátoru adsorpcí na aktivní povrch
- Změna elektrického náboje sousedních atomů
- Změna struktury povrchu katalyzátoru
- Zablokování přístupu reaktantů k sobě navzájem a tím zamezení chtěné reakce

Sloučeniny síry a arsenu způsobují nevratnou otravu, proto je výhodnější usilovat o vyčištění plynu od těchto látek, než je následně z katalyzátorů odstraňovat. Jednou z těchto látek způsobujících otravu je např. sulfan (H_2S), který se dokáže velmi silně navázat na katalyzátory na bázi niklu. [29], [35]

Reakce na rozhraní plyn-pevná látka (chemický)

Katalyzátory se mohou vyskytovat ve formě čistých kovů, oxidů, sulfidů, karbidů atd. Pro danou reakci je vždy jedna z těchto forem aktivnější než ostatní. Prvky vyskytující se v proudu reaktantů mohou reagovat s částicemi katalyzátoru a vytvořit jednu z méně aktivních forem pevného skupenství. Další možnost je, že prvek katalyzátoru po reakci s látkami v proudu vytvoří plynnou sloučeninu, která je unášena proudem a opouští reakci. Příkladem je vznik tetraakarbonylu niklu reakcí (3.4), která je katalyzována sloučeninami síry. [29], [35]



Tato reakce se vyskytuje při teplotách nižších než 230 °C. Výroba metanu v reaktorech probíhá většinou za vyšších teplot než 250 °C z důvodu vyšší aktivity používaných katalyzátorů, proto se v průběhu metanizace tato reakce nevyskytuje a objevuje se při najíždění a zastavování reaktoru, kdy je teplota nižší. K zabránění této reakce je nutné zajistit, aby se v takových případech katalyzátor nedostal do styku s oxidem uhelnatým. [29]

Svou podstatou se tato reakce podobá chemické otravě. Ztráta aktivity katalyzátoru je při chemické otravě způsobena přítomností adsorbovaných látek na povrchu katalyzátoru, kdežto v tomto případě jde o změnu chemické struktury katalyzátoru. [35]

Tepelná degradace (tepelný)

Může nastat ke dvěma možnostem tepelné degradace – slinování (spékání) a změna chemické struktury. [35]

Slinování se zpravidla objevuje při teplotách vyšších než 500 °C¹⁷ a bývá urychleno přítomností vodní páry a kyslíku. Za přítomnosti vodíku se slinování vyskytuje v menším množství. Existují promotory jako MgO a BaO které snižují výskyt slinování. Další komplikací je ztráta aktivního povrchu v důsledku snížení pórovitosti katalyzátoru. Slinování je jev, který je velmi těžce nebo dokonce zcela nevratný, proto je vhodnější mu předcházet, než se ho snažit zvrátit po tom, co nastane. Míra slinování roste exponenciálně s teplotou. Je proto důvodné zvýšit aktivitu katalyzátoru a tím umožnit snížení teploty reakce na hodnoty, kde se slinování nevyskytuje. [29], [35]

Změna chemické struktury je jednoduše změna z katalytické na nekatalytickou konfiguraci působením vysokých teplot. [35]

Zanesení (mechanický)

Zanesení je způsobováno usazováním uhlíku, který vznikne tzv. Boudouardovou reakcí (3.5). Jde o disproportionaci, tedy přeměnu uhlíku navázaného v plynném skupenství na uhlík v pevném skupenství. Ten snižuje aktivitu katalyzátoru tím, že se usadí na jeho aktivním povrchu. Především zanášení lze např. přidáním páry do proudu nebo zvýšením poměru H₂/CO. Vodní pára a vodík totiž reaguje s uhlíkem a potlačuje jeho stabilní formu. Zanášení se objevuje v poměrně malém množství, když se reakce provozuje správně. Nicméně při nepříznivých podmínkách se může pevný uhlík tvořit a zanášet katalyzátor v takové míře, že reakce přestane probíhat v průběhu několika hodin. [29], [35], [36]



Otěr (mechanický)

Otěr katalytického materiálu může vznikat dvěma způsoby. Vzájemnou kolizí částic katalyzátoru pohybující se ve vznosu (u reaktorů s fluidním ložem), popř. kolizí těchto částic se stěnou reaktoru. A vznik kavitačních vírů, kdy vznikající kavitační bubliny a jejich následný kolaps vytrhávají materiál katalyzátoru¹⁸. Pro zabránění dalšímu poškození jiných částí reaktoru je důležité odseparovat abradovaný materiál. Abraze způsobuje následné ekonomické výdaje při nahrazování poškozených částí reaktoru. [29], [35]

Rozpad (mechanický)

Rozpad katalyzátoru může být způsoben buď tepelným nebo mechanickým namáháním. Tepelné rozdíly při najíždění a zastavování reaktoru jsou zdrojem vysokých tepelných gradientů,

¹⁷ Existují i katalyzátory pro vysokoteplotní metanizaci, odolávající teplotám mezi 600 a 700 °C.

¹⁸ V případě metanizace problém s kavitací odpadá, protože všechny látky vstupující do reakce jsou plynné.

které ohrožují integritu katalyzátorů. Fluktuace tlaku a proměnlivý hmotnostní tok vstupující do reaktoru mají zase za následek mechanické namáhání. [29]

3.4 Reaktory

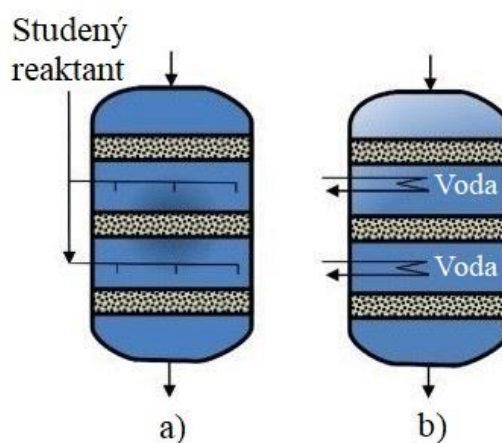
Hlavní cíle při vývoji katalytických reaktorů byly efektivní odvod tepla z důvodu snížení tepelné deaktivace katalyzátorů a zabránění dosažení chemické rovnováhy, která limituje výtěžek metanu. V průběhu několika desetiletí výzkumu se ukázaly dva hlavní koncepty vhodné pro výrobu SNG, a to reaktory s fluidním a pevným ložem. Existují také další speciální konstrukce, které prozatím slouží jako výzkumné projekty. Reaktory můžeme také dělit podle způsobu řízení teploty reakce na adiabatické, izotermické a polytropické. [29], [22]

Adiabatické reaktory

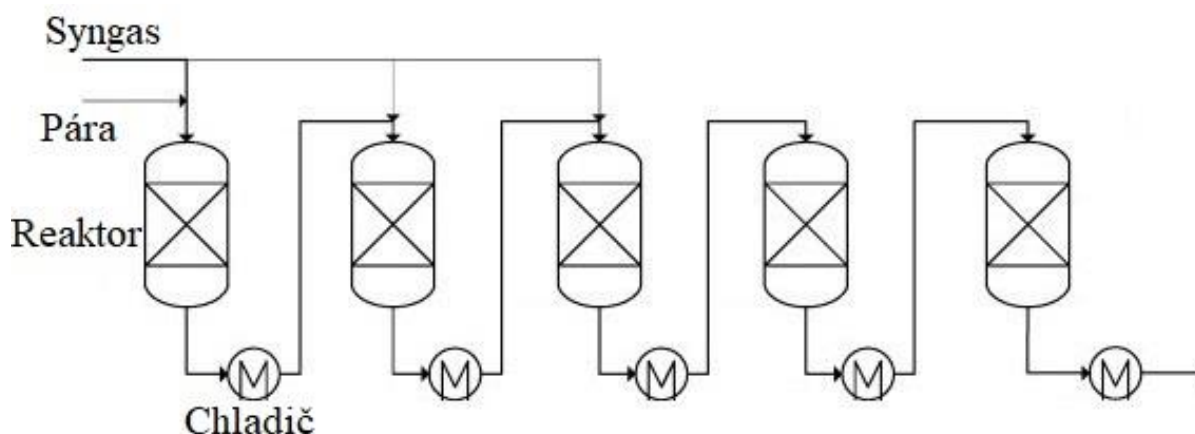
Tyto reaktory nemají chlazení v místě, kde probíhá chemická reakce. Teplotní profil je tedy adiabatický. Exotermická povaha reakce má za následek zvýšení teploty produktů, což může vést k tepelné degradaci katalyzátoru, čímž se snižuje jeho životnost. Vyšší teplota napomáhá k rychlejšímu průběhu reakce, ale snižuje výtěžnost metanu, proto se často používá recirkulace plynu nebo se více reaktorů zapojuje za sebe do série. Výhodou vyšších teplot je možnost vyrábět vysokoteplotní páru. [29], [37]

Využívají se různé druhy chlazení mimo prostor reakce: [38], [39]

- Rozdělení katalytického lože na více částí, mezi které se vstříkuje studený reaktant (obrázek 3.4a)
- Rozdělení katalytického lože na více částí, mezi které se umístí výměník tepla (obrázek 3.4b)
- Chlazení plyných produktů za výstupem z reaktoru, případně zapojení více reaktorů do série s mezichlazením (obrázek 3.5)



Obrázek 3.4: Chlazení adiabatického reaktoru
a) vstřikováním studeného reaktantu
b) výměníkem tepla
Přeloženo a překresleno z [39]



Obrázek 3.5: Adiabatické reaktory v sérii s mezichlazením. Přeloženo a upraveno z [22]

Izotermické reaktory

Vyšší výtěžnosti metanu se dosáhne při nižších teplotách. Proto je důvodné snažit se teplotu řídit i v místě, kde samotná reakce probíhá. Izotermické reaktory se v případě metanizace vyznačují vysokou výtěžností, kdy přeměňují CO_2 a CO téměř bezzbytku. Technologické provedení u reaktorů s fluidním ložem může vypadat podobně jako trubkový výměník, tj. že fluidní vrstva obtéká trubky s chladičem, popř. se může vstříkovat studený reaktant. V případě reaktoru s pevným ložem existují varianty jak s externím (chladič obtéká trubky s reaktantem), tak s interním chlazením (reaktant obtéká trubky s chladičem). [29], [22], [39]

Polytropické reaktory

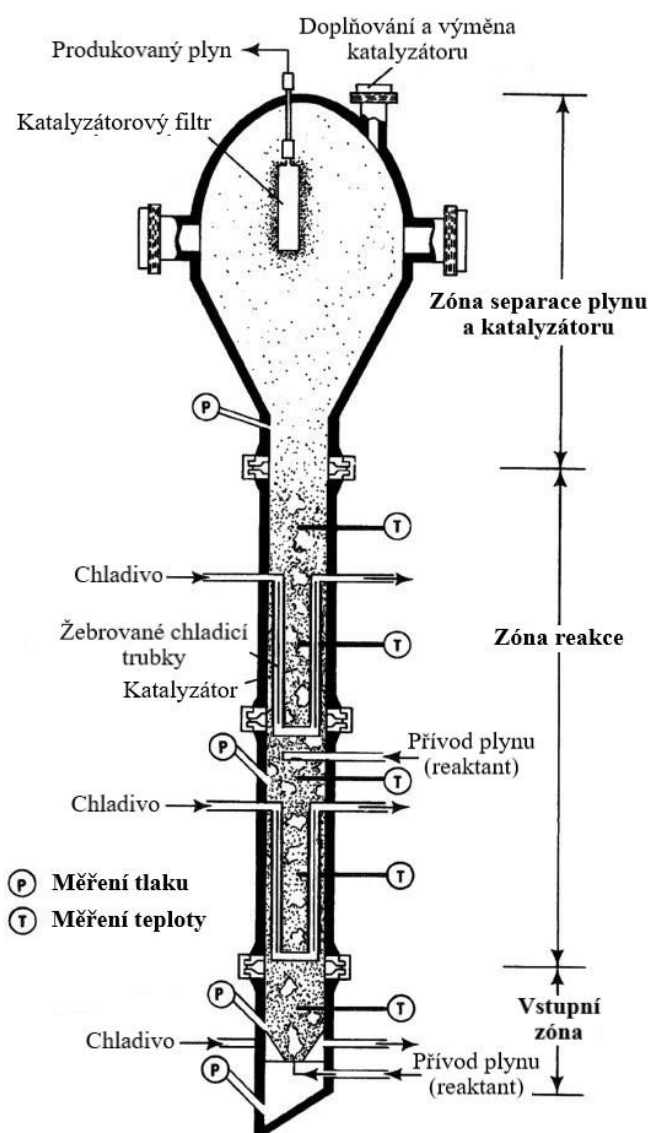
Polytropické reaktory kombinují výhody izotermických a adiabatických koncepcí. Ve srovnání s adiabatickými reaktory je teplota reakce nižší. Nejvyšší teplota bývá blízko vstupu do reaktoru a přispívá k rychlejšímu průběhu metanizace, zatímco nízká teplota na výstupu zajišťuje větší výtěžnost metanu. Polytropické reaktory jsou ekonomicky nákladnější než adiabatické a izotermické. [29]

3.4.1 Reaktory s fluidním ložem

Katalyzátorem jsou malé částice o velikosti několika desítek mikrometrů až do 1 milimetru pohybující se ve vznosu spolu s plynem přiváděným do reakce. Promíchávání vytváří téměř izotermické podmínky v reaktoru, což umožňuje jednodušší ovládání reakce. Vývin tepla je vyšší než v případě reaktoru s pevným ložem, ale umožňuje lepší odvod tepla. Díky tomu lze použít pouze jeden reaktor místo několika reaktorů s mezichlazením. Dále umožňuje jednodušší odstranění, přidávání a recyklaci katalyzátoru v průběhu reakce. Nevýhodou ovšem je deaktivace katalyzátoru mechanickým otěrem, který také poškozuje stěny reaktoru a snižuje jeho životnost. Příklad reaktoru s fluidním ložem je možné vidět na obrázku 3.6. [29], [22]

3.4.2 Reaktory s pevným ložem

Tento typ reaktorů se používá jako čistící jednotka při výrobě amoniaku. Jejich úkolem je odstranit malé koncentrace CO z plynů vstupujících do reakce za pomoci metanizace a tím předcházet deaktivaci katalyzátoru. Metanizace generuje teplo, ale vzhledem k malým koncentracím CO nezpůsobuje žádné významné komplikace s chlazením. [22]



Obrázek 3.6: Reaktor s fluidním ložem společnosti Bituminous Coal Research Inc. Přeloženo z [22]

Nicméně pro použití tohoto typu reaktoru pro cílenou výrobu metanu je vyřešení odvodu tepla velmi důležité, protože množství probíhajících exotermních reakcí je mnohem větší vzhledem k tomu, že CO a CO₂ jsou vysoce koncentrované složky přiváděného plynu a chceme je přeměnit na metan ideálně beze zbytku. [22]

Katalyzátor se umísťuje do reaktoru pevně v různých uspořádáních a tvarech k zajištění co největší aktivní plochy. Může se jednat např. o různé mříže, paralelní desky, plné i duté válce, kulové či válcové peletky atd. [38]

Výzkum reaktorů s pevným ložem se soustředí na lepší kontrolu teploty reakce. Udržení požadované teploty zvyšuje výtěžnost metanu a tím i kvalitu produkovaného SNG, pro jehož následnou distribuci lze použít rozvodné sítě zemního plynu. Kontrola teploty také přispívá k zefektivnění technologického celku tím, že redukuje přidružená zařízení jako jsou recyklační kompresory, výměníky tepla, odlučovače ostatních složek vzniklé směsi atd. [29]

4 Návrh tepelné turbíny

Normální elementární axiální stupeň

Proudění v turbínovém stupni je prostorové. Dokonce i když se jedná o axiální stupeň, tak vlivem zahnutí proudu se ve satorových lopatkách zvyšuje obvodová složka absolutní rychlosti c_u , čímž dochází k odklonění proudu vlivem odstředivých sil. V rotorové řadě se obvodová složka sníží a proudnice se vrátí zpět blíže k ose rotace. U axiálních stupňů můžeme dosáhnout výpočtového zjednodušení tím, že vliv obvodové složky absolutní rychlosti na prostorové proudění zanedbáme. Tedy skutečné proudové plochy nahradíme válcovými plochami. Pokud k tomuto předpokladu přidáme ještě podmínku, že vstupní rychlost c_0 a výstupní rychlost c_2 je co do rychlosti i směru stejná, získáme normální axiální stupeň. Zobrazení rychlostních trojúhelníků a trajektorie pracovní látky normálního axiálního stupně je na obrázku 4.1. [40]

Pokud zanedbáme vliv konců lopatek tím, že ve stupni vytkneme část proudu omezenou dvěma proudovými plochami vzdálené o infinitezimální vzdálenost, získáme elementární stupeň. Proudění v tomto stupni lze považovat za ustálené rovinné proudění. [40], [41]

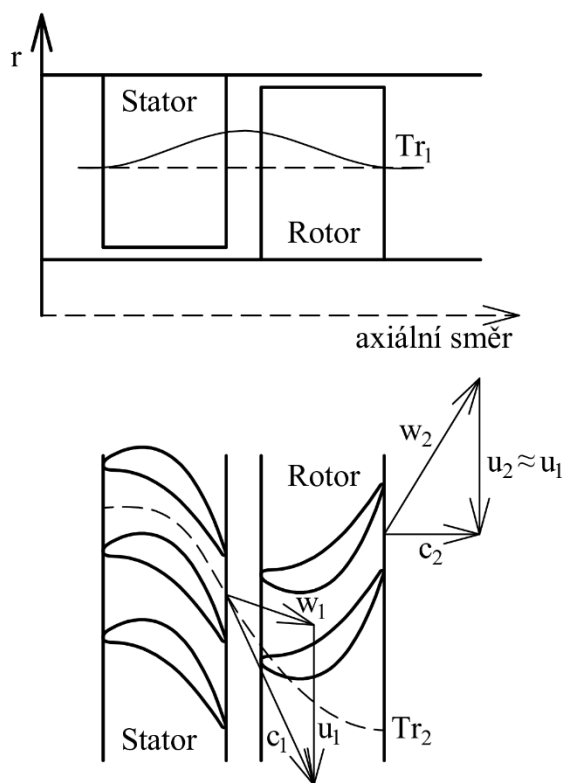
4.1 Typ lopatkování

Turbínové stupně se navrhují ve dvou možných koncepcích. Jedná se o akční nebo reakční typ lopatkování. Parametr rozhodující o tom, o jakou koncepci se jedná, se nazývá **stupeň reakce**. Jde o poměr entalpických spádů zpracovaných rotorem a celým stupněm. Jeho hodnota se pohybuje v rozmezí od 0 do 1. [40]

$$\rho = \frac{\Delta i_{iz}^R}{\Delta i_{iz}^{ST}} \quad (4.1)$$

4.1.1 Akční lopatkování

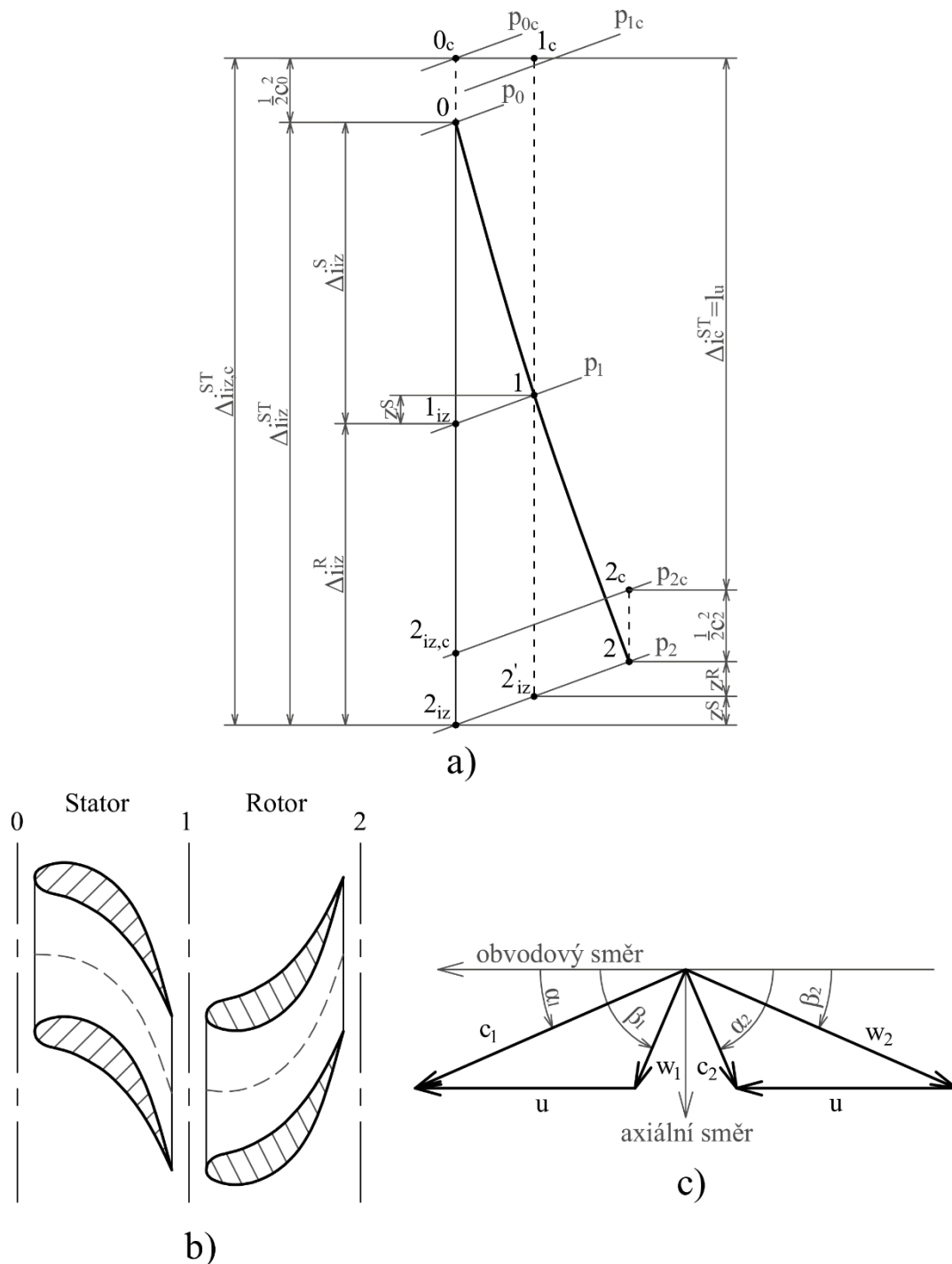
Pokud je stupeň reakce nulový, znamená to, že veškerý spád určený stupni je zpracován statorem. Na statoru tedy dochází k přeměně entalpie proudící látky na kinetickou energii a na rotoru se tak již neděje. Spád na rotor je nulový, takže i rozdíl tlaků před a za rotorem je nulový. Z tohoto důvodu se tento typ lopatkování nazývá také rovnotlaký. Ve skutečně vyráběných akčních stupních se ale volí malý stupeň reakce většinou v rozmezí 0,03 až 0,05, aby příliš nenarůstala mezní vrstva, což by v opačném případě zvyšovalo ztráty a tím snižovalo účinnost stupně. Vzhled i-s diagramu, řez stupněm a rychlostní trojúhelníky akčního stupně lze vidět na obrázku 4.2. [41]



Obrázek 4.1: Rychlostní trojúhelníky axiálního turbínového stupně a trajektorie pracovní látky v osovém řezu (Tr_1) a v rozvinutém válcovém řezu (Tr_2). Vychýlení trajektorie Tr_1 od osy rotace a její následné vrácení je pro názornost značně překresleno. Překresleno z [40]

4.1.2 Reakční lopatkování

Pokud je stupeň reakce nenulový, jedná se o reakční lopatkování. Nejčastěji se ale volí reakce 0,5. Spád na turbínový stupeň je tak rovnoměrně rozložen na stator i rotor. Před a za rotorem jsou tedy rozdílné tlaky, proto se tento typ lopatkování nazývá také přetlakové. Vzhled i-s diagramu, řez stupněm a rychlostní trojúhelníky reakčního stupně lze vidět na obrázku 4.3. [41]



Obrázek 4.3: Řez stupněm, i-s diagram a rychlostní trojúhelník reakčního stupně.

a) i-s diagram pro reakční stupeň s $p=0,5$

b) rozvinutý válcový řez stupněm

c) rychlostní trojúhelník pro reakční stupeň

Překresleno z [41] a [48]

4.1.3 Porovnání akčního a reakčního lopatkování

Pro porovnání obou typů stupňů je vhodné nadefinovat tzv. **rychlostní poměr**. Jedná se o poměr obvodové rychlosti a izoentropické rychlosti vycházející z izoentropického spádu na stupni podle rovnice (4.2). [41]

$$x = \frac{u}{c_{iz}}; c_{iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^{ST}} \quad (4.2)$$

Porovnání rychlostních poměrů

Rychlostní poměr lze volit libovolně, nicméně má velký vliv na profilové ztráty na statoru a rotoru a na ztrátu výstupní rychlostí. Lze tedy najít jeho optimální hodnotu pro oba typy stupňů tak, aby výsledná účinnost byla nejvyšší. Účinnost stupně zahrnující profilové ztráty statoru a rotoru a ztrátu výstupní rychlostí se nazývá **obvodová účinnost** a lze ji vypočítat z rovnice (4.3). [41]

$$\eta_u = \frac{\Delta i_{iz}^{ST} - z^S - z^R - z_c}{\Delta i_{iz}^{ST}} = 1 - \xi^S - \xi^R - \xi_c \quad (4.3)$$

Po určitých úpravách této rovnice (viz [41]) lze dokázat, že obvodová účinnost závisí mimo jiné právě na rychlostním poměru a stupni reakce. Vyhledáním extrému funkce pomocí první derivace získáme závislost optimálního rychlostního poměru na stupni reakce. Tedy tato závislost jej pevně spojuje s typem lopatkování tak, aby stupeň pracoval co nejhospodárněji, tj. s nejvyšší účinností. [41]

$$x_{opt}^a = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} \quad (4.4)$$

$$x_{opt}^r = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{\sqrt{2}} \quad (4.5)$$

Jelikož optimální hodnota rychlostního poměru závisí i na dalších proměnných (úhel α_1 a rychlostní součinitel φ^{19}) viz rovnice (4.4) a (4.5), dá se určit jeho přibližné rozmezí, protože známe obvyklé hodnoty těchto veličin (α_1 obvykle v rozsahu 12 až 20 stupňů, φ v rozsahu 0,95 až 0,98 a ρ v rozsahu 0,03 až 0,05).

Tabulka 4.1: Hodnoty ideálních rychlostních poměrů pro různé typy lopatkování

Typ stupně ²⁰	Rychlostní poměr	
	Označení	Hodnota [-]
Akční	x_{opt}^a	0,45 až 0,49
Reakční	x_{opt}^r	0,64 až 0,68
Curtisův dvouvěncový	$x_{opt}^{C2^\circ}$	0,226 až 0,235
Curtisův třívěncový	$x_{opt}^{C3^\circ}$	0,145 až 0,157

¹⁹ Platí rovnice $\varphi = \frac{c_1}{c_{1iz}}$, kde $c_{1iz} = \sqrt{2\Delta i_{iz}^S + c_0^2}$ viz obrázky 4.2 a 4.3.

²⁰ Jsou zde zmíněny hodnoty pro Curtisův stupeň, který je blíže popsán v kapitole 4.2.2. Obdobné vzorce pro optimální rychlostní poměr lze najít v [41].

Předpokládáme-li pro jednoduchost hodnotu $\varphi \doteq 1$ a $\cos \alpha_1 \doteq 0$, pak můžeme porovnat hodnoty jednotlivých rychlostních poměrů následujícím vztahem: [41], [42]

$$x_{\text{opt}}^r : x_{\text{opt}}^a : x_{\text{opt}}^{C2^\circ} : x_{\text{opt}}^{C3^\circ} = \frac{1}{\sqrt{2}} : \frac{1}{2} : \frac{1}{4} : \frac{1}{6} \quad (4.6)$$

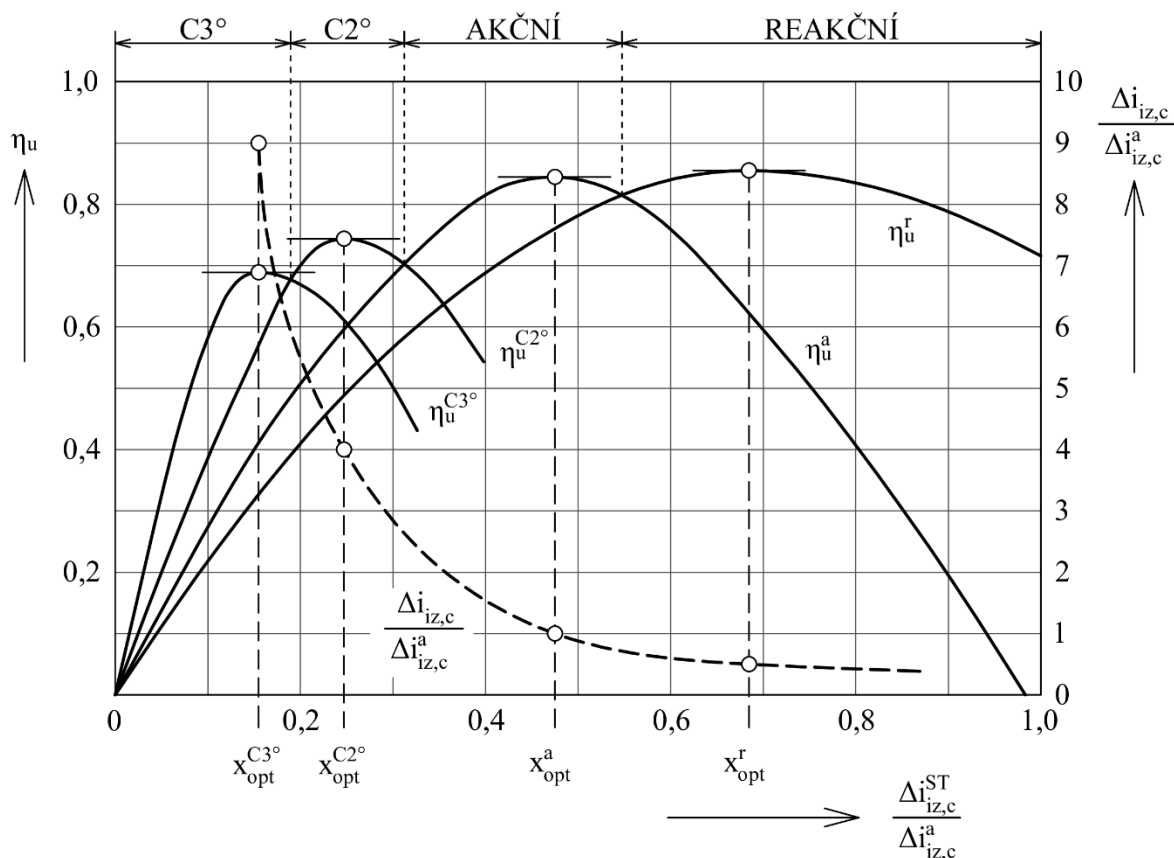
Porovnání optimálního entalpického spádu

Pro odvození obdobného vztahu (jako v rovnici (4.6)) mezi optimálními zpracovanými izoentropickými spády se vyjde z rovnice (4.2).

$$x = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot \Delta i_{\text{iz}}^{\text{ST}}}} \quad (4.7)$$

Pokud se vyjádří člen $\Delta i_{\text{iz}}^{\text{ST}}$ a za x se dosadí x_{opt} , přejde rovnice (4.7) na vztah (4.8).

$$\Delta i_{\text{iz,opt}}^{\text{ST}} = \frac{u^2}{2 \cdot x_{\text{opt}}^2} \quad (4.8)$$



Obrázek 4.4: Srovnání průběhu obvodové účinnosti η_u a poměrného zpracovaného spádu $\Delta i_{\text{iz,c}}/\Delta i_{\text{iz,c}}^a$ pro jednotlivé typy stupňů axiálních turbín a vymezení oblasti jejich vhodného použití. Pozn.: Pravý horní index u členů $\Delta i_{\text{iz,c}}^a$ a x_{opt}^a znamená, že se jedná o entalpický spád a rychlostní poměr akčního stupně. Obdobně index „r“ označuje reakční stupeň, „C2°“ dvou-
vřecový Curtisův stupeň a „C3°“ třívřecový Curtisův stupeň.
Překresleno a upraveno z [41]

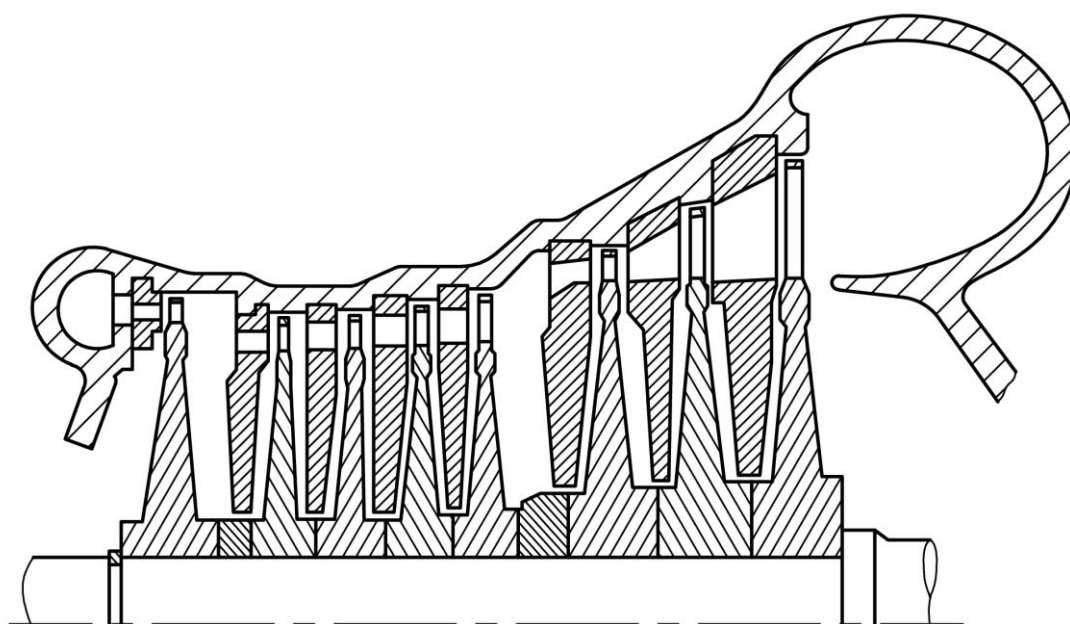
Porovnáním rychlostních poměrů v rovnici (4.6) s rovnicí (4.8) vznikne závislost mezi optimálními izoentropickými spády jednotlivých stupňů.

$$\Delta i_{iz,opt}^r : \Delta i_{iz,opt}^a : \Delta i_{iz,opt}^{C2^\circ} : \Delta i_{iz,opt}^{C3^\circ} = 1 : 2 : 8 : 18 \quad (4.9)$$

Z těchto poměrů je patrné, že při stejném středním průměru stupně a stejných otáčkách (tedy stejné obvodové rychlosti), zpracuje akční stupeň dvakrát větší, dvouvěncový Curtisův stupeň osmkrát větší a třívěncový Curtisův stupeň osmnáctkrát větší izoentropický entalpický spád než stupeň reakční. Na obrázku 4.4 jsou průběhy účinností jednotlivých stupňů a poměry izoentropických entalpických spádů v závislosti na rychlostním poměru. [41]

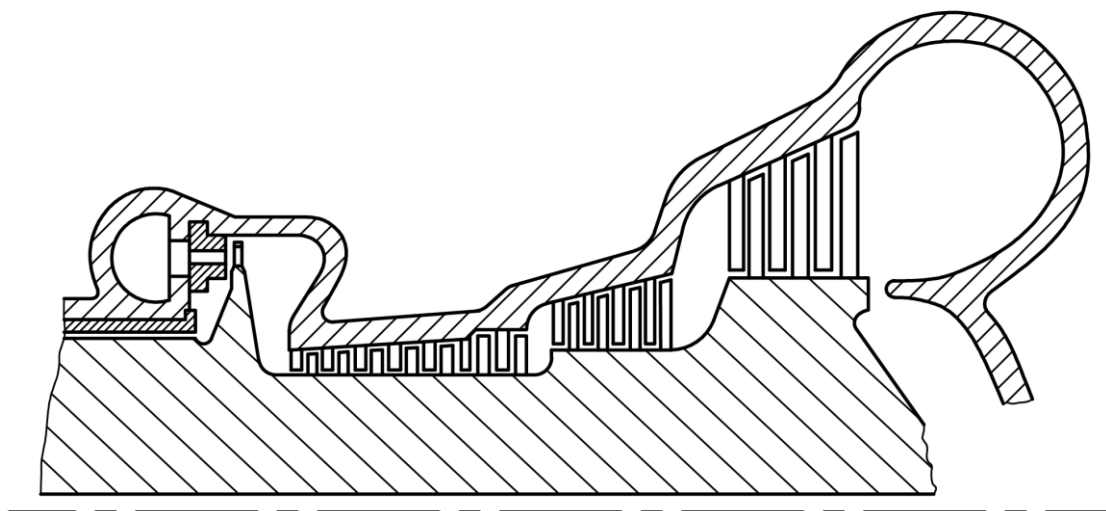
Porovnání konstrukčního provedení stupňů

Pro akční stupeň platí $\rho = 0$, takže pracovní látka není v rotorové řadě urychlována (spád na rotor je nulový, takže se nepřeměňuje žádný entalpický spád na kinetickou energii proudící látky). Z toho lze vyvodit rovnosti $w_1 = w_2$, $\beta_1 = \beta_2$ a $p_1 = p_2$ (jak je možno vidět na obrázku 4.2a₁ a 4.2c₁). Před a za rotorovou řadou je tedy stejný tlak, z čehož vyplývá, že axiální síla působící na celý rotor bude nepatrná. Jak již bylo zmíněno výše, z důvodu snížení ztrát v rotorové řadě se volí malá reakce (nejčastěji v rozmezí 0,03 až 0,05, ale také až do hodnoty 0,25). Tím se zvýší účinnost stupně, ale zároveň i osová síla způsobená rozdílem tlaků před a za rotorovým diskem. Při takto nízké reakci je ovšem osová síla natolik malá, aby mohla být zachována konstrukční koncepce. Ta je typická svým diskovým uspořádáním. Do skříně se umístí satorové mezistěny a na hřídel rotoru se nasadí disky v nichž jsou umístěny rotorové lopatky. Vzhled takového konstrukčního uspořádání je na obrázku 4.5. Výhodou tohoto uspořádání je fakt, že těsnění satorové mezistěny vůči rotoru probíhá na menším průměru, než je tomu u reakčního typu lopatkování. Menší průměr znamená menší průtočnou plochu a tím pádem menší průtok pracovní látky ucpávkou. To vede k menším ztrátám vnitřní netěsností. Další výhodou menšího hřídele rotoru jsou nižší obvodové rychlosti, což neklade takové nároky na konstrukci ložiska. [41], [43], [44]



Obrázek 4.5: Schématický řez průtočnou částí akční turbíny.
Překresleno z [41]

Pro reakční stupeň je možné z hodnoty stupně reakce $\rho = 0,5$ odvodit rovnost rychlostí $w_2 = c_1$, $c_0 = w_1 = c_2$ a úhlů $\alpha_1 = \beta_2$, $\beta_1 = \alpha_2 = \alpha_0$ (jak je možno vidět na obrázku 4.3c). Rychlostní trojúhelníky a satorové a rotorové lopatky jsou tedy symetrické. Z důvodu nenulové reakce je již rozdíl tlaku před a za rotorovou řadou příliš velký, a proto nelze použít diskové uspořádání, protože by vznikala příliš velká axiální síla. Z tohoto důvodu se pro reakční lopatkování používá bubnové konstrukce rotoru. Vznikající axiální síla je kompenzována axiálním ložiskem a vyrovnávacím pístem. To redukuje tlakové působení pouze na plochu tvořenou lopatkovými řadami. Bubnový rotor ovšem způsobuje větší ztrátu vnitřní netěsností z důvodu těsnění na větším průměru. Redukce této ztráty se dosahuje použitím bandáží. Vzhled rotoru s reakčním lopatkováním je na obrázku 4.6. [41]



Obrázek 4.6: Schématický řez průtočnou částí reakční turbíny.
Překresleno z [41]

Jak již bylo zmíněno výše, při stejné obvodové rychlosti zpracuje akční stupeň dvakrát větší spád než stupeň reakční. To je další výhoda akčního stupně, protože akční turbína potřebuje pro zpracování stejného spádu poloviční počet stupňů.

4.2 Regulační stupeň

Návrh turbíny vychází ze vstupních parametrů pracovní látky. Vstupní tlaky a teploty mohou být velmi vysoké, což zvyšuje materiálové nároky na skříň turbíny, ale i na samotný rotor. Je proto vhodné použít tzv. regulační stupeň, který zpracuje vysoký spád a zredukuje teplotu a tlak na nižší parametry a tím sníží teplotní namáhání lopatek a kombinované namáhání tlakem i teplotou turbínové skříně. Zároveň zvýší měrný objem pracovní látky, čímž zvětší délku lopatek následujících stupňů a tím zvýší jejich účinnost. [41]

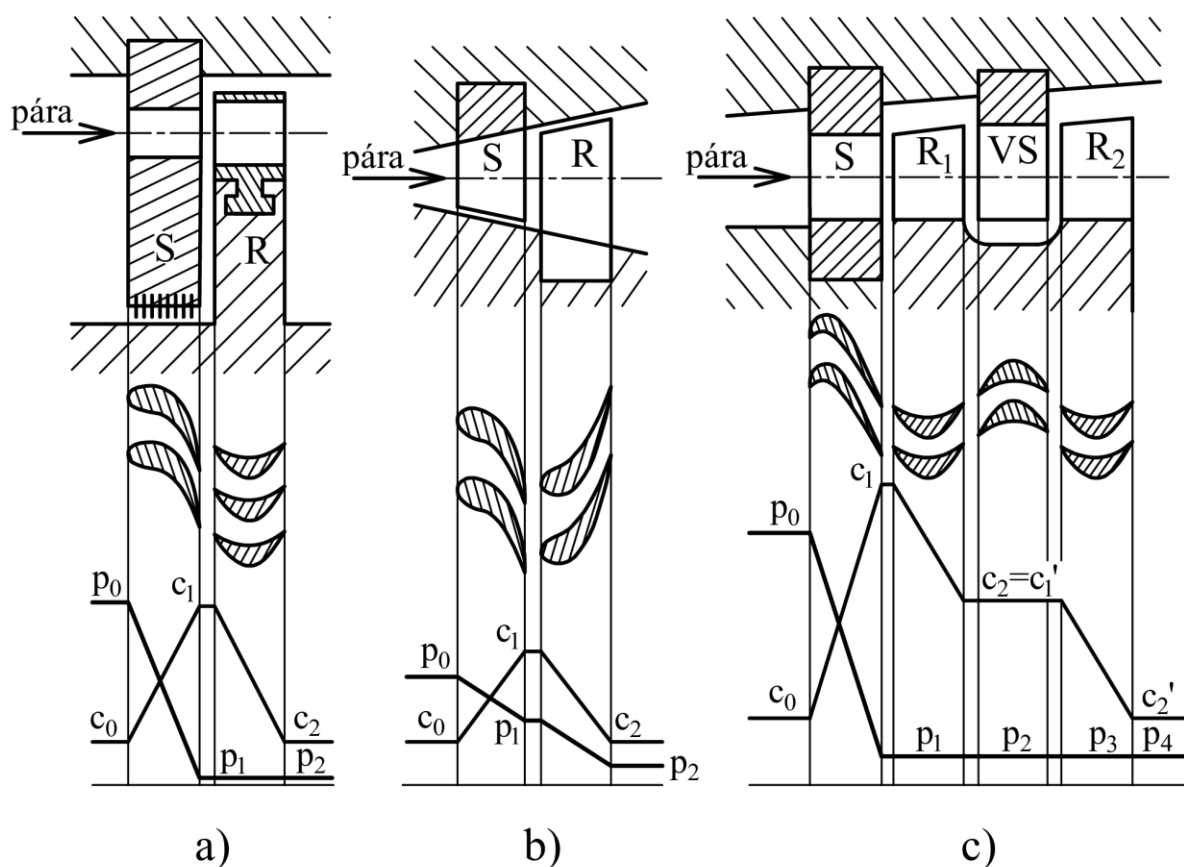
4.2.1 A-kolo

Jak bylo zmíněno v kapitole 4.1.3, nižší rychlostní poměr znamená vyšší zpracovaný entalpický spád. Z toho důvodu se pro regulační stupeň používá akční lopatkování (tzv. A-kolo). Další způsob, jak zvýšit zpracovaný spád, je umístit regulační stupeň na větší průměr, čímž vzroste obvodová rychlost (viz rovnice (4.8)). Větší průměr má za následek snížení výšky lopatkového kanálu z důvodu rovnice kontinuity, a proto může z výpočtu vyjít délka lopatky příliš krátká.

To by mělo za následek vysoké ztráty. Když tato skutečnost nastane, použije se tzv. parciální ostřík. Jde jednoduše o to, že pracovní látka neproudí stupněm po celém obvodu, ale jen po jeho části. Tím se zvýší délka lopatek a sníží ztráty. [41]

4.2.2 Curtisův rychlostní stupeň

Pokud je třeba snížit teplotu a tlak pracovní látky ještě více a zvyšování průměru regulačního stupně je z pevnostních důvodů limitováno, lze snížit rychlostní poměr. Tím vzroste ztráta výstupní rychlostí. Pracovní látka po průchodu stupněm má stále velkou kinetickou energii. Snahou zvýšit účinnost stupně je tuto kinetickou energii znovu využít. Za první oběžnou řadu se umístí vratná statorová lopatka (VS na obrázku 4.7c) s malou reakcí, která nasměruje proud do druhé oběžné řady (dvouvěncový stupeň). Pokud je výstupní rychlost stále příliš velká, může se přidat další vratná lopatka s oběžnou řadou (třívěncový stupeň). Curtisův stupeň má tedy nízkou reakci s jednou nebo dvěma dalšími oběžnými řadami. Oproti reakčnímu stupni zpracuje dvouvěncový Curtisův stupeň osmkrát větší a třívěncový dokonce osmnáctkrát větší spád (viz rovnice (4.9)). Curtisovy stupně se nikdy nepoužívaly jako řadové stupně turbín. Z důvodu nízkých účinností se dnes objevují jen v menší míře. Průběh tlaků a rychlostí pro akční (A-kolo), reakční a Curtisův stupeň je na obrázku 4.7. [41], [43]



Obrázek 4.7: Porovnání průběhů tlaku a rychlostí v různých typech stupňů.

a) Akční stupeň (A-kolo) ($\rho = 0$)

b) Reakční stupeň ($\rho = 0,5$)

c) Curtisův dvouvěncový stupeň ($\rho = 0$)

Překresleno z [48]

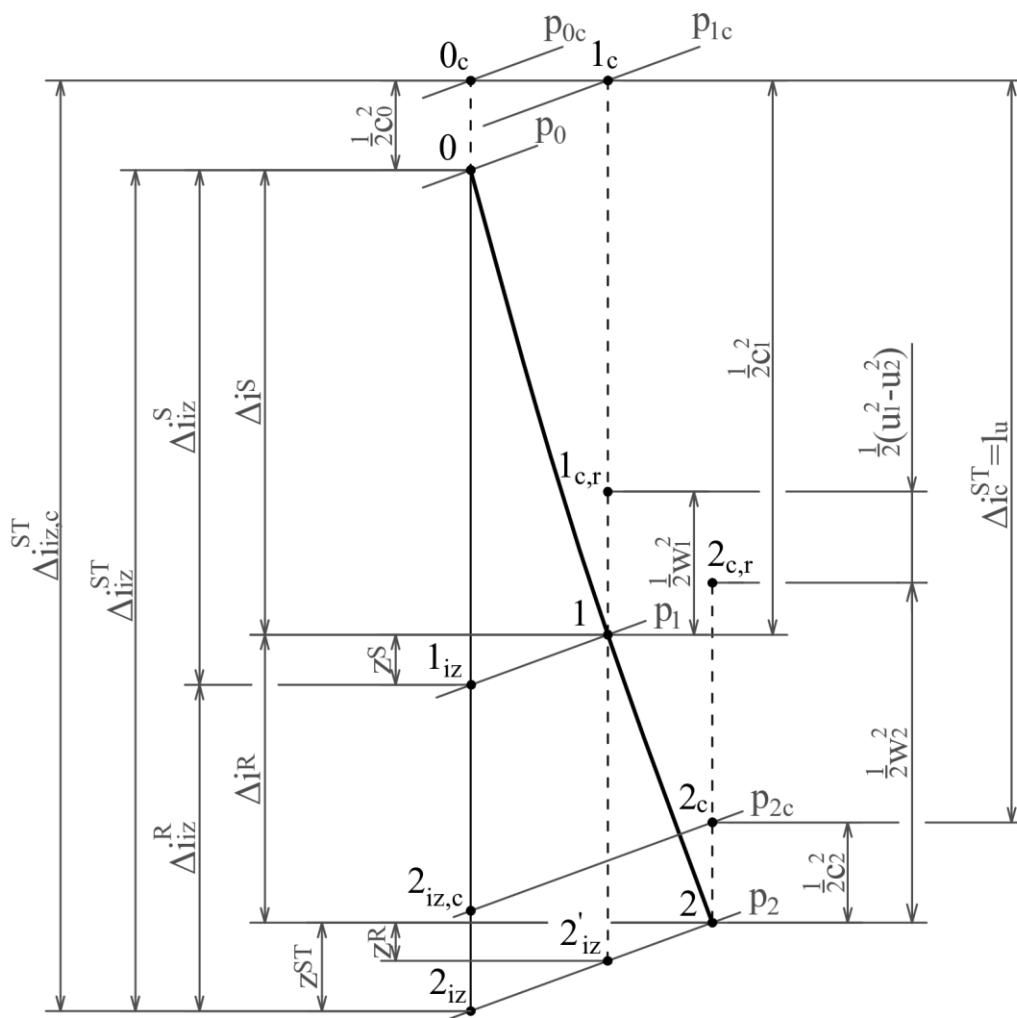
4.3 Obvodová práce

Jednotkové množství látky procházející stupněm vykoná obvodovou práci. Rovnice popisující tuto práci se nazývá také **Eulerova energetická rovnice** (4.10). Jde o poměr výkonu přeneseného na rotor a hmotnostního průtoku, který rotorem prochází. [40]

$$l_u = \frac{dP}{d\dot{m}} = u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad (4.10)$$

Zobrazení jednotlivých rychlostí v i-s diagramu pro obecný turbínový stupeň je níže na obrázku 4.8. Pod následujícími nadpisy je rozebrán význam těchto členů pravé strany rovnice:

- 1. člen $\rightarrow \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$
- 2. člen $\rightarrow \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$
- 3. člen $\rightarrow \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$



Obrázek 4.8: i-s diagram obecného turbínového stupně se zobrazením členů Eulerovy rovnice.

Překresleno a upraveno z [49]

1. člen

První člen vyjadřuje práci vykonanou změnou absolutní rychlosti. Nejnázorněji lze příspěvek rozdílu absolutních rychlostí vidět v případě axiálního akčního stupně, pro který platí $w_1 = w_2$ a $u_1 = u_2$. Z toho vyplývá rovnice (4.11). Nejvyšší příspěvek bude tento člen mít v případě, kdy výstupní rychlost c_2 bude co nejmenší. Problematika velikosti výstupní rychlosti je spjatá s tzv. ztrátou výstupní rychlosti. Této ztráty se nelze úplně zbavit, protože na výstupu ze stupně nelze mít rychlost nulovou, což vychází z rovnice kontinuity. [40]

$$l_u = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) \quad (4.11)$$

2. člen

Druhý člen vyjadřuje práci vykonanou změnou relativní rychlosti. Stupeň, jehož obvodová práce by byla vyjádřena pouze tímto druhým členem, by musel být axiální a mít stupeň reakce roven jedné. Potom by platilo, že $c_1 = c_2$ a $u_1 = u_2$. Z těchto podmínek vyplývá rovnice (4.12). V praxi se tento stupeň nepoužívá, ale lze ho zkonstruovat. Nulový příspěvek od tohoto členu vznikne v případě čistě akčního stupně, tedy se stupněm reakce rovném nule. To ovšem neznamená, že by akční stupeň měl díky nulovému příspěvku druhého členu Eulerovy rovnice nižší obvodovou práci. U axiálního stupně např. rovnost relativních rychlostí, a tedy nulový příspěvek druhého členu, zapříčiní větší rozdíl absolutních rychlostí, a tedy větší příspěvek od členu prvního. To znamená, že při stejném entalpickém spádu, se pouze podle hodnoty stupně reakce a podle typu turbíny (axiální, radiální...) jednotlivé příspěvky od dílčích členů přeorganizují mezi sebou. [40]

$$l_u = \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2) \quad (4.12)$$

3. člen

Poslední člen pravé strany vyjadřuje vliv změny poloměru. Podle rozdílu hodnot obvodových rychlostí se rozlišují dva typy turbín. Pokud platí nerovnost $u_1 > u_2$, nazývá se turbína centripetální a pracovní látka proudí v radiálním směru od většího poloměru k menšímu. V tomto případě je příspěvek třetího členu Eulerovy rovnice kladný. Pokud platí nerovnost $u_1 < u_2$, nazývá se turbína centrifugální a pracovní látka proudí v radiálním směru od menšího poloměru k většímu. V tomto případě je příspěvek třetího členu záporný. V praxi je častěji používán centripetální typ turbíny než typ centrifugální, hlavně v případě jednostupňových turbín v provedení s radiálním vstupem a axiálním výstupem (tzv. radiálně axiální turbína). [40]

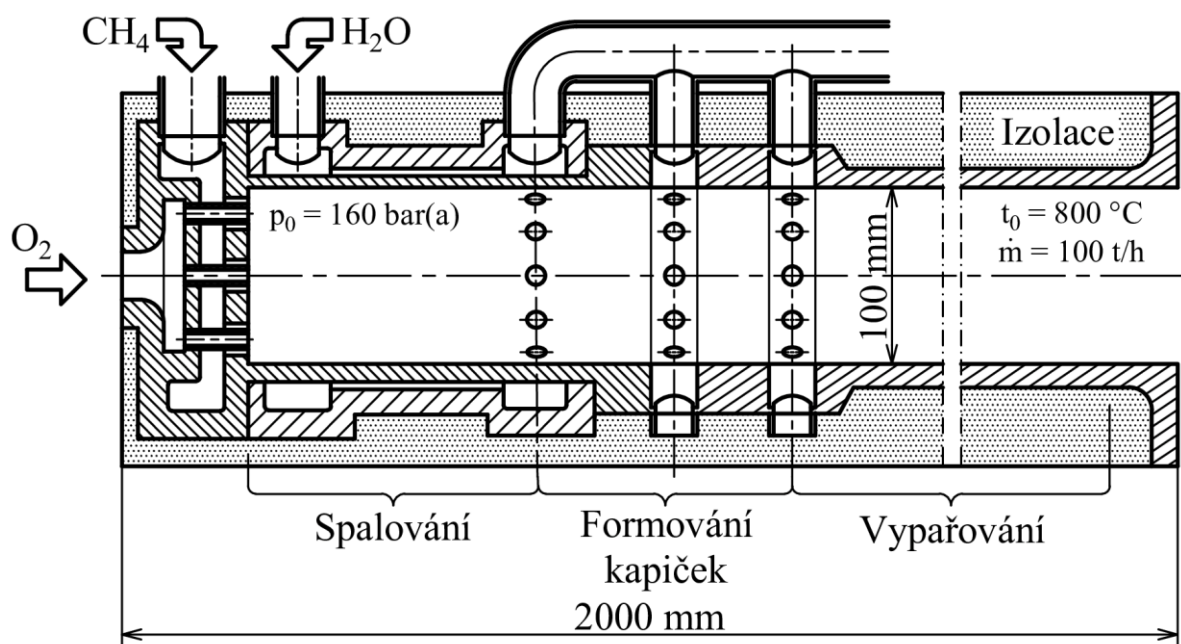
5 Návrh systému pro ukládání energie do plynu

5.1 Schéma uspořádání

Nevýhodou obnovitelných zdrojů je nemožnost jejich regulace. Pokud není v rovnováze spotřeba energie s její výrobou, je nutné nadbytek vyrobené energie akumulovat. V poslední době se dostává do popředí akumulace energie, při níž jsou vyráběny syntetické plyny. Ta sestává podobně jako každý akumulátor z fáze nabíjení a vybíjení.

Při nabíjení (např. při potřebě ukládat přebytky elektrické energie ze sítě) je pomocí elektrolyzáru rozkládána voda na vodík a kyslík. Kyslík je skladován (oproti čistě vodíkové technologii, např. v plynojemu) pro další využití v případě vybíjení. Vodík pokračuje dále do metanizačního reaktoru, kde probíhá Sabatierova syntetická reakce (viz kapitola 3) vodíku a oxidu uhličitého za vzniku syntetického metanu (SNG) a vody. Vyrobený syntetický metan je vtlačován do plynovodní sítě. Pokud je v síti přebytek zemního plynu, je pomocí této sítě dopravován do vzdálených podzemních plynových zásobníků, kde je uskladněn. Pro výrobu SNG je zapotřebí, jak bylo zmíněno v předchozích kapitolách, poměrně čistý CO_2 . Tento problém je možné řešit pomocí tepelného oběhu s názvem „SIT Brno cycle“ (společnosti Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o), jehož schéma je uvedeno na obrázku 5.3.

V režimu vybíjení, tzn. při nedostatku elektrické, případně tepelné energie, je využit pro její pokrytí dříve vyrobený a akumulovaný kyslík z akumulátoru (plynojemu) a metan z plynovodní sítě. Metan je spalován při tlaku 160 bar(a) v proudu kyslíku v generátoru paroplynové směsi (GPS), jehož detail je na obrázku 5.1. Vyrobená paroplynová směs (PPS) proudí do vysokotlakové turbíny (VT) (viz schéma na obrázku 5.3), kde expanduje na tlak 15 bar(a). Vyrobenou energii, tzn. část z akumulované energie, předá prostřednictvím elektrického generátoru (G) do veřejné sítě. Na rozdíl od podobných oběhů, u nichž pokračuje expanze PPS až do nízkého tlaku, je v tomto případě expanze přerušena a PPS z turbíny je vedena do separačního generátoru páry (SGP). Tím se vyhneme problémům s kondenzací páry z PPS při nižších teplotách a nižších tlacích, což může mít za následek vznik kyseliny uhličité a následnou korozi částí turbíny.



Obrázek 5.1: Generátor paroplynové směsi. Převzato z [54]

V SGP na jedné straně zkondenzuje parní část PPS, přičemž je čistý CO_2 odváděn např. do plynojemů a na druhé straně je předanou tepelnou energií z PPS vyráběna nízkotlaková pára (P) o tlaku 13 bar(a) pro navazující NT parní oběh. Paroplynová směs má na výstupu z vysokotlakové turbíny teplotu $411,1^\circ\text{C}$. Pro další výpočet je zvoleno, že se vzniklá vodní pára o tlaku 13 bar(a) ohřeje na teplotu 360°C . Část této páry je pomocí odběru vedena z SGP přímo do technologického procesu (S), kde je využívána další část z akumulované energie. Pro potřeby výpočtu je zvoleno, že odběr bude takový, aby hmotnostní tok páry jdoucí na turbínu byl 50 t/h. V NT parní turbíně pára expanduje na tlak 1,2 bar(a) a takto vyrobená další část z akumulované energie je prostřednictvím generátoru dodávána do elektrické rozvodné sítě. Z NT turbíny je vedena pára do výměníku tepla (K), kde je využita další část z akumulované energie k ohřevu vody.

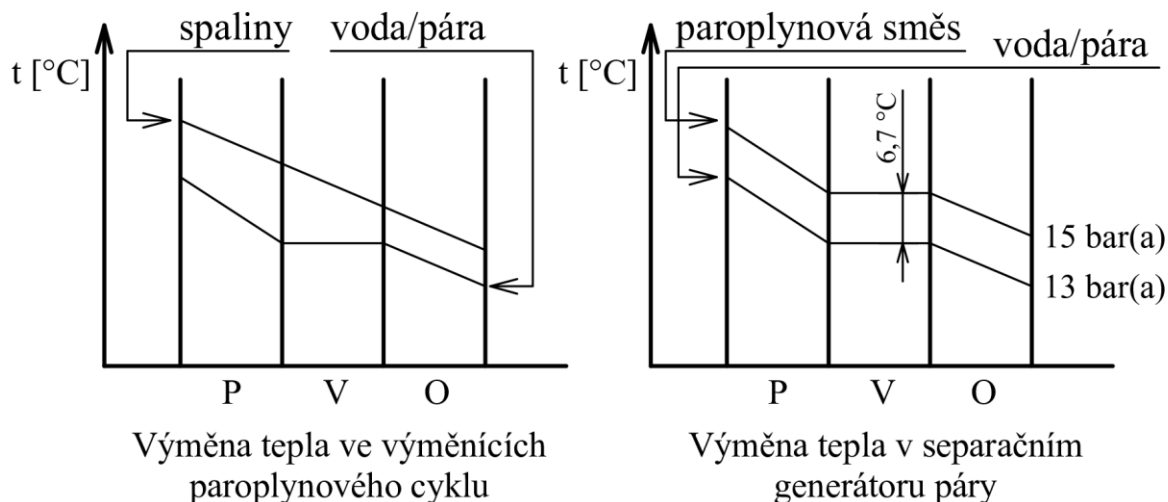
Kondenzát ze SGP, ale také z výměníku K a technologického procesu S jsou dále využívány jako pracovní látka ve vysokotlakovém a nízkotlakovém oběhu. Kondenzát ze SGP je pomocí čerpadla (Č) tlakován na 160 bar(a) a vstříkují do spalovacího procesu v GPS, aby se vznikající paroplynová směs ochladila na vstupní teplotu 800°C do VT turbíny. Kromě toho je třeba zdůraznit, že oběh využívá oproti jiným tepelným motorům spalné teplo SNG, ne pouze energii na úrovni výhřevnosti. Protože oběh pracuje s pracovními látkami v uzavřeném systému, nemá nepříznivý vliv na životní prostředí.

Pokud není možnost využití tepelné energie ve výměníku K resp. technologickém procesu S, je možné nahradit uvedené řešení NT parním kondenzačním oběhem s kondenzační parní turbínou a kondenzátorem.

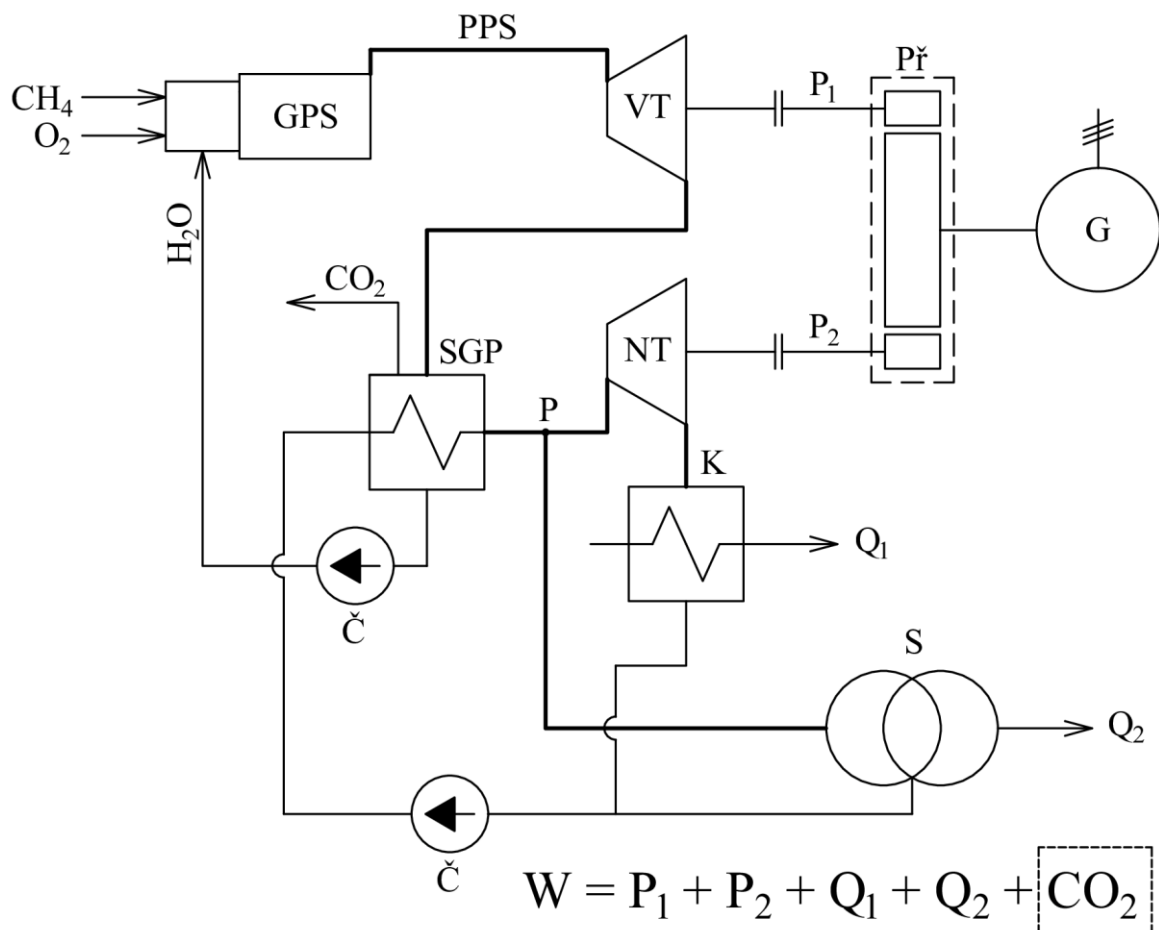
Z výše uvedeného je vidět, že popsáný oběh využívá kromě ztrát veškerou akumulovanou energii z obnovitelných zdrojů a mimo to vrací čistý CO_2 do procesu akumulace, aniž by k tomu vyžadoval další energii nebo zařízení. Celý uzavřený cyklus je tedy soběstačný a celkový užitek (W) je součtem výkonu obou turbín (P_1 a P_2) a tepla z kondenzátoru a technologického procesu (Q_1 a Q_2). Užitek je až na ztráty rovný spalnému teplu metanu.

Obě turbíny jsou spojeny s převodovkou (Př). Paralelní uspořádání umožňuje, aby každá turbína mohla mít jiné otáčky (viz kapitola 6.3.4). Převodovka je spojena s generátorem, který vyrábí elektrickou energii.

Na obrázku 5.2 je zobrazen teplotní průběh ve výměnících paroplynového cyklu a v separačním generátoru páry SIT Brno cyklu, kde je místo spalin použita paroplynová směs. Teplotní rozdíl je ve výparníku konstantní a díky znalostem tlaků v obou potrubích (15 bar(a) a 13 bar(a)) se dá určit saturační teplota vody pro oba tlaky. Teplotní rozdíl je $6,7^\circ\text{C}$. Výhodou je, že ve výparníku, kde je na obou stranách teplosměnné plochy kondenzující, resp. vypařující se látka, je řádově větší přestup tepla, takže výparník může být mnohem menší.

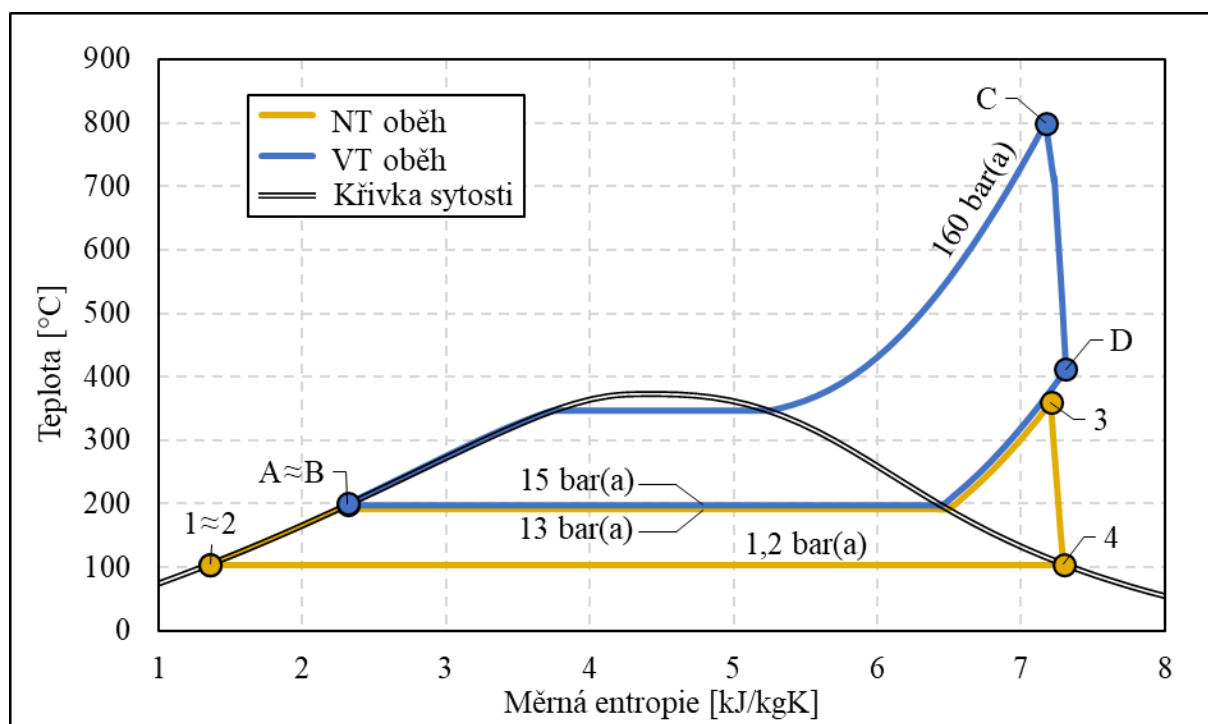


Obrázek 5.2: Porovnání průběhu tepla ve výměnících pro klasický paroplynový cyklus (vlevo) a pro SIT Brno cycle (vpravo). P – přehřívák, V – výparník, O – ohřívák



Obrázek 5.3: Schéma SIT Brno cycle. Převzato z [54]

Na obrázku 5.4 je zobrazen SIT Brno cycle v T-s diagramu. Výpočet obou turbín je popsán v kapitole 6. T-s diagram zobrazuje stavy vodní páry, nikoli oxidu uhličitého. Ten je v paroplynové směsi zastoupen v menšině, což bude vysvětleno kapitole (5.5).

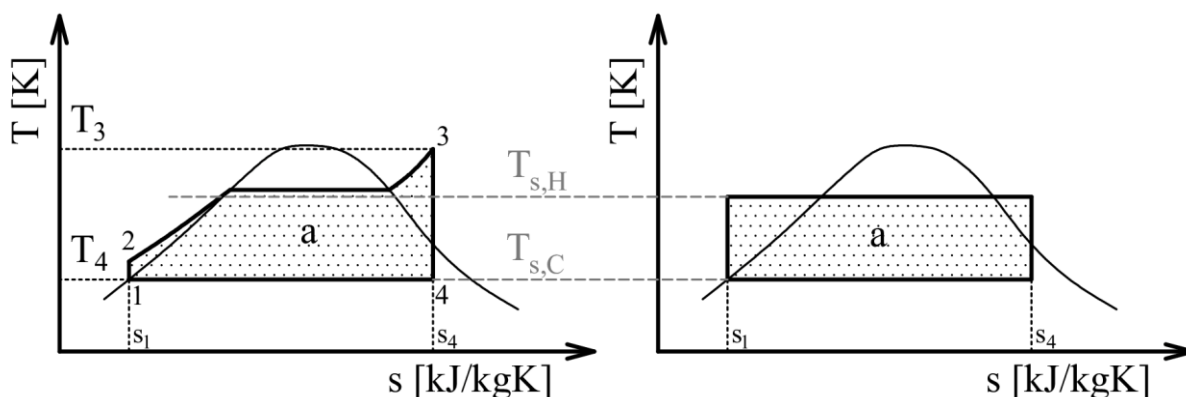


Obrázek 5.4: Zobrazení SIT Brno cycle v T-s diagramu

5.2 Vliv teploty a tlaku na účinnost Rankin-Clausiova cyklu

Z obrázku 5.4 je vidět, že vysokotlaková i nízkotlaková smyčka jsou vlastně Rankin-Clausiovy (RC) cykly. Samozřejmě pokud se zaměříme pouze na vodní páru jako pracovní látku, protože menšinová část oxidu uhličitého pracuje podle Braytonova cyklu.

Libovolný tepelný cyklus pracuje mezi maximální (T_H) a minimální (T_C) teplotou. Při posuzování jeho účinnosti je dobré znát tzv. Carnotův cyklus. Ten sestává z izoentropické expanze a komprese a dvou izoterm. Lze dokázat, že termická účinnost Carnotova cyklu je závislá právě na maximální a minimální teplotě pracovní látky podle rovnice (5.1). [45], [46]



Obrázek 5.5: Převod RC cyklu na Carnotův cyklus

$$\eta_{t,C} = \frac{a}{q_H} = \frac{q_H - |q_C|}{q_H} = 1 - \frac{|q_C|}{q_H} = 1 - \frac{T_C}{T_H} = 1 - \frac{T_{s,C}}{T_{s,H}} \quad (5.1)^{21}$$

Z rovnice (5.1) je vidět, že účinnost Carnotova cyklu se zvýší při zvýšení maximální teploty nebo snížení minimální teploty. Pro možnost použít tvaru rovnice (5.1) k posouzení účinnosti je možné k RC cyklu přistupovat jako ke Carnotovu cyklu se středními teplotami přívodu a odvodu tepla $T_{s,H}$ a $T_{s,C}$ a stejnou vykonanou prací a . Toto převodění je zobrazeno na obrázku 5.5. Minimální teplota je ale pro Rankin-Clausiova cyklus často omezena teplotou okolí. Vyšší účinnosti se tedy dosahuje zvyšováním parametrů páry (teplota a tlak). Pro lepší posouzení vlivu teploty a tlaku na účinnosti je vhodné si rozdělit úsek mezi body 2 a 3 na ohřívák, výparník (parogenerátor) a přehřívák. Střední teploty²² každého úseku jsou označeny postupně veličinami $T_{s,o}$, $T_{s,v}$ a $T_{s,p}$. [47]

K zjištění středních teplot pro libovolný úsek (rozdíl mezi body 2 a 3, úsek ohříváku, výparníku i přehříváku) lze použít druhý termodynamický zákon, resp. definici entropie podle rovnice (5.4). [46], [47]

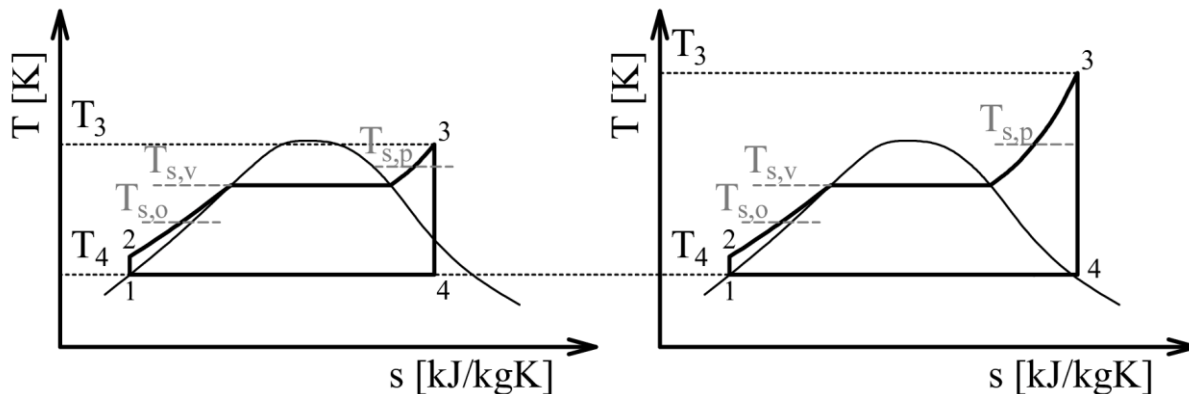
$$di = dq = Tds \quad (5.2)$$

²¹ Veličiny q_C resp. q_H vyjadřují měrné teplo z cyklu odvedené a teplo cyklu dodané. Teplo z cyklu odvedené, tedy q_C je v absolutní hodnotě z toho důvodu, že znaménková konvence přiřazuje kladné znaménko pro teplo do cyklu dodané a záporné znaménko pro teplo z cyklu odvedené. Pokud by v této rovnici absolutní hodnota nebyla, vycházela by účinnost větší než 1, což je fyzikálně nemožné. Rozdíl dodaného a odvedeného tepla je roven vykonané práci cyklu a .

²² Pro příklad, pokud hledáme střední teplotu přívodu tepla, tak platí $T_{s,H} = \frac{i_3 - i_2}{s_4 - s_1}$. Pro libovolný zmíněný úsek platí vzorec obdobně jako rozdíl entalpií na konci a na začátku podělený rozdílem entropií na konci a na začátku tepelného děje. Toto lze použít ale jen v případě, že děje probíhají za stálého tlaku, tedy izobaricky.

Zvyšování teploty

Zvýší-li se maximální teplota v cyklu, tedy dosahujeme většího přehřívání, tak střední teplota v ohříváku ($T_{s,o}$) i výparníku ($T_{s,v}$) zůstane stejná, ale v přehříváku ($T_{s,p}$) vzroste, jak je vidět na obrázku 5.6. Celková střední teplota ($T_{s,H}$), při které se dodává teplo do cyklu tedy vzroste také a díky rovnici (5.1) je patrné, že vzroste i účinnost. [47]

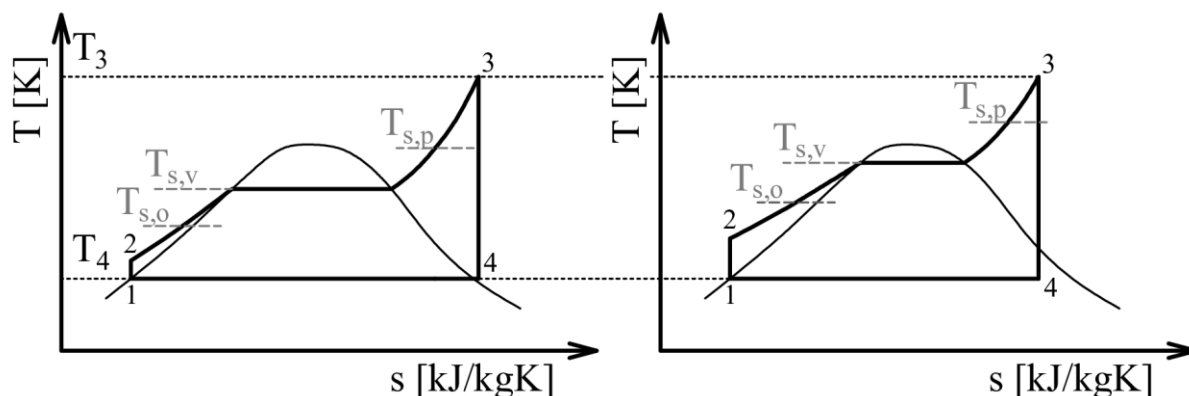


Obrázek 5.6: Projev zvyšování teploty na účinnost RC cyklu. Vlevo před zvýšením teploty a vpravo po zvýšení

Zvyšování tlaku

Zvýšení tlaku napájecí vody se zvýší teplota, při které dochází k vypařování. Takže střední teplota ohříváku i výparníku vzroste. Pokud se pracovní látka bude přehřívát na stejnou teplotu, jako před zvýšením tlaku, tak je z obrázku 5.7 vidět, že vzroste i střední teplota v přehříváku. Všechna tato navýšení zvyšují účinnost cyklu. [47]

Navyšování tlaku má ale jednu nevýhodu. Pokud bude navýšen pouze tlak a maximální teplota zůstane stejná, pak se expanze vodní páry může dostat do oblasti mokré páry. Kondenzující voda na posledních stupních lopatek potom způsobuje další ztrátu vlhkostí páry a tvořící se kapičky mají za následek erozi lopatek. Proto je velmi vhodné při zvyšování účinnosti RC cyklu zvyšovat nejen tlak, ale i teplotu, které tento posun do mokré páry kompenzuje, jak je patrné z obrázku 5.6.



Obrázek 5.7: Projev zvyšování tlaku na účinnost RC cyklu. Vlevo před zvýšením tlaku a vpravo po zvýšení

Při navyšování teploty a tlaku je ale třeba respektovat pevnostní charakteristiky a odolnost proti creepu (tečení) materiálu při vysokých teplotách. Parametry pro SIT Brno cycle (tedy 160 bar(a) a 800 °C) jsou poměrně vysoké a do budoucna bude třeba, aby se cena materiálu, který je schopen tyto parametry zvládnout, snížila a tím se zvýšila perspektivita zmíněného cyklu. Zároveň i technologie jako je chlazení lopatek a turbínové skříně bude hrát v uvedení této možnosti akumulace energie do plynu velkou roli. [45]

5.3 Výpočet generátoru paroplynové směsi

Pro zjednodušení výpočtu je generátor paroplynové směsi uvažován jako izobarický a spalovací proces probíhá podle tzv. stechiometrického spalování (tj. bez přebytku kyslíku ke spalování). Cílem tohoto výpočtu je určit:

- Teoretickou teplotu produktů po spálení
- Množství chladicí vody pro dosažení vstupních parametrů (tlaku a teploty) na vysoko-tlakovou turbínu
- Podíl vodní páry v paroplynové směsi
- Množství hmotnostního toku kyslíku a metanu pro spalování

5.3.1 Stav produktů po spálení

Spalování metanu probíhá podle chemické rovnice (5.3). Spalné teplo je rovno hodnotě reakčního tepla, tj. energii, která se uvolní při stechiometrickém spálení 1 molu resp. 1 kg metanu. Hodnota spalného tepla metanu je 890,953 kJ/mol_{CH₄} resp. 55,536 MJ/kg. Celková uvolněná energie je tedy rovna hmotnosti metanu a jeho spalného tepla podle rovnice (5.4). Použití spalného tepla místo výhřevnosti vyžaduje neopomenout to, že voda pro změnu fáze potřebuje dodat energii rovnou tzv. měrnému skupenskému teplu varu l_v . Var nastává při teplotě definované tlakem, při kterém probíhá $t_{\text{var}} = f(p)$. [48]



$$Q = \Delta H^\circ_{\text{sp,CH}_4} m_{\text{CH}_4} \quad (5.4)$$

Z rovnice (5.3) je vidět, že z jednoho molu metanu a dvou molů kyslíku vznikne jeden mol oxidu uhličitého a dva moly vody. Zachování těchto poměrů je ve výpočtu docíleno použitím koeficientu r v následující tabulce. Pokud zvolíme pro první krok výpočtu $r = 1$, tak získáme stechiometrické koeficienty z rovnice (5.3).

Tabulka 5.1: Látkové množství reaktantů a produktů a jejich molární hmotnosti

	Značka	Jednotka	Reaktanty		Produkty	
			CH ₄	O ₂	CO ₂	H ₂ O
Látkové množství	n	mol	$1r$	$2r$	$1r$	$2r$
Molární hmotnost	M	kg/mol	$16,043 \cdot 10^{-3}$	$31,999 \cdot 10^{-3}$	$44,010 \cdot 10^{-3}$	$18,015 \cdot 10^{-3}$

$$m = nM \quad (5.5)$$

Výpočet teploty produktů po spálení lze získat dvěma způsoby. Jsou-li známy závislosti měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku pro oxid uhličitý i vodu, lze je nahradit vhodným polynomem, který je závislý na teplotě, a ten pak použít k integraci. Další způsob je možný, pokud jsou známy závislosti entalpie na teplotě a tlaku pro oxid uhličitý a vodu. Oba způsoby budou vysvětleny níže.

Výpočet pomocí měrných tepelných kapacit

Závislost měrné tepelné kapacity se dá nahradit polynomem (viz rovnice (5.6)) pomocí metody nejmenších čtverců. Proměnné $\overline{c_{p,\text{CO}_2}}$ a $\overline{c_{p,\text{H}_2\text{O}}}$ jsou průměrné hodnoty měrných tepelných kapacit mezi teplotami t_1 a t_2 , které se vypočítají podle rovnice (5.7) integrací polynomu nahrazujícího skutečnou závislost a podělením teplotním rozmezím, na kterém se integruje. Výpočet je iterační, kdy se volí hodnota t_{ps} , která odpovídá teplotě produktů po spálení. Iterační výpočet je ukončen, jakmile je teplo vzniklé spálením metanu z rovnice (5.4) (po odečtení ztrát) rovno zvýšení entalpie, vyjádřené pomocí měrných tepelných kapacit, podle rovnice (5.8).

Grafy na obrázcích 5.8 a 5.9 zobrazují skutečný průběh měrné tepelné kapacity pro oxid uhličitý a vodu při tlaku 160 bar(a) v závislosti na teplotě. Zároveň zobrazují průběhy polynomů, které je nahrazují. Nahradit celou závislost dostatečně přesně jedním polynomem je velmi problematické zejména proto, že se závislosti pro obě látky vyznačují extrémem do prvních 500 °C. Aby tedy bylo dosaženo dostatečné přesnosti, jsou skutečné závislosti rozdělené na dva úseky v případě oxidu uhličitého a na tři úseky v případě vody. Každý úsek je nahrazen jedním polynomem. Získání hodnot průměrných tepelných kapacit se potom provádí integrací toho polynomu, který zrovna danou oblast popisuje. Pokud integrační mez přesahuje přes více než jeden úsek, je integrace rovna součtu integrálů po dílčích úsecích.

Při nahrazování skutečných závislostí je potřeba zvolit si stupeň polynomu. Volba stupně je závislá na tom, jaká přesnost je po polynomu požadovaná. Přesnost se dá určit z koeficientu determinace²³ R^2 . Pro vhodné nahrazení skutečné závislosti polynomem je zvolena hodnota koeficientu determinace alespoň 0,99. V příloze A jsou pro zvolené teplotní úseky uvedeny koeficienty polynomu ($a_n, a_{n-1}, \dots, a_0$) a koeficient determinace R^2 .

Průměrné měrné tepelné kapacity (uvedené v rovnici (5.8)) ovlivňují počáteční a koncové teploty, mezi kterými se počítají. Proto, aby se od sebe odlišily, jsou označeny v levém horním indexu písmeny, které tyto hraniční teploty definují, viz následující tabulka.

Tabulka 5.2: Význam indexování měrných tepelných kapacit pro spalování

Index	Počáteční teplota	Koncová teplota
a	t_r	t_{ps}
b	t_{var}	t_{ps}
c	t_r	t_{var}

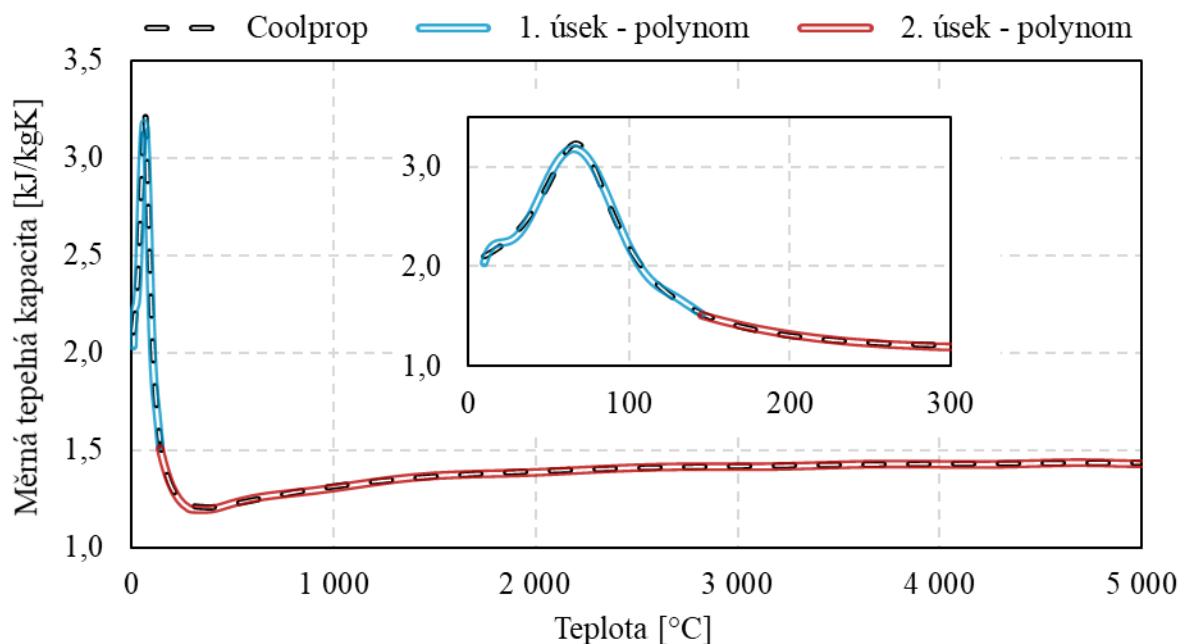
$$c_p = f(t; p) \approx a_n t^n + a_{n-1} t^{n-1} + \dots + a_2 t^2 + a_1 t + a_0 \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} \overline{c_p} &= \frac{\int_{t_1}^{t_2} c_p dt}{t_2 - t_1} = \frac{\left[\frac{a_n}{n+1} t^{n+1} + \frac{a_{n-1}}{n} t^n + \dots + \frac{a_1}{2} t^2 + a_0 t \right]_{t_1}^{t_2}}{t_2 - t_1} = \\ &= \frac{\frac{a_n}{n+1} (t_2^{n+1} - t_1^{n+1}) + \frac{a_{n-1}}{n} (t_2^n - t_1^n) \dots + a_0 (t_2 - t_1)}{t_2 - t_1} \end{aligned} \quad (5.7)$$

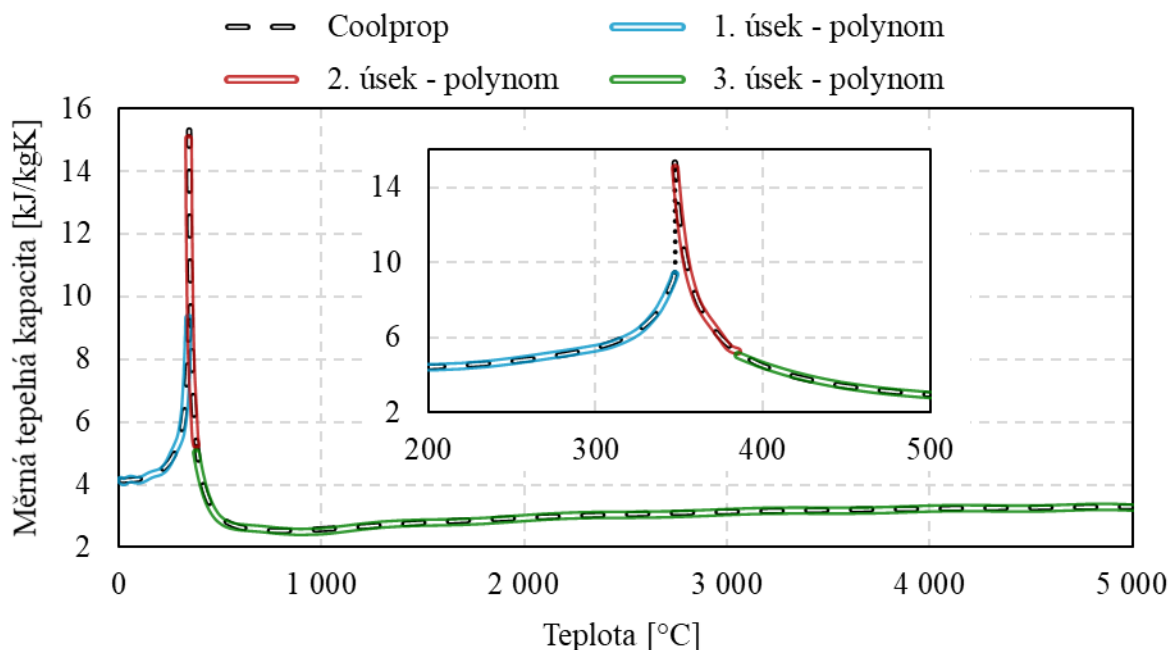
$$\begin{aligned} Q(1 - Z) &= \sum_i m_i \Delta i_i = m_{\text{CO}_2} \overline{a c_{p,\text{CO}_2}} (t_{\text{ps}} - t_r) + \\ &+ m_{\text{H}_2\text{O}} \overline{b c_{p,\text{H}_2\text{O}}} (t_{\text{ps}} - t_{\text{var}}) + m_{\text{H}_2\text{O}} l_v + m_{\text{H}_2\text{O}} \overline{c c_{p,\text{H}_2\text{O}}} (t_{\text{var}} - t_r) \end{aligned} \quad (5.8)^{24}$$

²³ Koeficient determinace (též R kvadrát) popisuje, jak přesně polynom nahrazuje danou závislost. Jeho hodnota se pohybuje v rozmezí 0 až 1. Pro 1 platí, že polynom dokonale nahrazuje skutečnou závislost.

²⁴ Parametr Z reprezentuje ztráty vzniklé nedokonalostí spalování a únikem tepla ze spalovací komory do okolí.



Obrázek 5.8: Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku 160 bar(a) pro CO_2



Obrázek 5.9: Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku 160 bar(a) pro H_2O

Výpočet pomocí známých závislostí entalpií

Teplo vyvinuté chemickou reakcí (5.4) se musí rovnat zvýšení entalpie produktů podle rovnice (5.10). Jsou-li známé závislosti entalpií oxidu uhličitého i vody na teplotě a tlaku, přejde řešení tohoto problému k iteračnímu hledání teploty t_{ps} , při které tato rovnost bude platit. Tlak je daný zadáním 160 bar.

$$i = f(t; p) \quad (5.9)$$

$$Q(1 - Z) = \sum_i m_i \Delta i_i = m_{\text{CO}_2} (i_{\text{ps}} - i_r)_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} (i_{\text{ps}} - i_r)_{\text{H}_2\text{O}} \quad (5.10)$$

5.3.2 Množství chladicí vody

Spalování paliva dokáže vyvinout vysokou teplotu. Aby bylo dosaženo požadované teploty 800 °C na vstupu do vysokotlakové turbíny, je potřeba produkty spalování chladit. Chlazení probíhá chladicí vodou, která je vstřikována do generátoru paroplynové směsi do spalovacího procesu a za něj. Množství této chladicí vody se vypočítá z rovnice (5.11). Průměrné hodnoty měrných tepelných kapacit pro oxid uhličitý a vodu vzniklou jako produkt spalování, ale i pro vodu chladicí, jsou získány stejným způsobem (nahrazením polynomem a integrací) jako v kapitole 5.3.1. Známe-li závislosti entalpií na teplotě a tlaku, pak rovnice (5.11) přejde v rovnici (5.12).

$$m_{\text{H}_2\text{O,ch}} = \frac{m_{\text{CO}_2} \overline{dc_{p,\text{CO}_2}}(t_{\text{ps}} - t_0) + m_{\text{H}_2\text{O}} \overline{dc_{p,\text{H}_2\text{O}}}(t_{\text{ps}} - t_0)}{\overline{ec_{p,\text{H}_2\text{O,ch}}}(t_0 - t_{\text{var}}) + l_v + \overline{fc_{p,\text{H}_2\text{O,ch}}}(t_{\text{var}} - t_{\text{ch}})} \quad (5.11)$$

$$m_{\text{H}_2\text{O,ch}} = \frac{m_{\text{CO}_2}(i_{\text{ps}} - i_0)_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}}(i_{\text{ps}} - i_0)_{\text{H}_2\text{O}}}{(i_{\text{ps}} - i_0)_{\text{H}_2\text{O,ch}}} \quad (5.12)$$

Tabulka 5.3: Význam indexování měrných tepelných kapacit pro spalování

Index	Počáteční teplota	Koncová teplota
d	t_0	t_{ps}
e	t_{var}	t_0
f	t_{ch}	t_{var}

5.3.3 Podíl vodní páry v paroplynové směsi

Po zchlazení se sečtou hmotnostní toky produktů spalování a chladicí vody. Celkový hmotnostní tok je vyjádřen rovnicí (5.13). Podíl vody (přesněji vodní páry) je dán rovnicí (5.14).

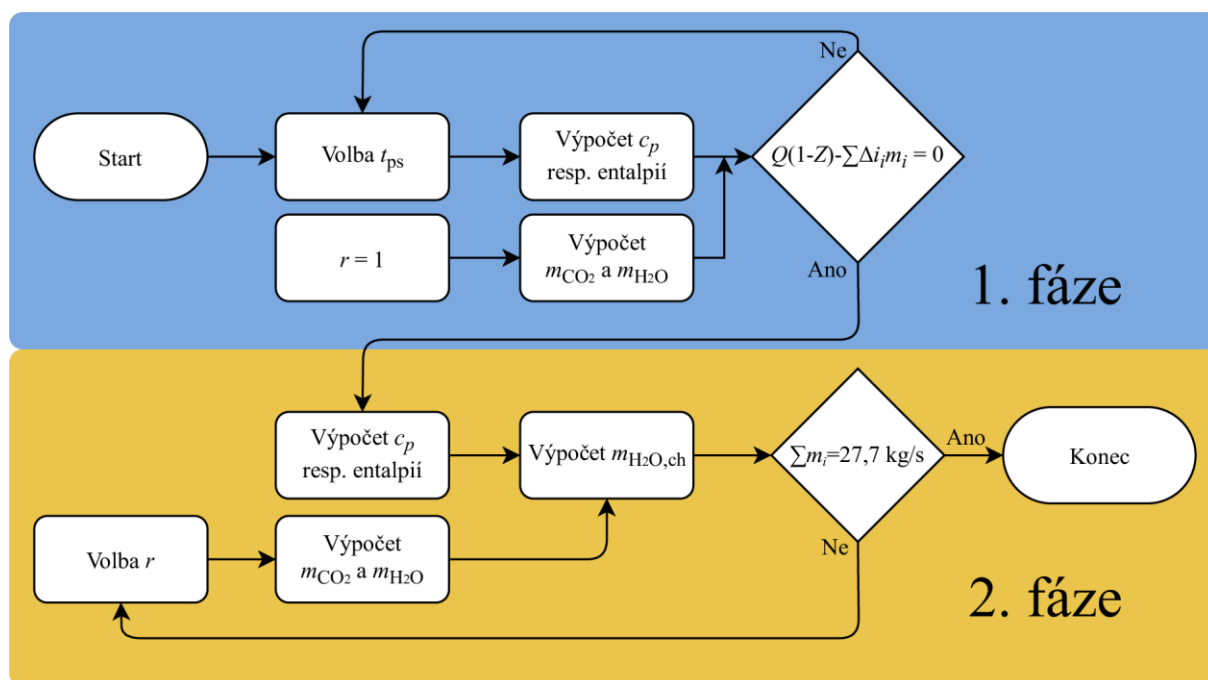
$$\dot{m} = \dot{m}_{\text{CO}_2} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O,ch}} \quad (5.13)$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O,ch}}}{\dot{m}} \quad (5.14)$$

5.3.4 Shrnutí iteračního výpočtu

Iterační výpočet probíhá ve dvou fázích. Jak již bylo řečeno výše, první fáze spočívá v tom určit teplotu po spálení tak, aby platila rovnice (5.8) resp. (5.10). V druhé fázi iterace se volí koeficient r (pomocí kterého je vyjádřeno látkové množství v tabulce 5.4) tak, aby byla dodržena podmínka, že celkový hmotnostní tok z rovnice (5.13) musí být 100 t/h = 27,7 kg/s.

Výhodou je, že první fáze iterace je nezávislá na koeficientu r . To se dá dokázat tak, že pokud se dosadí rovnice (5.4) do rovnice (5.8) resp. (5.10) a všechny hmotnostní toky se vyjádří pomocí koeficientu r (z rovnice (5.5) a tabulky 5.1), tak se obě strany rovnice mohou tímto koeficientem vydělit. To znamená, že koeficient r nemá na první fázi iterace žádný vliv. Aby výpočet fungoval správně, tak je ale nutné, aby byl nenulový. Tato výhoda ulehčuje iterační schéma, protože lze iterovat první fázi a následně druhou fázi, aniž by druhá fáze tu první jakkoli ovlivňovala. Grafické znázornění iteračního výpočtu je na obrázku 5.10.



Obrázek 5.10: Vývojový diagram iteračního výpočtu generátoru paroplynové směsi

5.3.5 Výsledky výpočtu

Parametr Z , který reprezentuje ztráty vzniklé nedokonalostí spalování a únikem tepla ze spalovací komory do okolí byl zvolen na 2 %. Celý výpočet byl počítán pro hmotnosti jednotlivých reaktantů, produktů atd. Nicméně, pokud výsledky vztáhneme k procesu, který proběhne za 1 sekundu, přejdou všechny hmotnosti na hmotnostní toky v kg/s. Výsledky výpočtu generátoru paroplynové směsi jsou shrnuty v následující tabulce.

Tabulka 5.4: Shrnutí výsledků výpočtu generátoru paroplynové směsi

	Značka	Výpočet pomocí měrných tepelných kapacit	Výpočet pomocí známých závislostí entalpií
Koeficient r	r	101,88	101,77
Teplota produktů po spálení	t_{ps}	4742,36 °C	4741,42 °C
Množství chladicí vody	$\dot{m}_{H_2O, ch}$	19,62 kg/s	19,63 kg/s
Podíl vodní páry v paroplynové směsi	P_{H_2O}	83,86 %	83,88 %
Množství hmotnostního toku reaktantů	$\dot{m}_{CH_4}$	1,63 kg/s	1,63 kg/s
	$\dot{m}_{O_2}$	6,52 kg/s	6,51 kg/s

Hodnoty teploty po spálení se liší o méně než 1 °C, což je velmi malý přijatelný rozdíl, daný aproximací měrných tepelných kapacit polynomy. Zároveň je třeba podotknout, že skutečná teplota bude menší, protože v generátoru paroplynové směsi dochází k vstřikovávání chladicí vody už do spalovacího procesu. Podíl vodní páry v pracovní látce je přibližně 84 %. Pro následující výpočet vysokotlakového a nízkotlakového dílu turbíny je pro jednoduchost uvažována pracovní látka jako čistá vodní pára s teplotou 800 °C, tlakem 160 bar(a) a hmotnostním tokem 27,7 kg/s.

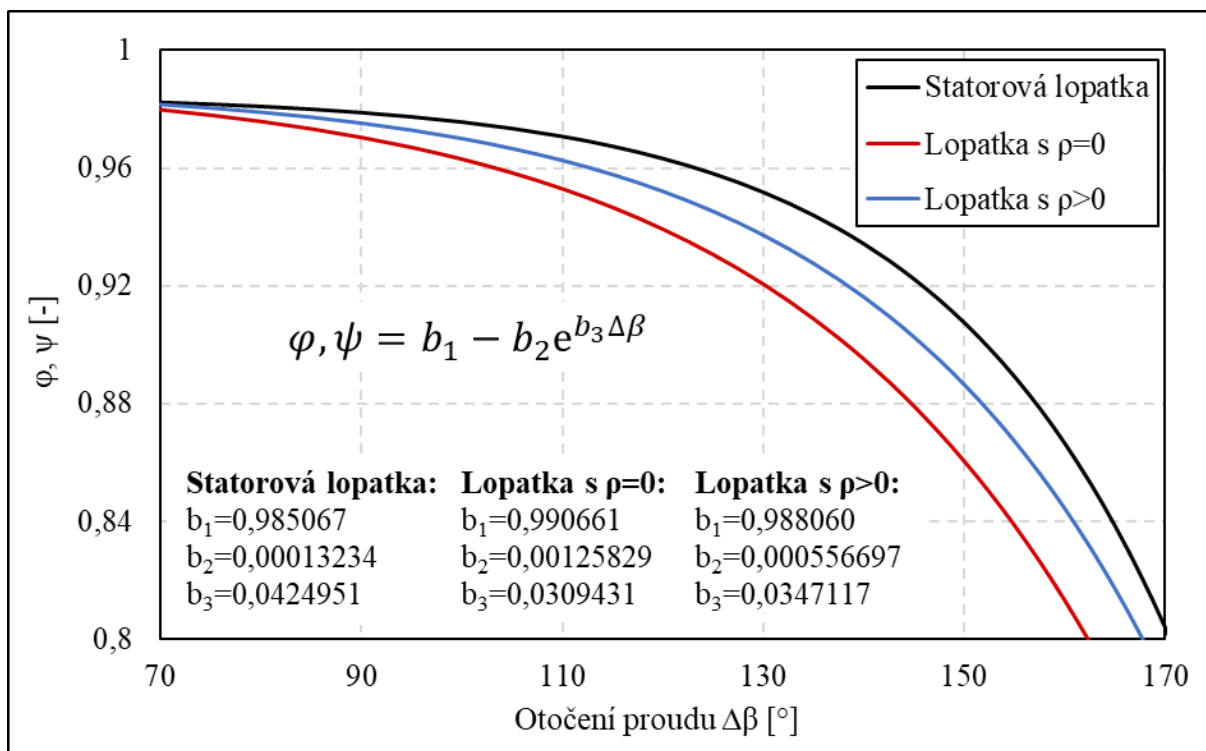
6 Výpočet tepelné turbíny

Výpočet sestává zvláště z výpočtu regulačního stupně a stupňové části, nicméně oba výpočty sdílí stejnou strukturu, kterou popisuje následující tabulka.

Tabulka 6.1: Shrnutí postupu výpočtu stupně tepelné turbíny

Název kapitoly	Vysvětlení toho, co daná kapitola obsahuje
Volba parametrů před výpočtem	Celý výpočet, ať už regulačního stupně nebo stupně řadového, má několik parametrů, které je nutné volit. Jedná se hlavně o volbu středního průměru lopatkování D_1, rychlostního poměru x stupně reakce ρ, otáček n apod. Pozn.: Neplatí, že ty parametry, které se volí pro regulační stupeň, se také volí pro řadový stupeň. Například konkrétně v této práci je pro regulační stupeň zvoleno, že lopatka je po celé šířce stejně vysoká, a tak se musí dopočítat výstupní úhel rotorové lopatky β_2, kdežto pro řadový stupeň se volí právě úhel β_2, a tak se délka výstupní hrany lopatky l_2 dopočítává.
Izoentropická expanze	Po zvolení parametrů před výpočtem se vypočítá expanze pracovní látky. Určí se ideální entalpický spád z rychlostního poměru x a obvodové rychlosti u (ta se vypočítá ze zvolených otáček n). Tento spád se rozdělí pomocí zvoleného stupně reakce ρ. Dopočítají se entalpie za statorem a za rotorem. Z těchto entalpií a známé entropie se získají tlaky ve stejných místech. Jelikož se jedná o ideální děj (entropie zůstává konstantní), nazývá se tato expanze izoentropická.
Ztráty a rychlosti statoru	Skutečné děje probíhají se ztrátami (entropie roste), takže v této kapitole bude vysvětleno, jak se tyto ztráty vypočítají pomocí rychlostního součinitele φ, který zahrnuje ztráty třením, vířením a rázem. Zároveň se vypočítá absolutní a relativní rychlost c a w. [42]
Ztráty a rychlosti rotoru	Výpočet pro rotor je velmi podobný. Ztráty se určují pomocí rychlostního součinitele ψ, který vyjadřuje stejný druh ztrát. Po výpočtu absolutní a relativní rychlosti c a w se už dá určit obvodová účinnost stupně. Rychlostní součinitele φ a ψ se určí z grafu na obrázku 6.1.
Další ztráty	Výpočet stupňů probíhá na středním průměru, jenže proudění ve stupních je prostorové a lopatky mají konečnou délku, takže např. pro řadové axiální stupně budou vznikat další ztráty na špici lopatky (ztráta radiální mezerou) a ztráty rozvějířením (způsobené jiným úhlem náběhu mimo střední průměr). V případě, že expanze probíhá do oblasti mokré páry, počítá se také tzv. ztráta vlhkostí páry. V případě regulačního stupně jde o ztráty ventilací, parciálním ostřikem a radiální mezerou. Tyto ztráty se transformují na teplo a zpětně zvýší entalpii proudící látky v místech, kde k nim dochází. Pro zjednodušení výpočtu se předpokládá, že ve výpočetní rovině za stupněm se toto zvýšení entalpie rovnoměrně rozdělí do celého průtočného průřezu, a tak do dalšího stupně již proudí pracovní látka s konstantními parametry. Účinnost po započítání těchto ztrát se nazývá vnitřní termodynamická.

Kromě kapitol zmíněných v tabulce výše obsahuje výpočet regulačního stupně ještě kapitulu, kde je popsáno, jak získat rychlost na vstupu do statoru prvního řadového stupně.



Obrázek 6.1: Graf a analytická závislost rychlostních součinitelů φ a ψ na ohnutí proudu $\Delta\beta$. Převzato z [53]

6.1 Regulační stupeň

Regulační stupeň je zvolen jako radiální akční stupeň v centripetálním provedení. Tato volba je opodstatněna tím, že oproti axiálnímu stupni je zde využita složka změny kinetické energie obvodové rychlosti, takže absolutní a relativní rychlost c a w budou menší, stejně jako z nich vycházející ztráty. Zároveň platí, že úhel proudu na vstupu do oběžného lopatkování je stejný oproti axiálnímu provedení, kde se tento úhel liší podle vzdálenosti od osy otáčení. Další výhodou je možnost lépe využít výstupní rychlost z regulačního stupně (viz kapitola 6.1.6).

6.1.1 Volba parametrů před výpočtem

Nejprve se zvolí otáčky n s ohledem na možnosti převodovky (více v kapitole 6.3.4). Dále se volí střední průměr D_1 , rychlostní poměr x , reakce stupně ρ a vstupní rychlost do statoru c_0 . Vypočítá se obvodová rychlost na středním průměru u_1 .

$$u_1 = \pi D_1 n \quad (6.1)$$

6.1.2 Izoentropická expanze

Ze zvolených parametrů a obvodové rychlosti se vypočítají entalpické spády, entalpie, entropie a tlaky izoentropické expanze následovně.

$$\Delta i_{iz}^{ST} = \frac{u_1^2}{2x^2} \quad (6.2)$$

$$\Delta i_{iz}^S = \Delta i_{iz}^{ST} (1 - \rho) \quad (6.3)$$

$$\Delta i_{iz}^R = \Delta i_{iz}^{ST} \rho \quad (6.4)$$

$$i_0 = f(p_0; t_0) \quad (6.5)$$

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} \quad (6.6)$$

$$i_{1iz} = i_0 + \Delta i_{iz}^S \quad (6.7)$$

$$i_{2iz} = i_0 - \Delta i_{iz}^S - \Delta i_{iz}^R = i_{1iz} - \Delta i_{iz}^R \quad (6.8)$$

$$s_0 = f(p_0; t_0) \quad (6.9)$$

$$p_1 = f(i_{1iz}; s_0) \quad (6.10)$$

$$p_2 = f(i_{2iz}; s_0) \quad (6.11)$$

Regulační stupeň zpracuje mnohem větší spád než většina stupňů řadových, proto je nutné kontrolovat, jestli tlak za statorem p_1 není příliš malý a nedochází tak ke kritickému proudění, které by vyžadovalo použít rozšiřující se dýzy. Kritické proudění nastane, pokud je p_1 menší než kritický tlak p_{krit} .

$$p_{krit} = p_0 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (6.12)$$

6.1.3 Ztráty a rychlosti satoru

Před výpočtem ztrát a rychlostního trojúhelníku za statorem se zvolí výstupní úhel satorové lopatky α_1 v rozmezí 13 až 18° a hodnota parciálního ostříku ε v rozmezí 0,2 až 1 (tak, aby délka lopatky l_1 nepodkročila hodnotu 12 mm). Obvodová rychlost u_1 a rychlost na vstupu do satoru c_0 jsou známé z kapitoly 6.1.1. [42]

$$c_{1iz} = \sqrt{2\Delta i_{iz}^S + c_0^2} \quad (6.13)$$

$$c_1 = \varphi c_{1iz} \quad (6.14)$$

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1\cos\alpha_1} \quad (6.15)$$

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_1^2 + c_1^2 - u_1^2}{2w_1c_1}\right) + \alpha_1 \quad (6.16)$$

$$z^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} (1 - \varphi^2) \quad (6.17)$$

$$i_1 = i_{1iz} + z^S \quad (6.18)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) \quad (6.19)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) \quad (6.20)$$

$$l_1 = \frac{\dot{m} v_1}{\pi D_1 \varepsilon c_1 \sin \alpha_1} \quad (6.21)$$

6.1.4 Ztráty a rychlosti rotoru

Z důvodu vznikajících ztrát ve statorovém kanále se zvýší entropie, a proto je potřeba přepočítat izoentropický entalpický spád z tlaku p_1 na tlak p_2 při entropii s_1 . Původně byl tento spád počítán pro entropii s_0 , ale z důvodu tvarů izobar v i - s diagramu je entalpický spád mezi dvěma tlaky větší při vyšší entropii. V případě jednoho stupně se nový entalpický spád na rotor zvýší jen velmi málo, ale stejný efekt má za následek, že celá turbína má vyšší účinnost, než je průměrná účinnost dílčích stupňů. Tento jev lze popsat tzv. reheat faktorem (součinitelem zpětného využití ztrát). Jeho projev je patrný z výsledků výpočtu vysokotlakové i nízkotlakové turbíny v kapitole 6.3.3, kde je možné si všimnout, že účinnost stupňové části je vyšší než průměr účinností dílčích stupňů (viz tabulky 6.3 a 6.4). Zároveň platí, že celková účinnost obou turbín (tedy celého turbosoustrojí) je vyšší než jejich jednotlivé účinnosti.

Poté se zvolí radiální délka lopatky B . Ztráty, rychlostní trojúhelník za rotorem a obvodová účinnost se vypočítají podle následujících rovnic.

$$i'_{2iz} = f(p_2; s_1) \quad (6.22)$$

$$\Delta i_{iz}^{R'} = i_1 - i'_{2iz} \quad (6.23)$$

$$D_2 = D_1 - 2B \quad (6.24)$$

$$u_2 = \pi D_2 n \quad (6.25)$$

$$w_{2iz} = \sqrt{2\Delta i_{iz}^{R'} + w_1^2 - (u_1^2 - u_2^2)} \quad (6.26)$$

$$w_2 = \psi w_{2iz} \quad (6.27)$$

$$z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} (1 - \psi^2) \quad (6.28)$$

$$i'_2 = i'_{2iz} + z^R \quad (6.29)$$

$$s'_2 = f(p_2; i'_2) \quad (6.30)$$

$$v'_2 = f(p_2; s'_2) \quad (6.31)$$

$$w_{2r} = c_{2r} = \frac{D_1}{D_2} \frac{v'_2}{v_1} c_1 \sin \alpha_1 \quad (6.32)$$

$$\beta_2 = \arcsin \frac{w_{2r}}{w_2} \quad (6.33)$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2u_2w_2\cos\beta_2} \quad (6.34)$$

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{w_2^2 + c_2^2 - u_2^2}{2w_2c_2}\right) + \beta_2 \quad (6.35)$$

$$\eta_u = \frac{i_{0c} - i_{2c}}{i_{0c} - i_{2iz}} = \frac{\Delta i_{iz}^S + \Delta i_{iz}^{R'} + \frac{c_0^2}{2} - z^S - z^R - \frac{c_2^2}{2}}{\Delta i_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (6.36)$$

6.1.5 Další ztráty

$$\xi_5 = k_{tr} \frac{D_1^2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2\Delta i_{iz}^{ST}}} \right)^3 = k_{tr} \frac{D_1^2}{S} x^3 \quad (6.37)^{25}$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065(1-\varepsilon) - 0,5\varepsilon_{kryt}}{\sin\alpha_1 \varepsilon} \left(\frac{u}{\sqrt{2\Delta i_{iz}^{ST}}} \right)^3 = \frac{0,065}{\sin\alpha_1} \frac{1-\varepsilon}{2\varepsilon} x^3 \quad (6.38)^{26}$$

$$\xi_{62} = 0,25 \frac{cl_2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2\Delta i_{iz}^{ST}}} \right)^3 \eta_u z_{segm} = 0,25 \frac{cl_2}{S} x^3 \eta_u z_{segm} \quad (6.39)^{27}$$

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} \quad (6.40)$$

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\frac{4}{\delta_r^2} + 1,5 \frac{z_r}{\delta_a^2}} \quad (6.41)^{28}$$

²⁵ Koeficient k_{tr} se volí v rozmezí 0,45 až $0,8 \cdot 10^{-3}$ a S je průtočný průřez pro proudící látku $S = \pi D_1 l_1 \varepsilon \sin\alpha_1$

²⁶ Pro snížení ventilačních ztrát neostříknutých lopatek se může zakrýt oběžné kolo mimo provedený ostřík, v takovém případě platí $\varepsilon_{kryt} = 1 - \varepsilon$ a platí uvedená rovnost v rovnici (6.38). V případě, že oběžné kolo tímto způsobem zakryto není, pak je $\varepsilon_{kryt} = 0$

²⁷ Koeficient z_{segm} vyjadřuje počet segmentů po obvodu podle obrázku 6.2. Parametr c je tětiva lopatky.

²⁸ Podle [42] je vzorec pro ekvivalentní radiální mezeru $\delta_{ekv} = \frac{1}{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \frac{z_r}{\delta_r^2}}$. Hodnota δ_a je axiální mezera mezi sta-

torem a rotorem, která je ovšem v případě radiálního stupně v radiálním směru. Hodnota δ_r je radiální mezera mezi špicí lopatky a skříní turbíny, která je ovšem v případě radiálního stupně v axiálním směru. Z těchto důvodů byly indexy vyjadřující radiální (r) a axiální (a) směry prohozeny. Hodnota z_r vyjadřuje počet břitů bandáže.

$$\xi_7 = \delta_{\text{ekv}} \sqrt{\frac{\rho}{1-\rho}} \eta_u \frac{\pi D_1}{S} \quad (6.42)^{29}$$

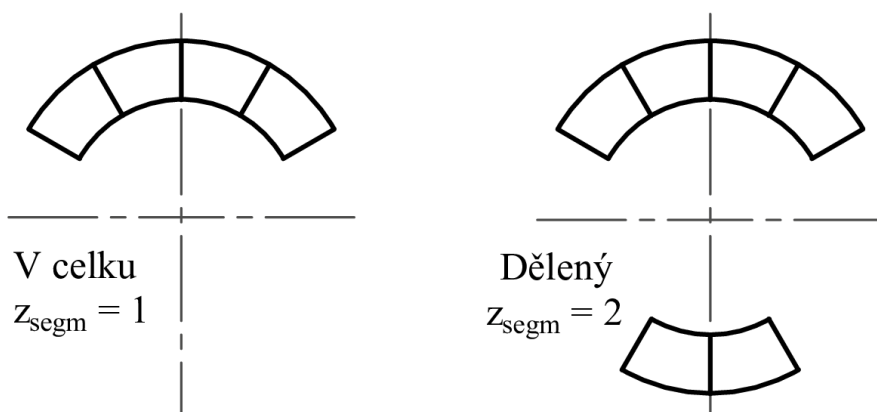
$$\eta_{\text{tdi}} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 \quad (6.43)$$

$$i_2 = i_{0c} - \left(\Delta i_{\text{iz}}^{\text{ST}} + \frac{c_0^2}{2} \right) \eta_{\text{tdi}} - \frac{c_2^2}{2} \quad (6.44)$$

$$i_{2c} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (6.45)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) \quad (6.46)$$

$$P_{\text{ST}} = \dot{m}(i_{0c} - i_{2c}) = \dot{m} \left(\Delta i_{\text{iz}}^{\text{ST}} + \frac{c_0^2}{2} \right) \eta_{\text{tdi}} \quad (6.47)$$



Obrázek 6.2: Dělení parciálního ostříku a hodnoty z_{segm} pro výpočet ztráty parciálním ostříkem. Převzato a překresleno z [42]

6.1.6 Přepočítání parametrů na vstup do prvního stupně

Pro výpočet prvního stupně stupňové části (dále jen první stupeň) je potřeba získat hodnotu vstupní rychlosti c_0 . Pracovní látka vystupuje z rotoru regulačního stupně na průměru D_2 . Nicméně první stupeň je na svém středním průměru, který je menší. Délka lopatek se také liší. Pro jednoduchost se zanedbají ztráty vzniklé prouděním mezi výstupní hranou lopatky regulačního stupně a vstupní hranou lopatky prvního stupně. Tento úsek se tedy chová jako difuzor. Celková entalpie je potom v obou místech stejná a entropie se nemění.

²⁹ Podle [42] je vzorec pro poměrnou ztrátu radiální mezeru $\xi_7 = \delta_{\text{ekv}} \sqrt{\frac{\rho_s}{1-\rho}} \eta_u \frac{\pi(D+l_0)}{S}$. Rozdíly ve vzorci pro radiální stupeň jsou opodstatněné. Stupeň reakce na špici lopatky ρ_s je u axiálního stupně jiný než stupeň reakce na středním průměru. Protože je špice lopatky na větším průměru, tak je zde i větší obvodová rychlost, čímž se mění rychlostní trojúhelník, a právě tedy stupeň reakce v tomto místě. Ale u radiálního stupně je stupeň reakce po výšce lopatky konstantní. Dále výraz $\pi(D + l_0)$ je obvod u špice lopatky, což v případě radiálního stupně vyjadřuje výraz πD_1 . Jelikož je upravený výpočet brán pro radiální stupeň, pak ξ_7 vyjadřuje poměrnou ztrátu axiální mezerou.

$$i_2 + \frac{c_2^2}{2} = i_{0p} + \frac{c_{0p}^2}{2} \quad (6.48)$$

$$i_{0p} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_{0p}^2}{2} \quad (6.49)$$

$$p_{0p} = f(i_{0p}; s_2) \quad (6.50)$$

$$v_{0p} = f(p_{0p}; i_{0p}) \quad (6.51)$$

$$s_{0p} = s_2 = f(p_{0p}; i_{0p}) \quad (6.52)$$

$$c_{0p} = \frac{\dot{m} v_{0p}}{\pi D_1 l_1} \quad (6.53)$$

Rovnice (6.48) vyjadřuje právě rovnost celkových entalpií a z ní se potom odvodí rovnice (6.49). Následující postup rovnic (6.49) až (6.53) musí být proveden iteračně. Na začátku výpočtu se hodnota c_{0p} zvolí a na konci se vypočítá z rovnice kontinuity. Výpočet se opakuje tak dlouho, dokud se zvolená hodnota c_{0p} neshoduje s hodnotou vypočítanou v rovnici (6.53).

6.2 Stupňová část turbíny

Postup výpočtu stupňové části turbíny se o mnoho neliší od postupu výpočtu regulačního stupně. Rozdíly jsou dány převážně tím, že regulační stupeň je počítán jako radiální. Z toho důvodu se některé parametry počítají dřív a některé později než jiné. Rozdíly jsou také v různých výpočtech některých ztrát.

6.2.1 Volba parametrů před výpočtem

Otázky jsou dané volbou před výpočtem regulačního stupně z kapitoly 6.1.1 a vstupní rychlost do statoru prvního stupně je počítána v kapitole 6.1.6. Pak platí že c_{0p} z rovnice (6.53) odpovídá vstupní rychlosti prvního stupně c_0 . Pro druhý a následující stupně platí, že výstupní rychlost c_2 odpovídá vstupní rychlosti c_0 následujícího stupně. Volí se střední průměr D_1 , rychlostní poměr x a reakce stupně ρ . Jelikož je zvolen přetlakový typ lopatkování, tak platí $\rho = 0,5$. Vypočítá se obvodová rychlost na středním průměru u (jelikož se jedná o axiální stupeň, tak je obvodová rychlost u_1 rovna u_2 , proto se dále vynechává číselný index).

$$u = \pi D_1 n \quad (6.54)$$

6.2.2 Izoentropická expanze

Výpočet izoentropické expanze je identický s výpočtem uvedeným pro regulační stupeň v kapitole 6.1.2 pomocí rovnic (6.2) až (6.11). Není nutné kontrolovat, jestli došlo k podkročení kritického tlaku p_{krit} podle rovnice (6.12), protože entalpické spády pro řadové stupně přetlakového lopatkování nezpracují tak velký spád, aby došlo k velkému snížení tlaku, a to vedlo k nadkritickému proudění. Ovšem nic nebrání tomu přesto tlak p_2 hlídat.

6.2.3 Ztráty a rychlosti statoru

Před výpočtem ztrát a rychlostního trojúhelníku za statorem se zvolí výstupní úhel statorové lopatky α_1 v rozmezí 12 až 40°. Obvodová rychlost u a rychlost na vstupu do statoru c_0 jsou známé z kapitoly 6.2.1. [42]

Výpočet je dále identický s postupem uvedeným v kapitole 6.1.3 pomocí rovnic (6.13) až (6.20) s rozdílem ve výpočtu délky lopatky l_1 , kde ve jmenovateli chybí parciální ostřík, protože pro řadové stupně vždy platí ostřík totální. Délka lopatky se tedy vypočítá následovně.

$$l_1 = \frac{\dot{m}v_1}{\pi D_1 c_1 \sin \alpha_1} \quad (6.55)$$

6.2.4 Ztráty a rychlosti rotoru

V tomto se výpočet regulačního stupně a řadového stupně liší. I když jsou výpočty některých veličin identické s výpočtem regulačního stupně, tak je pro úplnost a přehlednost uveden celý postup. Stejně jako se volí úhel α_1 pro výpočet statoru, tak se volí i úhel β_2 pro výpočet rotoru.

$$i'_{2iz} = f(p_2; s_1) \quad (6.56)$$

$$\Delta i_{iz}^{R'} = i_1 - i'_{2iz} \quad (6.57)$$

$$w_{2iz} = \sqrt{2\Delta i_{iz}^{R'} + w_1^2} \quad (6.58)$$

$$w_2 = \psi w_{2iz} \quad (6.59)$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2uw_2 \cos \beta_2} \quad (6.60)$$

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{w_2^2 + c_2^2 - u^2}{2w_2c_2}\right) + \beta_2 \quad (6.61)$$

$$z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2}(1 - \psi^2) \quad (6.62)$$

$$i'_2 = i'_{2iz} + z^R \quad (6.63)$$

$$s'_2 = f(p_2; i'_2) \quad (6.64)$$

$$\eta_u = \frac{i_{0c} - i_{2c}}{i_{0c} - i_{2iz}} = \frac{\Delta i_{iz}^S + \Delta i_{iz}^{R'} + \frac{c_0^2}{2} - z^S - z^R - \frac{c_2^2}{2}}{\Delta i_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (6.65)$$

6.2.5 Další ztráty

$$\delta_{\text{ekv}} = \frac{1}{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \frac{z_r}{\delta_r^2}} \quad (6.66)^{30}$$

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \frac{\frac{D_1}{l_1}}{1 + \frac{D_1}{l_1}} \quad (6.67)$$

$$\xi_k = \delta_{\text{ekv}} \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \eta_u \frac{\pi(D + l_1)}{S} \quad (6.68)$$

$$\xi_v = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 \quad (6.69)$$

$$\eta_{\text{tdi}} = \eta_u - \xi_k - \xi_v \quad (6.70)^{31}$$

$$i_2 = i_{c0} - \left(\Delta i_{\text{iz}}^{\text{ST}} + \frac{c_0^2}{2}\right) \eta_{\text{tdi}} - \frac{c_2^2}{2} \quad (6.71)$$

$$i_{2c} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (6.72)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) \quad (6.73)$$

$$P_{\text{ST}} = \dot{m}(i_{0c} - i_{2c}) = \dot{m} \left(\Delta i_{\text{iz}}^{\text{ST}} + \frac{c_0^2}{2}\right) \eta_{\text{tdi}} \quad (6.74)$$

Jak bylo zmíněno výše, rychlost c_2 je zároveň vstupní rychlostí c_0 pro následující stupeň. Stejně tak entalpie i_2 je zároveň entalpií i_0 dalšího stupně. Pro další stupeň se celý výpočet opakuje.

6.3 Vstupní veličiny a výsledky výpočtu

Tabulka 6.2: Vstupní veličiny výpočtu

Název veličiny	Značka	Jednotka	Hodnota
Hmotnostní průtok paroplynové směsi	$\dot{m}$	t/h	100
Vstupní teplota	t_0	°C	800
Vstupní tlak	p_0	bar(a)	160
Dělicí tlak	p_d	bar(a)	13
Protitlak	p_p	bar(a)	1,2

³⁰ Hodnota δ_a je axiální mezera mezi statorem a rotorem. Hodnota δ_r je radiální mezera mezi špicí lopatky. Hodnota z_r vyjadřuje počet břitů bandáže.

³¹ Literatura [42] uvádí v tomto vzorci navíc poměrnou ztrátu vlhkostí páry, která vzniká při expanzi do oblasti vlhké páry. V případě výpočtu nízkotlakové turbíny v této práci ovšem expanze zůstává po celou dobu v oblasti přehřáté páry, a proto tuto ztrátu vzorec neobsahuje.

V tabulce výše jsou vstupní veličiny pro výpočet obou turbín. V následujících podkapitolách budou uvedeny některé výsledky pro vysokotlakovou i nízkotlakovou turbínu. Všechny hodnoty z výpočtu podle kapitol 6.1 a 6.2 jsou uvedeny v příloze B.

6.3.1 Vysokotlaková turbína

Výsledky několika důležitých veličin jsou uvedeny v tabulce níže. Výpočet regulačního stupně byl zvolen tak, aby zpracoval co největší spád a tím snížil počet řadových stupňů. Měrný objem na začátku expanze roste velmi pomalu a s tím souvisí i pomalu rostoucí délka lopatky. Pro první řadový stupeň je zvolena nejnižší doporučená hodnota (podle [42]) délky lopatky 30 mm. Aby následující stupně zpracovávaly větší spády, tak musí růst střední průměr. Zároveň je dobré, aby také rostla délka lopatky, protože se tím snižuje ztráta radiální mezerou. Výpočet byl tedy proveden tak, že byl volen střední průměr a délka lopatky s patním průměrem byly kontrolovány, aby byly neklesající. Všechny tři zmíněné hodnoty tedy v průběhu lopatkového kanálu rostou nebo alespoň zůstávají konstantní.

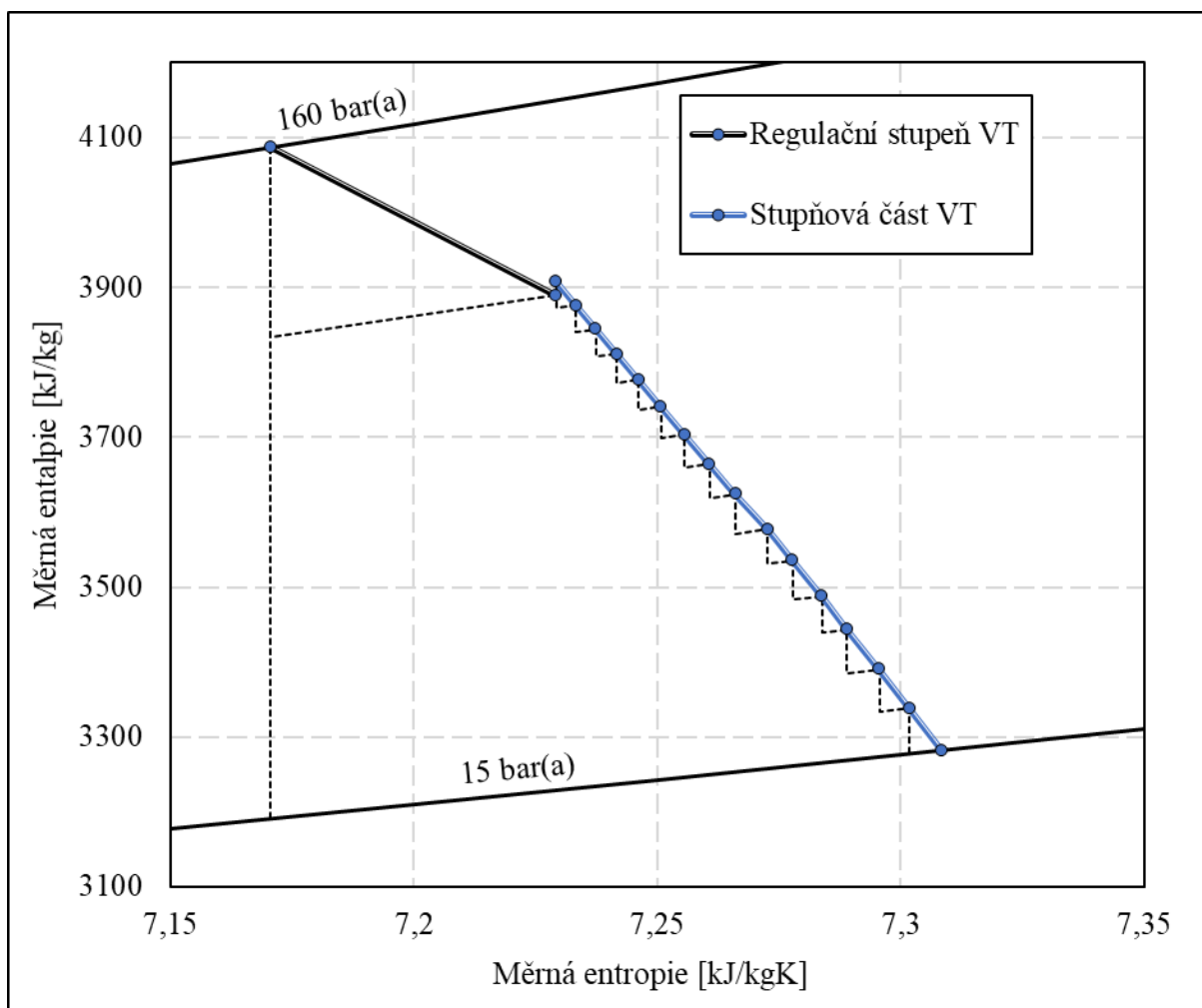
Další tendencí ve výpočtu je zvýšit výstupní úhel ze statoru α_1 z důvodu výrobní jednoduchosti. Zvýšení tohoto úhlu ovšem značně zmenšuje délku lopatky, proto je potřeba toto nějak kompenzovat. Zvýšení rychlostního poměru x tuto délku zvyšuje, takže je možné si z tabulky všimnout, že rychlostní poměr byl zvýšen vždy, když se zvýšil úhel α_1 . Pro poslední stupeň byl rychlostní poměr zvolen tak, aby výstupní tlak byl požadovaných 15 bar(a).

Tabulka 6.3: Výběr některých veličin z výsledků výpočtu vysokotlakové turbíny

Stupeň	Stupeň reakce	Rychlostní poměr	Výstupní úhel statorové lopatky	Střední průměr lopatkování	Délka lopatky	Účinnost stupně	Výkon stupně	Tlak za stupněm
	ρ –	x –	α_1 °	D m	l_1 mm	η –	P MW	p_2 bar(a)
Regul.	0,08	0,43	14	0,650	15,2	0,702	4,959	91,50
1	0,5	0,64	12	0,362	30,0	0,869	0,873	87,95
2	0,5	0,65	12	0,369	31,3	0,870	0,884	80,99
3	0,5	0,65	12	0,376	32,3	0,872	0,919	74,25
4	0,5	0,65	12	0,383	33,5	0,873	0,957	67,73
5	0,5	0,65	12	0,391	34,8	0,875	0,996	61,45
6	0,5	0,65	12	0,398	36,3	0,876	1,038	55,44
7	0,5	0,65	12	0,407	38,0	0,877	1,082	49,69
8	0,5	0,65	12	0,415	39,9	0,879	1,131	44,21
9	0,5	0,62	12	0,426	40,1	0,872	1,296	38,49
10	0,5	0,68	14	0,433	40,4	0,883	1,139	34,07
11	0,5	0,64	14	0,441	40,8	0,881	1,323	29,43
12	0,5	0,68	16	0,448	41,0	0,883	1,225	25,64
13	0,5	0,63	16	0,456	41,5	0,878	1,466	21,60
14	0,5	0,65	18	0,464	42,0	0,874	1,437	18,17
15	0,5	0,64	19	0,476	43,2	0,872	1,539	15,00

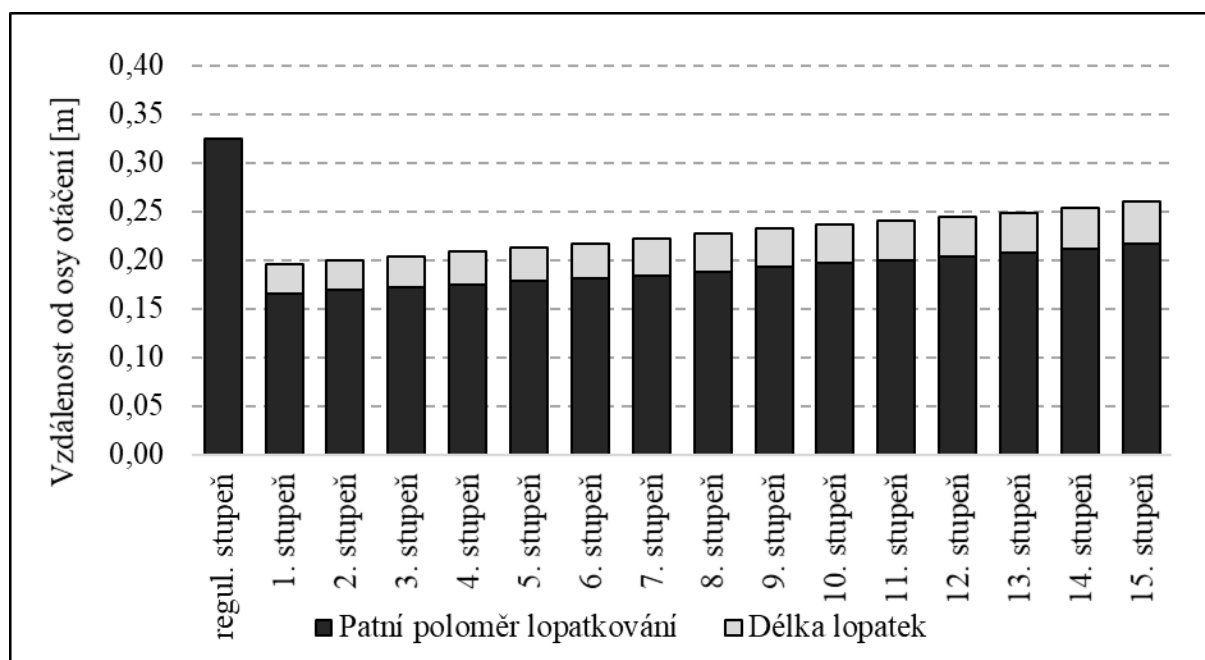
Na obrázku 6.3 je zobrazena skutečná expanze vysokotlakové turbíny v i-s diagramu. Je patrné, že regulační stupeň (černá dvojitá čára) zpracuje několikanásobně větší spád než stupně řadové. Jeho omezení je v maximálních otáčkách, které jsou lehce nad 300 m/s. Podle odborné konzultace je tato hodnota dostatečně vysoká, aby byl spád co největší, a zároveň nepřekračuje hodnotu, která by tento stupeň příliš omezovala z pevnostního hlediska.

V místě mezi regulačním stupněm a prvním řadovým stupněm je možné si všimnout odskočení hodnot entalpie proudící látky. Je to proto, že modré tečky zobrazují skutečné entalpie pracovní látky (před a za každým stupněm) a ne celkové (s přičtením kinetické energie). Tento skok je způsoben tím, že výstupní rychlost z regulačního stupně je přepočítána na vstupní rychlost do řadového stupně podle kapitoly 6.1.6. Úsek mezi regulačním stupněm a prvním řadovým stupněm tedy funguje jako difuzor, kdy transformuje kinetickou energii na zvýšení entalpie. Na konci expanze je vykreslena izobara 15 bar(a), na kterou má pracovní látka dle zadání expandovat.



Obrázek 6.3: Zobrazení expanze vysokotlakové turbíny v i-s diagramu

Na obrázku 6.4 jsou zobrazené délky patních poloměrů a délky lopatek každého stupně. Zjednodušeně obrázek ukazuje vzhled turbíny (pouze schematicky, protože vodorovná osa není v měřítku). V případě regulačního stupně není délka lopatky znázorněna, protože není napojena na patní průměr vertikálně, ale je z boku, jelikož jde o radiální stupeň. Vstupní hrana statoru je potom na stejném průměru (resp. poloměru) jako je zobrazený patní průměr (resp. poloměr) lopatkování.



Obrázek 6.4: Zobrazení délky lopatek a patního poloměru vysokotlakové turbíny

6.3.2 Nízkotlaková turbína

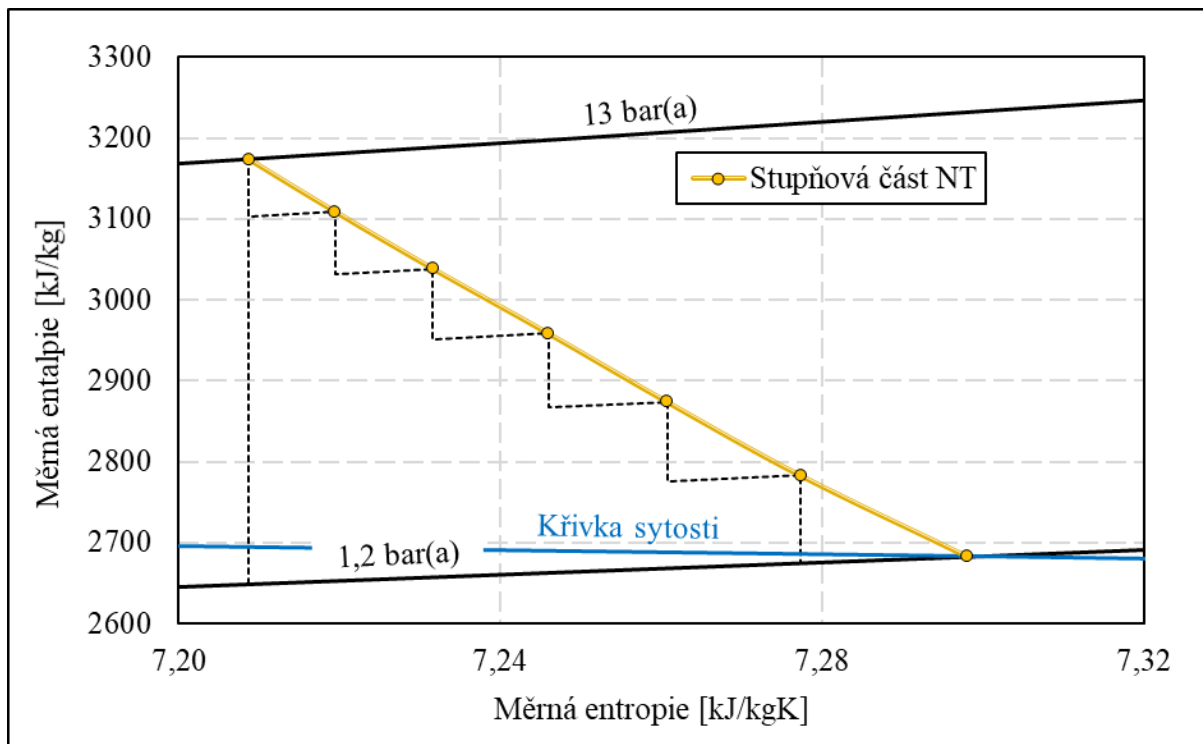
Výsledky několika důležitých veličin jsou uvedeny v tabulce níže. I když je před turbínou zařazen odběr na 50 % pracovní látky, tak délka lopatky prvního řadového stupně při zvoleném středním průměru 0,396 m vyjde delší než 30 mm. Z tohoto důvodu není nutné zařazovat regulační stupeň a pro regulaci průtoku pracovní látky se použije clona.

Stejně jako v případě vysokotlakové turbíny byl volen střední průměr lopatkování a kontrolována délka lopatky a patní průměr. Výstupní úhel ze statoru α_1 byl podle konzultace omezen shora hodnotou 24° . Měrný objem v oblasti expanze této turbíny již roste poměrně rychle, a proto nevzniká problém s pomalu rostoucí délkou lopatky. Dokonce není ani nutné při zvýšení úhlu α_1 kompenzovat délku lopatky zvýšením rychlostního poměru x .

Tabulka 6.4: Výběr některých veličin z výsledků výpočtu nízkotlakové turbíny

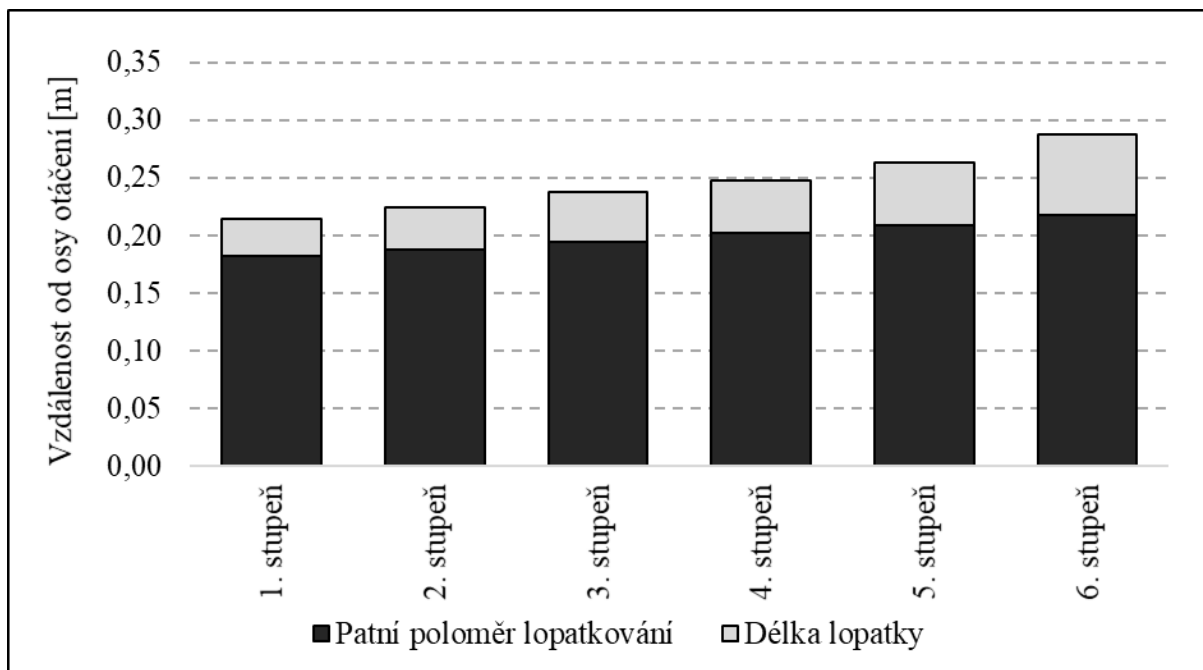
Stupeň	Stupeň reakce	Rychlostní poměr	Výstupní úhel statorové lopatky	Střední průměr lopatkování	Délka lopatky	Účinnost stupně	Výkon stupně	Tlak za stupněm
	ρ	x	α_1	D	l_1	η	P	p_2
	–	–	°	m	mm	–	MW	bar(a)
1	0,5	0,66	18	0,396	32,2	0,864	0,888	10,06
2	0,5	0,66	18	0,413	36,6	0,866	0,975	7,49
3	0,5	0,65	18	0,432	42,6	0,868	1,101	5,25
4	0,5	0,66	21	0,450	46,3	0,859	1,148	3,49
5	0,5	0,67	23	0,473	54,3	0,851	1,238	2,16
6	0,5	0,65	24	0,506	69,6	0,845	1,367	1,20

Na obrázku 6.5 je zobrazena skutečná expanze nízkotlakové turbíny v i-s diagramu. Žluté tečky zobrazují skutečné entalpie pracovní látky (před a za každým stupněm) a ne celkové (s přičtením kinetické energie). Modrá čára představuje křivku syté páry. Jde vidět, že expanze končí na mezi sytosti. Na konci expanze je vykreslena izobara 1,2 bar(a), na kterou má pracovní látka dle zadání expandovat.



Obrázek 6.5: Zobrazení expanze nízkotlakové turbíny v i-s diagramu.

Na obrázku 6.6 jsou zobrazené délky patních poloměrů a délky lopatek každého stupně. Zjednodušeně obrázek ukazuje vzhled turbíny (pouze schematicky, protože vodorovná osa není v měřítku).



Obrázek 6.6: Zobrazení délky lopatek a patního poloměru nízkotlakové turbíny

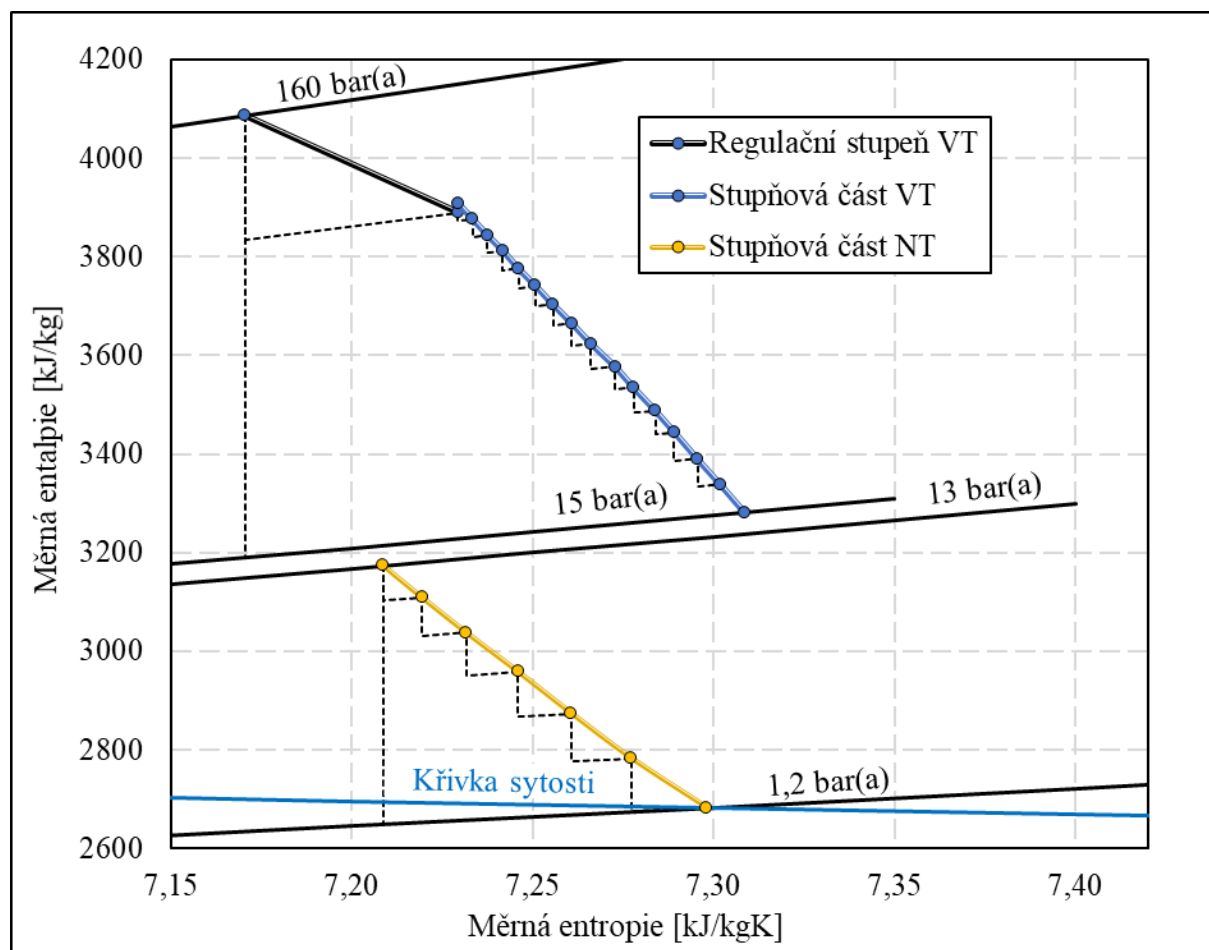
6.3.3 Zhodnocení obou turbín

V tabulce níže je souhrn výsledků pro obě turbíny. Jde o účinnosti jednotlivých částí obou turbín a jejich výkony. Uvedeny jsou také koeficienty zpětného využití ztrát (tzv. reheat faktor). Ten se dá vypočítat podle rovnice (6.75) jako podíl součtu izoentropických spádů jednotlivých stupňů a celkového izoentropického spádu na turbínu. Obrázek 6.7 zobrazuje kompletní expanzi v i-s diagramu pro celé turbosoustrojí (tj. expanzi obou turbín). [41]

$$1 + f = \frac{\sum_{j=1}^Z \Delta i_{iz,j}}{\Delta i_{iz}} \quad (6.75)$$

Tabulka 6.5: Souhrn výsledků pro obě turbosoustrojí

Veličina	Jednotka	Vysokotlaková turbína	Nízkotlaková turbína
Otáčky	min ⁻¹	9 000	12 000
Výkon	MW	22,263	6,717
Reheat faktor	—	1,055	1,018
Účinnost regulačního stupně	—	0,7025	-
Účinnost stupňové části	—	0,9163	-
Účinnost celé turbíny	—	0,8939	0,9166
Výkon celého turbosoustrojí	MW	28,980	



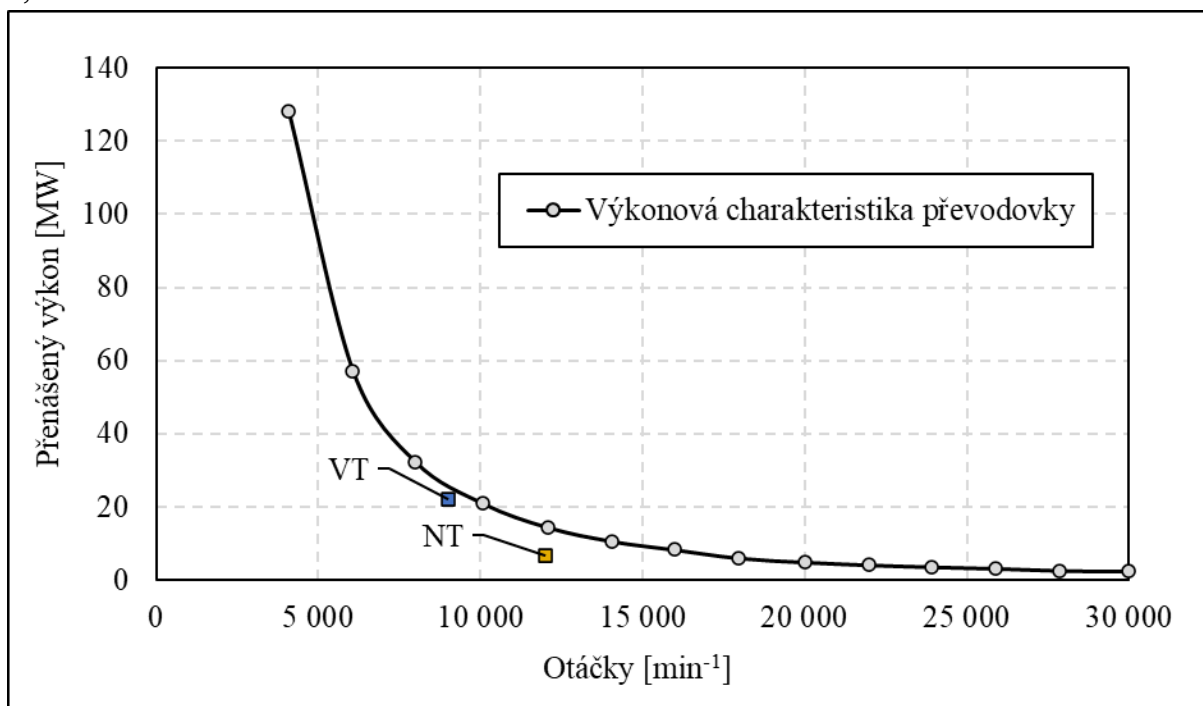
Obrázek 6.7: Zobrazení expanze obou turbín v i-s diagramu

6.3.4 Volba otáček a charakteristika převodovky

Na konci výpočtu jsou známy výkony obou turbín. Jelikož se ani jedna z nich nebude provozovat při otáčkách $3\,000\text{ min}^{-1}$, ale budou je mít násobně větší, je nutné zkontrolovat, jestli je volba otáček při výsledném výkonu vhodná. Volba otáček má několik důsledků. Vyšší otáčky znamenají větší obvodovou rychlost, a tedy větší zpracovaný spád turbíny (viz rovnice (6.2)). Pokud vychází délka lopatky příliš malá, tak zvýšením otáček a zmenšením středního průměru lze docílit toho, že se při stejném zpracovaném spádu tato délka prodlouží. Pro vyšší otáčky ale také existuje limit v podobě odstředivých sil, které zvyšují namáhání materiálu. Např. orientační limit obvodové rychlosti pro turbínový stupeň je v této práci podle odborné konzultace zvolen 350 m/s . Tomuto limitu se nejvíce přiblížil regulační stupeň vysokotlakové turbíny hodnotou $306,31\text{ m/s}$ a poslední stupeň nízkotlakové turbíny hodnotou $317,91\text{ m/s}$.

Další problém, který vyvstane z vysokých otáček je problém s maximálním přenášeným výkonem pomocí převodovky. Vyšší otáčky znamenají větší rozdíl ve velikosti pastorku a ozubeného kola. To narazí opět na materiálový limit, který je dán tím, že vyšší výkony znamenají větší krouticí moment, a proto je nutné zkontrolovat všechny součásti soustrojí z pevnostního hlediska.

Na obrázku 6.8 je graf výkonové charakteristiky převodovky poskytnutý firmou Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o. Jde o křivku, která určuje limitní závislost přenášeného výkonu na zvolených otáčkách turbíny, resp. pastorku převodovky. Výhoda znalosti této závislosti spočívá v tom, že pokud bude bod reprezentující turbínu pomocí jejich otáček a výkonu pod touto závislostí, tak převodovka spojená s turbínou bude z pevnostního hlediska vyhovovat. V obrázku jsou také zaznačeny obě navržené turbíny právě pomocí jejich otáček a výkonů. Při nahrazení výkonové charakteristiky mocninou funkcí³² lze zjistit maximální výkon, který by turbína byla schopna při daných otáčkách přenést. Limitní hodnoty výkonu jsou pro vysokotlakovou turbínu (s otáčkami $9\,000\text{ min}^{-1}$) $25,866\text{ MW}$ a pro nízkotlakou turbínu (s otáčkami $12\,000\text{ min}^{-1}$) $14,541\text{ MW}$. Obě turbíny vyhovují, protože VT resp. NT mají $22,263\text{ MW}$ resp. $6,717\text{ MW}$.



Obrázek 6.8: Výkonová charakteristika převodovky

³² Jedná se o rovnici ve tvaru $y = 2133619728,05n^{-2,002}$. Koeficient determinace R^2 je v tomto případě 0,9992, tedy jde o velmi přesně reprezentující nahrazení zobrazené výkonové charakteristiky.

Závěr

V první kapitole této diplomové práce je uveden stručný výčet technologií pro ukládání elektrické energie a jejich porovnání. Některé technologie jsou již dnes dostupné a hojně se používají jako např. přečerpávací vodní elektrárny, setrvačníky či akumulátorové baterie aj. Jiné jsou ve fázi výzkumu nebo zdokonalování pro zvýšení kapacity či snížení ceny a tím umožnění jejich používání v budoucnu. Který způsob ukládání se stane efektivní a používaný zjistíme až časem, avšak dá se předpokládat, že výsledná instalovaná kapacita bude kombinací různých druhů zmíněných technologií.

Druhá kapitola pojednává o historii a významu ukládání energie do plynu neboli Power to Gas. Jsou zde uvedeny možnosti zapojení do velkých i malých sítí a z toho plynoucí výhody. Dále je zde rozebrána elektrolyza vodíku, jak její princip, tak provedení elektrolyzérů.

Třetí kapitola uvádí tzv. Sabatierovu reakci, její historii a princip. Jde o metanizační reakci pro výrobu metanu z oxidu uhličitého nebo uhelnatého a vodíku vyrobeného např. v elektrolyzáru. Je zde uvedeno základní rozdělení chemických reaktorů a význam katalyzátorů s potenciálem k dalšímu výzkumu v budoucnosti.

V kapitole 4 je vysvětlena metodika návrhu tepelné turbíny. Jsou zde rozebrány nejčastější typy lopatkování, tj. akční a reakční, jejich porovnání a aspekty, které určují jejich použití. Dále je zde uveden význam regulačního stupně v provedení s akčním lopatkováním jako A-kolo a Curtisův stupeň. V závěru kapitoly je vysvětlen význam a svázání rychlostních trojúhelníků s obvodovou prací stupně.

V kapitole 5 je ukázáno, že ukládání energie do vyráběných syntetických plynů (Power to Gas) umožňuje rozšiřování využití obnovitelných zdrojů energie. Produkce SNG s ohledem na propracovanou technologii jeho výroby a spotřeby (domácí spotřebiče, automobilový průmysl, energetika, plynovodní potrubní síť, podzemní zásobníky atd.) se jeví jako jeden z perspektivních směrů budoucího vývoje. Je zde představeno schéma a uspořádání systému ukládání energie do plynu společnosti Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o. s názvem SIT Brno cycle. Jeho výhoda mimo jiné spočívá v tom, že vstupem do metanizačního reaktoru je téměř čistý vodík z elektrolyzáru a oxid uhličitý ze spalování metanu, tj. bez nežádoucích příměsí, které by jinak snižovaly účinnost syntézy degradací katalyzátorů. Protože se jedná o uzavřený systém, nemá tato technologie negativní vliv na životní prostředí. Metan se spaluje s kyslíkem, což vyvine značně větší teploty produktů, než kdyby bylo spalování uskutečněno se vzduchem. Turbíny jsou v paralelním uspořádání, které dovoluje, aby každý stroj pracoval při jiných otáčkách. Mezi nimi je zařazen 50% odběr pracovní látky. V této kapitole jsou také uvedeny dva způsoby výpočtu maximální teploty produktů ve spalovací komoře po spálení s následným vstřikováním vody pro snížení teploty na parametry na vstupu vysokotlakové turbíny. Poté je vypočítán podíl vodní páry v paroplynové směsi proudící na turbínu, který činí více než 83 %. Následný výpočet obou tepelných turbín je zjednodušen tak, že se menšinové zastoupení oxidu uhličitého ve směsi se nahradí vodní parou.

V kapitole 6 je uvedena metodika výpočtu regulačního stupně a řadového stupně. Podle této metodiky byl proveden výpočet vysokotlakové turbíny s radiálním regulačním stupněm a patnácti řadovými axiálními stupni s celkovým výkonem 22,263 MW a účinností 89,39 % a nízkotlakové turbíny bez regulačního stupně a šesti řadovými axiálními stupni s celkovým výkonem 6,717 MW a účinností 91,66 %. Regulační stupeň pro nízkotlakovou turbínu nebyl zvolen, protože i přes 50% odběr před turbínou byla délka lopatky prvního řadového stupně dostatečně vysoká. Výkon celého turbosoustrojí činí 28,980 MW. Je zde také uvedeno, jakým způsobem výkonová charakteristika limituje volbu otáček. Obě turbíny s otáčkami $9\,000\text{ min}^{-1}$ (VT) a $12\,000\text{ min}^{-1}$ (NT) se nacházejí pod výkonovou charakteristikou, a tedy zvolené otáčky a výkony vyhovují. Přílohami k této práci jsou zjednodušené výkresy řezů oběma turbínami, u kterých byly použity kartáčové ucpávky, které zkrátily ložiskovou vzdálenost.

Seznam použitých zdrojů

- [1] IRENA (2019). Global energy transformation: A roadmap to 2050 (2019 edition) [online]. Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency, 2019 [cit. 2020-03-30]. ISBN 978-92-9260-121-8. Dostupné z: <https://www.irena.org/publications/2019/Apr/Global-energy-transformation-A-roadmap-to-2050-2019Edition>
- [2] Hydropower status report: Sector trends and insights [online]. In: . 2019, s. 1-102 [cit. 2020-03-30]. Dostupné z: https://www.hydropower.org/sites/default/files/publications-docs/2019_hydropower_status_report.pdf
- [3] IRENA (2019). Renewable capacity statistics 2019 [online]. Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency (IRENA), 2019 [cit. 2020-03-30]. ISBN 978-92-9260-123-2. Dostupné z: <https://www.irena.org/publications/2019/Mar/Renewable-Capacity-Statistics-2019>
- [4] MOORE, Jason a Bahman SHABANI. A Critical Study of Stationary Energy Storage Policies in Australia in an International Context: The Role of Hydrogen and Battery Technologies. Energies [online]. 2016, 9(9), 1-28 [cit. 2020-03-30]. DOI: 10.3390/en9090674. ISSN 1996-1073. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/1996-1073/9/9/674>
- [5] Pumped Storage Tracking Tool [online]. [cit. 2020-03-30]. Dostupné z: <https://www.hydropower.org/hydropower-pumped-storage-tool>
- [6] ZHAO, Haoran, Qiuwei WU, Shuju HU, Honghua XU a Claus RASMUSSEN. Review of energy storage system for wind power integration support. Applied Energy [online]. 2015, 137, 545-553 [cit. 2020-03-27]. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.04.103. ISSN 03062619. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261914004668>
- [7] KOOHI-FAYEGH, S. a M.A. ROSEN. A review of energy storage types, applications and recent developments. Journal of Energy Storage [online]. 2020, 27, 1-23 [cit. 2020-03-27]. DOI: 10.1016/j.est.2019.101047. ISSN 2352152X. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2352152X19306012>
- [8] FUCHS, Georg, Benedikt LUNZ, Matthias LEUTHOLD a Dirk SAUER. Technology Overview on Electricity Storage: Overview on the potential and on the deployment perspectives of electric storage technologies. [online]. RWTH Aachen University, 2012, , 1-56 [cit. 2020-03-30]. DOI: 10.13140/RG.2.1.5191.5925. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/299425278_Technology_Overview_on_Electricity_Storage_-_Overview_on_the_potential_and_on_the_deployment_perspectives_of_electricity_storage_technologies
- [9] KRACK, Malte, Marc SECANELL a Pierre MERTINY. Rotor Design for High-Speed Flywheel Energy Storage Systems. Energy Storage in the Emerging Era of Smart Grids [online]. InTech, 2011, , 41-68 [cit. 2020-03-27]. DOI: 10.5772/18359. ISBN 978-953-307-269-2. Dostupné z: <http://www.intechopen.com/books/energy-storage-in-the-emerging-era-of-smart-grids/rotor-design-for-high-speed-flywheel-energy-storage-systems>

- [10] AMIRYAR, Mustafa a Keith PULLEN. A Review of Flywheel Energy Storage System Technologies and Their Applications. *Applied Sciences*. 2017, 7(3), 1-21. DOI: 10.3390/app7030286. ISSN 2076-3417. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/2076-3417/7/3/286>
- [11] MOUSAVI G, S.M., Faramarz FARAJI, Abbas MAJAZI a Kamal AL-HADDAD. A comprehensive review of Flywheel Energy Storage System technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2017, 67, 477-490 [cit. 2020-03-27]. DOI: 10.1016/j.rser.2016.09.060. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032116305597>
- [12] KURZWEIL, P. Gaston Planté and his invention of the lead–acid battery—The genesis of the first practical rechargeable battery. *Journal of Power Sources* [online]. 2010, 195(14), 4424-4434 [cit. 2020-04-02]. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2009.12.126. ISSN 03787753. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378775310000546>
- [13] ZHOU, Zhibin, Mohamed BENBOUZID, Jean FRÉDÉRIC CHARPENTIER, Franck SCUILLER a Tianhao TANG. A review of energy storage technologies for marine current energy systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, 18, 390-400 [cit. 2020-04-02]. DOI: 10.1016/j.rser.2012.10.006. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032112005485>
- [14] HALL, Peter a Euan BAIN. Energy-storage technologies and electricity generation. *Energy Policy* [online]. 2008, 36(12), 4352-4355 [cit. 2020-04-02]. DOI: 10.1016/j.enpol.2008.09.037. ISSN 03014215. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301421508004497>
- [15] KOOHI-KAMALI, Sam, V.V. TYAGI, N.A. RAHIM, N.L. PANWAR a H. MOKHLIS. Emergence of energy storage technologies as the solution for reliable operation of smart power systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, 25, 135-165 [cit. 2020-04-02]. DOI: 10.1016/j.rser.2013.03.056. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032113002153>
- [16] CHEN, Hongning, Guangtao CONG a Yi-Chun LU. Recent progress in organic redox flow batteries: Active materials, electrolytes and membranes. *Journal of Energy Chemistry* [online]. 2018, 27(5), 1304-1325 [cit. 2020-04-03]. DOI: 10.1016/j.jechem.2018.02.009. ISSN 20954956. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2095495617311051>
- [17] KIM, Brian, Serubbable SY, Aiping YU a Jinjun ZHANG. Electrochemical Supercapacitors for Energy Storage and Conversion. *Handbook of Clean Energy Systems* [online]. 2015, , 1-25 [cit. 2020-04-07]. DOI: 10.1002/9781118991978.hces112. Dostupné z: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/9781118991978.hces112>
- [18] Thermal energy storage: Technology brief. Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency, 2013. Dostupné z: <https://www.irena.org/publications/2013/Jan/Thermal-energy-storage>
- [19] SARBU, Ioan a Calin SEBARCHIEVICI. A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage. *Sustainability* [online]. 2018, 10(2), 1-32 [cit. 2020-04-04]. DOI: 10.3390/su10010191. ISSN 2071-1050. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/2071-1050/10/1/191>

- [20] GÖTZ, Manuel, Jonathan LEFEBVRE, Friedemann MÖRS, Amy MCDANIEL KOCH, Frank GRAF, Siegfried BAJOHR, Rainer REIMERT a Thomas KOLB. Renewable Power-to-Gas: A technological and economic review. *Renewable Energy* [online]. 2016, 85, 1371-1390 [cit. 2020-01-09]. DOI: 10.1016/j.renene.2015.07.066. ISSN 09601481. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148115301610>
- [21] LEWANDOWSKA-BERNAT, Anna a Umberto DESIDERI. Opportunities of Power-to-Gas technology. *Energy Procedia* [online]. 2017, 105, 4569-4574 [cit. 2020-01-03]. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.982. ISSN 18766102. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610217310974>
- [22] KOPYSCINSKI, Jan, Tilman SCHILDHAUER a Serge BIOLLAZ. Production of synthetic natural gas (SNG) from coal and dry biomass – A technology review from 1950 to 2009. *Fuel* [online]. 2010, 89(8), 1763-1783 [cit. 2019-12-22]. DOI: 10.1016/j.fuel.2010.01.027. ISSN 00162361. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0016236110000359>
- [23] BUTTLER, Alexander a Hartmut SPLIETHOFF. Current status of water electrolysis for energy storage, grid balancing and sector coupling via power-to-gas and power-to-liquids: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2018, 82, 2440-2454 [cit. 2020-01-26]. DOI: 10.1016/j.rser.2017.09.003. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S136403211731242X>
- [24] CARMO, Marcelo, David FRITZ, Jürgen MERGEL a Detlef STOLTEN. A comprehensive review on PEM water electrolysis. *International Journal of Hydrogen Energy* [online]. 2013, 38(12), 4901-4934 [cit. 2020-01-26]. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2013.01.151. ISSN 03603199. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319913002607>
- [25] ABDIN, Zainul, Ali ZAFARANLOO, Ahmad RAFIEE, Walter MÉRIDA, Wojciech LIPIŃSKI a Kaveh KHALILPOUR. Hydrogen as an energy vector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2020, 120, 1-32 [cit. 2020-02-05]. DOI: 10.1016/j.rser.2019.109620. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032119308275>
- [26] LAMY, Claude a Pierre MILLET. A critical review on the definitions used to calculate the energy efficiency coefficients of water electrolysis cells working under near ambient temperature conditions. *Journal of Power Sources* [online]. 2020, 447, 1-14 [cit. 2020-02-05]. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2019.227350. ISSN 03787753. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378775319313436>
- [27] VINCENT, Immanuel a Dmitri BESSARABOV. Low cost hydrogen production by anion exchange membrane electrolysis: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2018, 81, 1690-1704 [cit. 2020-01-26]. DOI: 10.1016/j.rser.2017.05.258. ISSN 13640321. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032117309127>
- [28] GAHLEITNER, Gerda. Hydrogen from renewable electricity: An international review of power-to-gas pilot plants for stationary applications. *International Journal of Hydrogen Energy* [online]. 2013, 38(5), 2039-2061 [cit. 2020-01-16]. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2012.12.010. ISSN 03603199. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319912026481>
- [29] RÖNSCH, Stefan, Jens SCHNEIDER, Steffi MATTHISCHKE, Michael SCHLÜTER, Manuel GÖTZ, Jonathan LEFEBVRE, Praseeth PRABHAKARAN a Siegfried BAJOHR. Review on methanation – From fundamentals to current projects. *Fuel* [online]. 2016, 166, 276-296 [cit. 2019-11-24]. DOI: 10.1016/j.fuel.2015.10.111. ISSN 00162361. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0016236115011254>

- [30] FECHETE, Ioana. Paul Sabatier – The father of the chemical theory of catalysis. *Comptes Rendus Chimie* [online]. 2016, 19(11-12), 1374-1381 [cit. 2019-11-24]. DOI: 10.1016/j.crci.2016.08.006. ISSN 16310748. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1631074816302338>
- [31] BUCHHOLZ, O.S., A.G.J. VAN DER HAM, R. VENEMAN, D.W.F. BRILMAN a S.R.A. KERSTEN. Power-to-Gas: Storing Surplus Electrical Energy. A Design Study. *Energy Procedia* [online]. 2014, 63, 7993-8009 [cit. 2020-01-15]. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.11.836. ISSN 18766102. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610214026514>
- [32] MIAO, Bin, Su MA, Xin WANG, Haibin SU a Siew CHAN. Catalysis mechanisms of CO₂ and CO methanation [online]. 2016, 6(12), 4048-4058 [cit. 2019-11-26]. DOI: 10.1039/C6CY00478D. ISSN 2044-4753. Dostupné z: <http://xlink.rsc.org/?DOI=C6CY00478D>
- [33] HOEKMAN, S., Amber BROCH, Curtis ROBBINS a Richard PURCELL. CO₂ recycling by reaction with renewably-generated hydrogen. *International Journal of Greenhouse Gas Control* [online]. 2010, 4(1), 44-50 [cit. 2019-12-23]. DOI: 10.1016/j.ijggc.2009.09.012. ISSN 17505836. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1750583609001005>
- [34] MÜLLER, K., M. FLEIGE, F. RACHOW a D. SCHMEIßER. Sabatier based CO₂-methanation of Flue Gas Emitted by Conventional Power Plants. *Energy Procedia* [online]. 2013, 40, 240-248 [cit. 2019-12-05]. DOI: 10.1016/j.egypro.2013.08.028. ISSN 18766102. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610213016226>
- [35] BARTHOLOMEW, Calvin. Mechanisms of catalyst deactivation. *Applied Catalysis A: General* [online]. 2001, 212(1-2), 17-60 [cit. 2019-12-06]. DOI: 10.1016/S0926-860X(00)00843-7. ISSN 0926860X. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0926860X00008437>
- [36] GARDNER, David a Calvin BARTHOLOMEW. Kinetics of carbon deposition during methanation of carbon monoxide [online]. 1981, 20(1), 80-87 [cit. 2019-12-10]. DOI: 10.1021/i300001a007. ISSN 0196-4321. Dostupné z: <https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/i300001a007>
- [37] LÜCKING, Leonie. Methanol Production from Syngas: Process modelling and design utilising biomass gasification and integrating hydrogen supply [online]. Delft University of Technology, 2017 [cit. 2019-12-24]. Dostupné z: <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid%3Ac0c5ebd2-c336-4f2d-85d1-014dae9fdf24>. Diplomová práce. Delft University of Technology. Vedoucí práce Prof. dr. ir. W. De Jong.
- [38] EIGENBERGER, Gerhart. Fixed bed reactors. ULLMANN, Fritz. *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*. 5th edition. Weinheim, Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH, 1992, s. 199-238. DOI: 10.1002/14356007.b04_199. ISBN 3527201343. Dostupné z: <https://elib.uni-stuttgart.de/handle/11682/1848>
- [39] BOZZANO, Giulia a Flavio MANENTI. Efficient methanol synthesis: Perspectives, technologies and optimization strategies. *Progress in Energy and Combustion Science* [online]. 2016, 56, 71-105 [cit. 2019-12-24]. DOI: 10.1016/j.pecs.2016.06.001. ISSN 03601285. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360128515300484>
- [40] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 178 s. ISBN 80-720-4297-1.

- [41] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [42] FIEDLER, Jan. Parní turbíny: návrh a výpočet. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 978-802-1427-778.
- [43] ŠČEGLJAJEV, Andrej a Boris TROJANOVSKIJ. Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 368 s.
- [44] ŠKORPÍK, Jiří. Teorie lopatkových strojů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5783-6.
- [45] KADRNOŽKA, Jaroslav a Ladislav OCHRANA. Teplárenství. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-720-4222-X.
- [46] PAVELEK, Milan. Termomechanika. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [47] DVORSKÝ, Emil. Elektrárny: základy výroby elektrické energie v tepelných elektrárnách - příklady. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 1994. ISBN 80-708-2133-7.
- [48] MCALLISTER, Sara, Jyh-Yuan CHEN a A. Carlos FERNANDEZ-PELLO. Fundamentals of Combustion Processes. New York: Springer Science+Business Media, 2011. DOI: 10.1007/978-1-4419-7943-8. ISBN 978-1-4419-7942-1.
- [49] DYBKÆR, René. Unit "katal" for catalytic activity (IUPAC Technical Report). Pure and Applied Chemistry [online]. 2001, 73(6), 927-931 [cit. 2019-12-05]. DOI: 10.1351/pac200173060927. ISSN 1365-3075. Dostupné z: <http://www.degruyter.com/view/j/pac.2001.73.issue-6/pac200173060927/pac200173060927.xml>
- [50] SHIVA KUMAR, S. a V. HIMABINDU. Hydrogen production by PEM water electrolysis – A review. Materials Science for Energy Technologies [online]. 2019, 2(3), 442-454 [cit. 2020-01-26]. DOI: 10.1016/j.mset.2019.03.002. ISSN 25892991. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2589299119300035>
- [51] KRBEK, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory. 3. vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1990. ISBN 80-214-0236-9.
- [52] KOUSAL, Milan. Spalovací turbíny. 2. vydání zcela přepracované. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1980.
- [53] STORNETIC - The Energy Storage Company. STORNETIC - The Energy Storage Company [online]. [cit. 2020-03-28]. Dostupné z: <https://stornetic.com/>
- [54] Hydropower plant plus energy storage. Pumped storage plants – hydropower plant plus energy storage [online]. Voith, 2019 [cit. 2020-03-30]. Dostupné z: <http://voith.com/corp-en/industry-solutions/hydropower/pumped-storage-plants.html>
- [55] RICAS2020 Design Study [online]. Leoben, Austria, 2018 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <http://www.ricas2020.eu/>
- [56] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [57] Interní zdroje firmy Siemens Industrial Turbomachinery Brno. b.r.

Seznam použitých symbolů a zkratek

Kapitola 4 Návrh tepelné turbíny

Veličina	Jednotka	Význam
0	není	Bod charakterizující skutečné parametry před statorem
0_c	není	Bod charakterizující celkové parametry před statorem
1	není	Bod charakterizující skutečné parametry za statorem
1_c	není	Bod charakterizující celkové parametry za statorem
$1_{c,r}$	není	Bod charakterizující celkové/dynamické parametry v relativním souřadném systému za statorem
1_{iz}	není	Bod charakterizující parametry za statorem po izoentropické expanzi
2	není	Bod charakterizující skutečné parametry za rotorem
2_c	není	Bod charakterizující celkové parametry za rotorem
$2_{c,r}$	není	Bod charakterizující celkové/dynamické parametry v relativním souřadném systému za rotorem
2_{iz}	není	Bod charakterizující parametry za rotorem po izoentropické expanzi
$2'_{iz}$	není	Bod charakterizující parametry za rotorem po izoentropické expanzi, která proběhla po reálné expanzi na statoru
$2_{iz,c}$	není	Bod charakterizující celkové/dynamické parametry za rotorem po izoentropické expanzi
c_0	m/s	Absolutní rychlost na vstupu do statoru
c_1	m/s	Absolutní rychlost na výstupu ze statoru
c_{1iz}	m/s	Izoentropická rychlost na výstupu ze statoru
c_{1u}	m/s	Obvodová složka absolutní rychlosti za statorem
c_2	m/s	Absolutní rychlost na výstupu ze statoru
c_{2u}	m/s	Obvodová složka absolutní rychlosti za rotorem
c_{iz}	m/s	Izoentropická rychlost
dP	W	Diferenciál výkonu
$d\dot{m}$	kg/s	Diferenciál hmotnostního toku
l_u	J/kg	Měrná obvodová práce
p_0	bar	Tlak před statorem
p_{0c}	bar	Celkový/dynamický tlak před statorem

p_1	bar	Tlak za statorem
p_{1c}	bar	Celkový/dynamický tlak za statorem
p_2	bar	Tlak za rotorem
p_{2c}	bar	Celkový/dynamický tlak za rotorem
p_3	bar	Tlak za první vratnou lopatkou Curtisova stupně
p_4	bar	Tlak za druhým rotorem Curtisova stupně
u	m/s	Obvodová rychlost
u_1	m/s	Obvodová rychlost za statorem/na středním průměru
u_2	m/s	Obvodová rychlost za rotorem
w_1	m/s	Relativní rychlost na výstupu ze statoru
w_2	m/s	Relativní rychlost na výstupu z rotoru
x	—	Rychlostní poměr
x_{opt}	—	Optimální rychlostní poměr
x_{opt}^a	—	Optimální rychlostní poměr pro akční stupeň
$x_{\text{opt}}^{C2^\circ}$	—	Optimální rychlostní poměr pro dvouvěncový Curtisův stupeň
$x_{\text{opt}}^{C3^\circ}$	—	Optimální rychlostní poměr pro třívěncový Curtisův stupeň
x_{opt}^r	—	Optimální rychlostní poměr pro reakční stupeň
z_c	kJ/kg	Ztráta výstupní rychlostí
z^R	kJ/kg	Ztráta na rotoru
z^S	kJ/kg	Ztráta na statoru
z^{ST}	kJ/kg	Ztráta stupně
α_0	°	Úhel absolutní rychlosti na vstupu do statoru
α_1	°	Úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statoru
α_2	°	Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotoru
β_1	°	Úhel relativní rychlosti na výstupu ze statoru
β_2	°	Úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru
Δi^R	kJ/kg	Skutečný měrný entalpický spád rotoru
Δi^S	kJ/kg	Skutečný měrný entalpický spád statoru
Δi_{iz}^R	kJ/kg	Izoentropický měrný entalpický spád na rotor
Δi_{iz}^S	kJ/kg	Izoentropický měrný entalpický spád na stator
$\Delta i_{iz,c}$	kJ/kg	Celkový izoentropický měrný spád libovolného stupně

Δi_{iz}^{ST}	kJ/kg	Izoentropický měrný entalpický spád na stupeň
$\Delta i_{iz,c}^a$	kJ/kg	Celkový izoentropický měrný spád akčního stupně
$\Delta i_{iz,opt}^a$	kJ/kg	Optimální izoentropický měrný entalpický spád na akční stupeň
$\Delta i_{iz,opt}^{C2^\circ}$	kJ/kg	Optimální izoentropický měrný entalpický spád na dvouvěncový Curtisův stupeň
$\Delta i_{iz,opt}^{C3^\circ}$	kJ/kg	Optimální izoentropický měrný entalpický spád na třívěncový Curtisův stupeň
$\Delta i_{iz,opt}^r$	kJ/kg	Optimální izoentropický měrný entalpický spád na reakční stupeň
$\Delta i_{iz,c}^{ST}$	kJ/kg	Celkový izoentropický měrný entalpický spád na stupeň
$\Delta i_{iz,opt}^{ST}$	kJ/kg	Optimální izoentropický měrný entalpický spád na stupeň
η_u	—	Obvodová účinnost
η_u^a	—	Obvodová účinnost akčního stupně
$\eta_u^{C2^\circ}$	—	Obvodová účinnost dvouvěncového Curtisova stupně
$\eta_u^{C3^\circ}$	—	Obvodová účinnost třívěncového Curtisova stupně
η_u^r	—	Obvodová účinnost reakčního stupně
ξ_c	—	Poměrná ztráta výstupní rychlostí
ξ^R	—	Poměrná ztráta na rotor
ξ^S	—	Poměrná ztráta na stator
φ	—	Rychlostní součinitel pro stator
ρ	—	Stupeň reakce

Kapitola 5 Návrh systému pro ukládání energie do plynu

Veličina	Jednotka	Význam
a	kJ/kg	Měrná práce cyklu
$a_n \dots a_0$	—	Koeficienty polynomu
c_p	kJ/kg°C	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
$\bar{c}_p$	kJ/kg°C	Průměrná měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
$\overline{a c_{p,CO_2}}$	kJ/kg°C	Průměrná měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého mezi teplotou reaktantů vstupujících do spalovací komory a teplotou po spálení
$\overline{d c_{p,CO_2}}$	kJ/kg°C	Průměrná měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého mezi teplotou po smísení a teplotou po spálení
$\overline{b c_{p,H_2O}}$	kJ/kg°C	Průměrná měrná tepelná kapacita vody vzniklé spálením metanu mezi teplotou varu a teplotou po spálení

$\overline{c_{p,H_2O}}$	kJ/kg°C	Průměrná měrná tepelná kapacita vody vzniklé spálením metanu mezi teplotou reaktantů vstupujících do spalovací komory a teplotou varu
$\overline{d_{c_{p,H_2O}}}$	kJ/kg°C	Průměrná měrná tepelná kapacita vody vzniklé spálením metanu mezi teplotou po smísení a teplotou po spálení
$\overline{e_{c_{p,H_2O,ch}}}$	kJ/kg°C	Průměrná tepelná kapacita chladicí vody mezi teplotou varu a teplotou po smísení
$\overline{f_{c_{p,H_2O,ch}}}$	kJ/kg°C	Průměrná tepelná kapacita chladicí vody mezi teplotou před smísením a teplotou varu
i_0	kJ/kg	Měrná entalpie po smísení
i_{ch}	kJ/kg	Měrná entalpie chladicí vody před smísením
i_{ps}	kJ/kg	Měrná entalpie po spálení
i_r	kJ/kg	Měrná entalpie reaktantů před spálením
l_v	kJ/kg	Měrné skupenské teplo varu vody
M	kg/mol	Molární hmotnost
m_{CO_2}	kg	Hmotnost oxidu uhličitého
m_{CH_4}	kg	Hmotnost metanu
m_{H_2O}	kg	Hmotnost vody
$m_{H_2O,ch}$	kg	Hmotnost chladicí vody
$\dot{m}$	kg/s	Hmotnostní tok
$\dot{m}_{CO_2}$	kg/s	Hmotnostní tok oxidu uhličitého
$\dot{m}_{H_2O}$	kg/s	Hmotnostní tok vody vzniklé spálením metanu
$\dot{m}_{H_2O,ch}$	kg/s	Hmotnostní tok chladicí vody
n	mol	Látkové množství
p	Pa	Tlak
P_{H_2O}	—	Hmotnostní podíl vody/vodní páry po smísení
Q	kJ	Teplo uvolněné při spálení
r	—	Koeficient charakterizující množství látek při spalování metanu
t	°C	Teplota
t_0	°C	Teplota po smísení
t_1	°C	Počáteční teplota
t_2	°C	Koncová teplota
T_C	K	Minimální teplota cyklu
T_H	K	Maximální teplota cyklu

t_{ch}	°C	Teplota chladicí vody před smísením
t_{ps}	°C	Teplota produktů po spálení
t_r	°C	Teplota reaktantů vstupujících do reakce
$T_{s,C}$	K	Střední teplota při odvodu tepla
$T_{s,H}$	K	Střední teplota při přívodu tepla
$T_{s,o}$	K	Střední teplota přívodu tepla v ohříváku
$T_{s,p}$	K	Střední teplota přívodu tepla v přehříváku
$T_{s,v}$	K	Střední teplota přívodu tepla ve výparníku
t_{var}	°C	Teplota varu vody
Z	—	Ztráty nedokonalostí spalování a únikem tepla ze spalovací komory
$\Delta H^\circ_{sp,CH_4}$	kJ/mol	Spalné/reakční teplo

Zkratka	Význam
Č	Čerpadlo
G	Elektrický generátor
GPS	Generátor paroplynové směsi
K	Kondenzátor
NT	Nízkotlaková turbína, nízkotlakový okruh
P ₁	Výkon vysokotlakové turbíny
P ₂	Výkon nízkotlakové turbíny
PPS	Paroplynová směs
Př	Převodovka
Q ₁	Teplo využité v kondenzátoru
Q ₂	Teplo využité v technologickém procesu (ve spotřebiči páry)
S	Technologický proces, spotřebič páry
SGP	Separační generátor páry
SNG	Synthetic natural gas, syntetický metan
VT	Vysokotlaková turbína, vysokotlakový okruh

Kapitola 6 Výpočet tepelné turbíny

Veličina	Jednotka	Význam
$1 + f$	—	Koeficient zpětného využití ztrát (reheat faktor)
B	m	Radiální šířka rotorové lopatky regulačního stupně
c	m	Tětiva lopatky
c_0	m/s	Absolutní rychlost na vstupu do statoru
c_{0p}	m/s	Absolutní rychlost před prvním stupněm
c_1	m/s	Absolutní rychlost na výstupu ze statoru
c_{1iz}	m/s	Izoentropická rychlost na výstupu ze statoru
c_2	m/s	Absolutní rychlost na výstupu ze statoru
c_{2r}	m/s	Radiální složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru
D_1	m	Střední průměr lopatkování/ Střední průměr lopatkování na výstupu ze statoru
D_2	m	Střední průměr lopatkování na výstupu z rotoru
i_0	kJ/kg	Měrná entalpie na vstupu do statoru
i_{0c}	kJ/kg	Celková měrná entalpie na vstupu do statoru
i_{0p}	kJ/kg	Měrná entalpie před prvním stupněm
i_1	kJ/kg	Měrná entalpie za statorem
i_{1iz}	kJ/kg	Měrná entalpie za statorem po izoentropické expanzi
i_2	kJ/kg	Měrná entalpie za rotorem po zahrnutí dalších ztrát
i'_2	kJ/kg	Měrná entalpie za rotorem bez zahrnutí dalších ztrát
i_{2c}	kJ/kg	Celková měrná entalpie po zahrnutí dalších ztrát
i_{2iz}	kJ/kg	Izoentropická měrná entalpie za rotorem
i'_{2iz}	kJ/kg	Izoentropická měrná entalpie za rotorem, přičemž předchozí expanze na statoru neproběhla izoentropicky, ale reálně
$k_{tř}$	—	Třecí koeficient
l_1	m	Délka lopatky na středním průměru/ Délka výstupní hrany statorové lopatky a vstupní hrany rotorové lopatky
l_2	m	Délka výstupní hrany rotorové lopatky
$\dot{m}$	kg/s	Hmotnostní tok
n	s ⁻¹	Otáčky
p_0	bar	Tlak na vstupu do statoru
p_{0p}	bar	Tlak před prvním stupněm

p_1	bar	Tlak za statorem
p_2	bar	Tlak za rotorem
p_{krit}	bar	Kritický tlak
P_{ST}	kW	Výkon stupně
S	m ²	Průtočný průřez pro pracovní látku
s_0	kJ/kg°C	Měrná entropie na vstupu do statoru
s_{0p}	kJ/kg°C	Měrná entropie před prvním stupněm
s_1	kJ/kg°C	Měrná entropie na výstupu ze statoru
s_2	kJ/kg°C	Měrná entropie na výstupu z rotoru po zahrnutí dalších ztrát
s'_2	kJ/kg°C	Měrná entropie na výstupu z rotoru bez zahrnutí dalších ztrát
t_0	°C	Teplota na vstupu do statoru
u	m/s	Obvodová rychlost
u_1	m/s	Obvodová rychlost za statorem/na středním průměru
u_2	m/s	Obvodová rychlost za rotorem
v_{0p}	m ³ /kg	Měrný objem před prvním stupněm
v_1	m ³ /kg	Měrný objem za statorem
v'_2	m ³ /kg	Měrný objem za rotorem po expanzi bez započítání dalších ztrát
w_1	m/s	Relativní rychlost na výstupu ze statoru
w_2	m/s	Relativní rychlost na výstupu z rotoru
w_{2iz}	m/s	Izoentropická relativní rychlost na výstupu z rotoru
w_{2r}	m/s	Radiální složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru
x	—	Rychlostní poměr
z_r	kJ/kg	Počet břitů bandáže
z_{segm}	—	Počet segmentů po obvodu
z^R	kJ/kg	Ztráta na rotoru
z^S	kJ/kg	Ztráta na statoru
α_1	°	Úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statoru
α_2	°	Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotoru
β_1	°	Úhel relativní rychlosti na výstupu ze statoru
β_2	°	Úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru
δ_a	m	Axiální vůle

δ_{ekv}	m	Ekvivalentní vůle mezi statorem a rotorem
δ_r	m	Radiální vůle
Δi_{iz}	kJ/kg	Izoentropický spád na turbínu
$\Delta i_{\text{iz}}^{\text{R}}$	kJ/kg	Izoentropický měrný entalpický spád na rotor
$\Delta i_{\text{iz}}^{\text{R}'}$	kJ/kg	Izoentropický měrný entalpický spád na rotor, kde předchází expanze na statoru neproběhla izoentropicky, ale reálně
$\Delta i_{\text{iz}}^{\text{S}}$	kJ/kg	Izoentropický měrný entalpický spád na stator
$\Delta i_{\text{iz}}^{\text{ST}}$	kJ/kg	Izoentropický měrný entalpický spád na stupeň
$\Delta \beta$	°	Otočení proudu
ε	—	Parciální ostřík
$\varepsilon_{\text{kryt}}$	—	Poměrná délka krytu neostříkнутých lopatek
η_{tdi}	—	Vnitřní účinnost
η_{u}	—	Obvodová účinnost
κ	—	Poissonova konstanta
ξ_5	—	Poměrná ztráta třením (ventilací) disku
ξ_6	—	Poměrná ztráta parciálním ostříkem
ξ_{61}	—	Poměrná ztráta vznikající ventilací neostříkнутých lopatek
ξ_{62}	—	Poměrná ztráta vznikající na okrajích pásma ostříku
ξ_7	—	Poměrná ztráta radiální mezerou
ξ_{k}	—	Poměrná ztráta radiální mezerou
ξ_{v}	—	Poměrná ztráta rozvějířením
ρ	—	Stupeň reakce
ρ_{s}	—	Stupeň reakce na špici lopatky
φ	—	Rychlostní součinitel pro stator
ψ	—	Rychlostní součinitel pro rotor

Seznam obrázků

Obrázek 1.1: Schéma přečerpávací vodní elektrárny.	16
Obrázek 1.2: Schéma úložiště stlačeného vzduchu projektu RICAS2020.	17
Obrázek 1.3: Setrvačnick firma STORNETIC.	18
Obrázek 1.4: Schéma uspořádání průtočné baterie.	20
Obrázek 1.5: Schéma kapacitoru (a) a superkapacitoru (b).	22
Obrázek 1.6: Porovnání vybíjecího času a kapacity různých úložišť energie.	24
Obrázek 2.1: Sankeyův diagram účinnosti přeměny elektrické energie na SNG.	25
Obrázek 2.2: Schéma možného zapojení systému P2G připojeného k rozsáhlé elektrické síti.	26
Obrázek 2.3: Schéma možného zapojení systému P2G připojeného k lokální elektrické síti.	27
Obrázek 2.4: Energetické nároky ideální elektrolýzy v závislosti na teplotě při tlaku 1 bar(a).	29
Obrázek 2.5: Schéma AEL (Alkaline electrolysis).	29
Obrázek 2.6: Schéma PEM (Polymer electrolyte membrane).	30
Obrázek 2.7: Schéma SOEC (Solid oxide electrolysis).	31
Obrázek 3.1: Vliv teploty na rovnovážné složení produktů po metanizaci při tlaku 1 bar.	33
Obrázek 3.2: Vliv tlaku na rovnovážné složení produktů po metanizaci při teplotě 300 °C.	33
Obrázek 3.3: Nejčastější prvky používané jako katalyzátory pro metanizaci.	34
Obrázek 3.4: Chlazení adiabatického reaktoru.	37
Obrázek 3.5: Adiabatické reaktory v sérii s mezichlazením.	37
Obrázek 3.6: Reaktor s fluidním ložem společnosti Bituminous Coal Research Inc.	38
Obrázek 4.1: Rychlostní trojúhelníky axiálního turbínového stupně a trajektorie pracovní látky v osovému řezu a v rozvinutém válcovém řezu.	40
Obrázek 4.2: Řez stupněm, i-s diagram, a rychlostní trojúhelník akčního stupně.	41
Obrázek 4.3: Řez stupněm, i-s diagram a rychlostní trojúhelník reakčního stupně.	42
Obrázek 4.4: Srovnání průběhu obvodové účinnosti a poměrného zpracovaného spádu pro jednotlivé typy stupňů axiálních turbín a vymezení oblasti jejich vhodného použití.	44
Obrázek 4.5: Schématický řez průtočnou částí akční turbíny.	45
Obrázek 4.6: Schématický řez průtočnou částí reakční turbíny.	46
Obrázek 4.7: Porovnání průběhů tlaku a rychlostí v různých typech stupňů.	47
Obrázek 4.8: i-s diagram obecného turbínového stupně se zobrazením členů Eulerovy rovnice.	48
Obrázek 5.1: Generátor paroplynové směsi.	50
Obrázek 5.2: Porovnání průběhu tepla ve výměnících pro klasický paroplynový cyklus a pro SIT Brno cycle.	51
Obrázek 5.3: Schéma SIT Brno cycle.	52
Obrázek 5.4: Zobrazení SIT Brno cycle v T-s diagramu.	52
Obrázek 5.5: Převod RC cyklu na Carnotův cyklus.	53
Obrázek 5.6: Projev zvyšování teploty na účinnost RC cyklu.	54
Obrázek 5.7: Projev zvyšování tlaku na účinnost RC cyklu.	54
Obrázek 5.8: Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku 160 bar(a) pro CO ₂	57
Obrázek 5.9: Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku 160 bar(a) pro H ₂ O.	57
Obrázek 5.10: Vývojový diagram iteračního výpočtu paroplynové směsi.	59
Obrázek 6.1: Graf a analytická závislost rychlostních součinitelů ϕ a ψ na ohnutí proudu $\Delta\beta$	61
Obrázek 6.2: Dělení parciálního ostříku a hodnoty z_{segm} pro výpočet ztráty parciálním ostřikem.	65
Obrázek 6.3: Zobrazení expanze vysokotlakové turbíny v i-s diagramu.	70
Obrázek 6.4: Zobrazení délky lopatek a patního poloměru vysokotlakové turbíny.	71
Obrázek 6.5: Zobrazení expanze nízkotlakové turbíny v i-s diagramu.	72
Obrázek 6.6: Zobrazení délky lopatek a patního poloměru nízkotlakové turbíny.	72
Obrázek 6.7: Zobrazení expanze obou turbín v i-s diagramu.	73
Obrázek 6.8: Výkonová charakteristika převodovky.	74

Seznam příloh

Příloha A: Výsledky výpočtu z kapitoly 5	91
Příloha B: Výsledky výpočtu z kapitoly 6.....	92

Příloha A: Výsledky výpočtu z kapitoly 5

Koeficienty polynomu pro nahrazení závislosti měrné tepelné kapacity na teplotě

	CO ₂		H ₂ O		
	1. úsek	2. úsek	1. úsek	2. úsek	3. úsek
Teplotní rozmezí	10 ÷ 144,99 °C	145 ÷ 5300 °C	10 ÷ 347,35 °C	347,36 ÷ 385,09 °C	385,1 ÷ 5300 °C
a ₀	0,4784638	3,013284	4,4556398	334375,66	231,72684
a ₁	0,2987943	-0,0185332	-0,0480275	-3599,7674	-2,0679653
a ₂	-0,0196899	7,6966018·10 ⁻⁵	0,0022223	14,533317	0,0082663
a ₃	0,0006293	-1,747337·10 ⁻⁷	-4,632073·10 ⁻⁵	-0,0260777	-1,938176·10 ⁻⁵
a ₄	-1,020775·10 ⁻⁵	2,470193·10 ⁻¹⁰	5,109776·10 ⁻⁷	1,754630·10 ⁻⁵	2,982276·10 ⁻⁸
a ₅	8,688175·10 ⁻⁸	-2,320155·10 ⁻¹³	-3,176773·10 ⁻⁹	-	-3,196304·10 ⁻¹¹
a ₆	-3,719256·10 ⁻¹⁰	1,503166·10 ⁻¹⁶	1,117973·10 ⁻¹¹	-	2,472224·10 ⁻¹⁴
a ₇	6,332433·10 ⁻¹³	-6,857457·10 ⁻²⁰	-2,076108·10 ⁻¹⁴	-	-1,409823·10 ⁻¹⁷
a ₈	-	2,218847·10 ⁻²³	1,580684·10 ⁻¹⁷	-	5,996337·10 ⁻²¹
a ₉	-	-5,060850·10 ⁻²⁷	-	-	-1,908309·10 ⁻²⁴
a ₁₀	-	7,951563·10 ⁻³¹	-	-	4,520649·10 ⁻²⁸
a ₁₁	-	-8,187525·10 ⁻³⁵	-	-	-7,850164·10 ⁻³²
a ₁₂	-	4,971599·10 ⁻³⁹	-	-	9,697484·10 ⁻³⁶
a ₁₃	-	-1,349132·10 ⁻⁴³	-	-	-8,063794·10 ⁻⁴⁰
a ₁₄	-	-	-	-	4,044364·10 ⁻⁴⁴
a ₁₅	-	-	-	-	-9,240452·10 ⁻⁴⁹
R ²	0,9938	0,9928	0,9987	0,9991	0,9950

Výsledné hodnoty měrné tepelné kapacity pro různé teplotní rozdíly

	Teplotní úsek	Hodnota c _p [kJ/kgK]
1. fáze	Ohřívání CO ₂ z t _r (25 °C) na t _{ps} (4 742,4 °C)	1,401
	Ohřívání H ₂ O z t _r (25 °C) na t _{var} (347,4 °C)	4,746
	Ohřívání H ₂ O z t _{var} (347,4 °C) na t _{ps} (4 742,4 °C)	3,061
2. fáze	Chlazení CO ₂ z t _{ps} (4 742,4 °C) na t ₀ (800 °C)	1,396
	Chlazení H ₂ O z t _{ps} (4 742,4 °C) na t ₀ (800 °C)	3,029
	Ohřívání H ₂ O z t _{ch} (140 °C) na t _{var} (347,4 °C)	5,066
	Ohřívání H ₂ O z t _{var} (347,4 °C) na t ₀ (800 °C)	3,336

Příloha B: Výsledky výpočtu z kapitoly 6

Výsledky výpočtu regulačního stupně vysokotlakové turbíny

Vysokotlaková turbína			
Regulační stupeň			
Název veličiny	Značka	Jednotka	Hodnota
Otáčky	n	s^{-1}	150,00
Střední průměr lopatkování	D_1	m	0,65
Rychlostní poměr	x	—	0,43
Reakce stupně	ρ	—	0,080
Obvodová rychlost u_1	u_1	m/s	306,31
Izoentropická expanze			
Izoentropický spád na stupeň	Δi_{iz}^{ST}	kJ/kg	253,71
Izoentropický spád na stator	Δi_{iz}^S	kJ/kg	233,42
Izoentropický spád na rotor	Δi_{iz}^R	kJ/kg	20,30
Entalpie před stupněm	i_0	kJ/kg	4086,62
Celková entalpie před stupněm	i_{0c}	kJ/kg	4087,07
Entalpie za statorem izoent.	i_{1iz}	kJ/kg	3853,20
Entalpie za rotorem izoentr.	i_{2iz}	kJ/kg	3832,91
Entropie před stupněm	s_0	kJ/kgK	7,17
Tlak před statorem	p_0	bar(a)	160,00
Tlak za statorem	p_1	bar(a)	95,92
Tlak za rotorem	p_2	bar(a)	91,50
Kritický tlak	p_{krit}	bar(a)	87,30
Ztráty a rychlosti statoru			
Obvodová rychlost u_1	u_1	m/s	306,31
Rychlost na vstupu do statoru	c_0	m/s	30,00
Rychlostní součinitel pro stator	φ	—	0,9817
Výstupní úhel statorové lopatky	α_1	°	14,00
Izoentr. rychlost za statorem	c_{1iz}	m/s	683,91
Rychlost c_1	c_1	m/s	671,41
Rychlost w_1	w_1	m/s	381,47
Úhel β_1	β_1	°	25,20
Profilová ztráta na statoru	z^S	kJ/kg	8,47
Entalpie za statorem	i_1	kJ/kg	3861,67
Entropie za statorem	s_1	kJ/kgK	7,179
Měrný objem za statorem	v_1	m ³ /kg	0,045
Parciální ostřík	ε	—	0,25
Délka lopatky	l_1	m	0,0152

Výsledky výpočtu regulačního stupně vysokotlakové turbíny (pokračování)

Ztráty a rychlosti rotoru			
Název veličiny	Značka	Jednotka	Hodnota
Radiální délka lopatky	B	m	0,025
Entalpie za rotorem izoent.	i'_{2iz}	kJ/kg	3841,29
Izoentropický spád na rotor	$\Delta i'_{iz}^R$	kJ/kg	20,39
Vnitřní průměr lopatkování	D_2	m	0,60
Obvodová rychlost u_2	u_2	m/s	282,74
Rychlostní součinitel pro rotor	ψ	—	0,9426
Izoentr. relativní rychlost	w_{2iz}	m/s	415,22
Rychlost w_2	w_2	m/s	391,39
Profilová ztráta na rotoru	z^R	kJ/kg	9,61
Entalpie za rotorem	i'_2	kJ/kg	3850,90
Entropie za rotorem	s'_2	kJ/kgK	7,189
Měrný objem za rotorem	v'_2	m ³ /kg	0,047
Radiální složka rychlosti c_2	c_{2r}	m/s	183,52
Radiální složka rychlosti w_2	w_{2r}	m/s	183,52
Úhel β_2	β_2	°	27,96
Rychlost c_2	c_2	m/s	194,01
Úhel α_2	α_2	°	71,07
Obvodová účinnost stupně	η_u	—	0,8551
Další ztráty			
Poměrná ztráta třením disku	ξ_5	—	0,0090
Poměrná ztráta ventilací neostříknutých lopatek	ξ_{61}	—	0,0320
Poměrná ztráta na okrajích pásma ostříku	ξ_{62}	—	0,0035
Poměrná ztráta parciálním ostříkem	ξ_6	—	0,0356
Ekvivalentní vůle	δ_{ekv}	m	0,00039
Poměrná ztráta axiální mezerou	ξ_7	—	0,1081
Vnitřní účinnost stupně	η_{tdi}	—	0,7025
Entalpie za stupněm	i_2	kJ/kg	3889,71
Celková entalpie za stupněm	i_{2c}	kJ/kg	3908,53
Entropie za stupněm	s_2	kJ/kgK	7,229
Výkon stupně	P_{ST}	MW	4,959
Přepočet na parametry prvního stupně			
Rychlost před prvním stupněm	c_{0p}	m/s	37,95
Entalpie před prvním stupněm	i_{0p}	kJ/kg	3907,81
Tlak před prvním stupněm	p_{0p}	bar(a)	95,33
Měrný objem před prvním stupněm	v_{0p}	m ³ /kg	0,047
Entropie před prvním stupněm	s_{0p}	kJ/kgK	7,229

Vysokotlaková turbína										
Stupňová část										
Název veličiny	Značka	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7	8
Střední průměr lopatkování Rychlostní poměr Reakce stupně Obvodová rychlost	D_1	m	0,362	0,369	0,376	0,383	0,391	0,398	0,407	0,415
	x	–	0,64	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
	ρ	–	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	u	m/s	170,39	173,78	177,10	180,56	184,11	187,75	191,58	195,69
Název veličiny	Značka	Jednotka	9	10	11	12	13	14	15	
Střední průměr lopatkování Rychlostní poměr Reakce stupně Obvodová rychlost	D_1	m	0,426	0,433	0,441	0,448	0,456	0,464	0,476	
	x	–	0,62	0,68	0,64	0,68	0,63	0,65	0,64420 4311	
	ρ	–	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
	u	m/s	200,85	204,27	207,79	211,28	214,99	218,80	224,23	

Výsledky výpočtu stupňové části vysokotlakové turbíny (pokračování)

Izoentropická expanze										
Název veličiny	Značka	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7	8
Izoentropický spád na stupeň	Δi_{iz}^{ST}	kJ/kg	35,44	35,74	37,12	38,58	40,11	41,72	43,44	45,32
Izoentropický spád na stator	Δi_{iz}^S	kJ/kg	17,72	17,87	18,56	19,29	20,06	20,86	21,72	22,66
Izoentropický spád na rotor	Δi_{iz}^R	kJ/kg	17,72	17,87	18,56	19,29	20,06	20,86	21,72	22,66
Entalpie před stupněm	i_0	kJ/kg	3907,81	3876,27	3844,48	3811,38	3776,91	3741,01	3703,62	3664,63
Celková entalpie před stupněm	i_{0c}	kJ/kg	3908,53	3877,11	3845,30	3812,23	3777,79	3741,93	3704,58	3665,62
Entalpie za statorem (izoent.)	i_{1iz}	kJ/kg	3890,09	3858,40	3825,92	3792,09	3756,85	3720,15	3681,90	3641,96
Entalpie za rotorem (izoent.)	i_{2iz}	kJ/kg	3872,37	3840,53	3807,37	3772,79	3736,79	3699,30	3660,18	3619,30
Entropie před stupněm	s_0	kJ/kgK	7,229	7,233	7,237	7,242	7,246	7,251	7,256	7,261
Tlak před statorem	p_0	bar(a)	95,33	87,95	80,99	74,25	67,73	61,45	55,44	49,69
Tlak za statorem	p_1	bar(a)	91,58	84,42	77,56	70,93	64,53	58,38	52,50	46,89
Tlak za rotorem	p_2	bar(a)	87,95	80,99	74,25	67,73	61,45	55,44	49,69	44,21

Izoentropická expanze										
Název veličiny	Značka	Jednotka	9	10	11	12	13	14	15	
Izoentropický spád na stupeň	Δi_{iz}^{ST}	kJ/kg	52,47	45,12	52,71	48,27	58,23	56,65	60,58	
Izoentropický spád na stator	Δi_{iz}^S	kJ/kg	26,24	22,56	26,35	24,13	29,11	28,33	30,29	
Izoentropický spád na rotor	Δi_{iz}^R	kJ/kg	26,24	22,56	26,35	24,13	29,11	28,33	30,29	
Entalpie před stupněm	i_0	kJ/kg	3623,87	3576,91	3535,90	3487,91	3443,60	3390,22	3338,05	
Celková entalpie před stupněm	i_{0c}	kJ/kg	3624,91	3578,26	3537,25	3489,60	3445,50	3392,72	3341,00	
Entalpie za statorem (izoent.)	i_{1iz}	kJ/kg	3597,63	3554,35	3509,54	3463,78	3414,48	3361,90	3307,76	
Entalpie za rotorem (izoent.)	i_{2iz}	kJ/kg	3571,39	3531,79	3483,19	3439,65	3385,37	3333,57	3277,47	
Entropie před stupněm	s_0	kJ/kgK	7,266	7,273	7,278	7,284	7,289	7,296	7,302	
Tlak před statorem	p_0	bar(a)	44,21	38,49	34,07	29,43	25,64	21,60	18,17	
Tlak za statorem	p_1	bar(a)	41,27	36,23	31,68	27,48	23,55	19,82	16,53	
Tlak za rotorem	p_2	bar(a)	38,49	34,07	29,43	25,64	21,60	18,17	15,00	

Výsledky výpočtu stupňové části vysokotlakové turbíny (pokračování)

Ztráty a rychlosti statoru										
Název veličiny	Značka	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7	8
Rychlost na vstupu do statoru	c_0	m/s	37,95	41,03	40,53	41,31	42,12	42,94	43,79	44,67
Rychlostní součinitel pro stator	φ	–	0,981	0,977	0,978	0,978	0,978	0,978	0,978	0,978
Výstupní úhel statorové lopatky	α_1	°	12	12	12	12	12	12	12	12
Izoentr. rychlost za statorem	c_{1iz}	m/s	192,04	193,45	196,87	200,72	204,66	208,71	212,96	217,52
Rychlost c_1	c_1	m/s	188,48	189,03	192,58	196,34	200,20	204,16	208,32	212,78
Rychlost w_1	w_1	m/s	41,60	40,84	41,60	42,41	43,24	44,10	44,99	45,96
Úhel β_1	β_1	°	70,4	74,2	74,3	74,3	74,3	74,3	74,3	74,3
Profilová ztráta na statoru	z^s	kJ/kg	0,68	0,85	0,84	0,87	0,90	0,94	0,98	1,02
Entalpie za statorem	i_1	kJ/kg	3890,77	3859,25	3826,76	3792,95	3757,75	3721,09	3682,88	3642,98
Entropie za statorem	s_1	kJ/kgK	7,230	7,234	7,238	7,243	7,247	7,252	7,257	7,262
Měrný objem za statorem	v_1	m ³ /kg	0,048	0,051	0,055	0,059	0,064	0,069	0,076	0,083
Délka lopatky	l_1	m	0,030	0,031	0,032	0,033	0,035	0,036	0,038	0,040
Název veličiny	Značka	Jednotka	9	10	11	12	13	14	15	
Rychlost na vstupu do statoru	c_0	m/s	45,63	52,03	51,92	58,13	61,76	70,68	76,88	
Rychlostní součinitel pro stator	φ	–	0,978	0,976	0,981	0,979	0,982	0,979	0,981	
Výstupní úhel statorové lopatky	α_1	°	12	14	14	16	16	18	19	
Izoentr. rychlost za statorem	c_{1iz}	m/s	233,57	218,69	235,38	227,26	249,08	248,29	257,86	
Rychlost c_1	c_1	m/s	228,48	213,34	230,94	222,48	244,48	243,14	252,92	
Rychlost w_1	w_1	m/s	52,62	51,69	58,19	61,38	70,30	76,16	83,68	
Úhel β_1	β_1	°	64,5	87,0	73,8	87,6	73,5	80,6	79,7	
Profilová ztráta na statoru	z^s	kJ/kg	1,18	1,16	1,04	1,07	1,14	1,27	1,26	
Entalpie za statorem	i_1	kJ/kg	3598,81	3555,50	3510,58	3464,86	3415,62	3363,16	3309,02	
Entropie za statorem	s_1	kJ/kgK	7,268	7,274	7,279	7,285	7,291	7,297	7,304	
Měrný objem za statorem	v_1	m ³ /kg	0,092	0,102	0,114	0,128	0,144	0,166	0,191	
Délka lopatky	l_1	m	0,040	0,040	0,041	0,041	0,041	0,042	0,043	

Výsledky výpočtu stupňové části vysokotlakové turbíny (pokračování)

Ztráty a rychlosti rotoru										
Název veličiny	Značka	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7	8
Entalpie za rotorem izoent.	i'_{2iz}	kJ/kg	3873,04	3841,37	3808,19	3773,65	3737,69	3700,23	3661,16	3620,32
Izoentropický spád na rotor	$\Delta i'_{iz}$	kJ/kg	17,73	17,88	18,57	19,30	20,07	20,87	21,72	22,67
Rychlostní součinitel pro rotor	ψ	—	0,972	0,974	0,974	0,974	0,974	0,974	0,974	0,974
Izoentr. relativní rychlost	w_{2iz}	m/s	192,84	193,46	197,15	201,00	204,95	208,99	213,23	217,82
Rychlost w_2	w_2	m/s	187,36	188,36	191,95	195,71	199,55	203,49	207,61	212,08
Úhel β_2	β_2	°	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0
Rychlost c_2	c_2	m/s	41,03	40,53	41,31	42,12	42,94	43,79	44,67	45,63
Úhel α_2	α_2	°	71,7	75,0	75,0	75,0	75,0	75,1	75,1	75,1
Profilová ztráta na rotoru	z^R	kJ/kg	1,04	0,97	1,01	1,05	1,09	1,14	1,18	1,23
Entalpie za rotorem	i'_2	kJ/kg	3874,08	3842,34	3809,20	3774,70	3738,78	3701,36	3662,34	3621,55
Entropie za rotorem	s'_2	kJ/kgK	7,231	7,235	7,239	7,244	7,248	7,253	7,258	7,263
Obvodová účinnost stupně	η_u	—	0,9294	0,9281	0,9291	0,9291	0,9291	0,9290	0,9290	0,9290

Název veličiny	Značka	Jednotka	9	10	11	12	13	14	15
Entalpie za rotorem izoent.	i'_{2iz}	kJ/kg	3572,57	3532,94	3484,22	3440,71	3386,48	3334,81	3278,70
Izoentropický spád na rotor	$\Delta i'_{iz}$	kJ/kg	26,24	22,57	26,36	24,15	29,14	28,36	30,32
Rychlostní součinitel pro rotor	ψ	—	0,968	0,979	0,974	0,980	0,975	0,979	0,979
Izoentr. relativní rychlost	w_{2iz}	m/s	235,05	218,64	236,88	228,17	251,43	250,02	260,09
Rychlost w_2	w_2	m/s	227,49	214,14	230,81	223,64	245,18	244,69	254,55
Úhel β_2	β_2	°	12,0	14,0	14,0	16,0	16,0	18,0	19,0
Rychlost c_2	c_2	m/s	52,03	51,92	58,13	61,76	70,68	76,88	84,49
Úhel α_2	α_2	°	65,4	86,1	73,9	86,6	73,0	79,6	78,8
Profilová ztráta na rotoru	z^R	kJ/kg	1,75	0,97	1,42	1,02	1,55	1,32	1,42
Entalpie za rotorem	i'_2	kJ/kg	3574,31	3533,91	3485,64	3441,73	3388,03	3336,13	3280,12
Entropie za rotorem	s'_2	kJ/kgK	7,270	7,275	7,281	7,287	7,293	7,299	7,306
Obvodová účinnost stupně	η_u	—	0,9201	0,9253	0,9235	0,9201	0,9142	0,9068	0,9021

Výsledky výpočtu stupňové části vysokotlakové turbíny (pokračování)

Další ztráty										
Název veličiny	Značka	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7	8
Ekvivalentní vůle	δ_{ekv}	m	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035
Reakce na špičce lopatky	ρ_{ξ}	—	0,538	0,539	0,540	0,540	0,541	0,542	0,543	0,544
Poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k	—	0,0583	0,0559	0,0543	0,0525	0,0507	0,0487	0,0467	0,0446
Poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	—	0,0069	0,0072	0,0074	0,0076	0,0079	0,0083	0,0087	0,0092
Vnitřní účinnost stupně	η_{tdi}	—	0,8688	0,8695	0,8718	0,8732	0,8747	0,8761	0,8775	0,8790
Entalpie za rotorem	i_2	kJ/kg	3876,27	3844,48	3811,38	3776,91	3741,01	3703,62	3664,63	3623,87
Celková entalpie za rotorem	i_{2c}	kJ/kg	3877,11	3845,30	3812,23	3777,79	3741,93	3704,58	3665,62	3624,91
Entropie za rotorem	s_2	kJ/kgK	7,233	7,237	7,242	7,246	7,251	7,256	7,261	7,266
Výkon stupně	P_{ST}	MW	0,87	0,88	0,92	0,96	1,00	1,04	1,08	1,13
Název veličiny	Značka	Jednotka	9	10	11	12	13	14	15	
Ekvivalentní vůle	δ_{ekv}	m	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	
Reakce na špičce lopatky	ρ_{ξ}	—	0,543	0,543	0,542	0,542	0,542	0,541	0,542	
Poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k	—	0,0438	0,0376	0,0371	0,0322	0,0316	0,0276	0,0254	
Poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	—	0,0089	0,0087	0,0086	0,0084	0,0083	0,0082	0,0082	
Vnitřní účinnost stupně	η_{tdi}	—	0,8717	0,8825	0,8814	0,8828	0,8777	0,8744	0,8718	
Entalpie za rotorem	i_2	kJ/kg	3576,91	3535,90	3487,91	3443,60	3390,22	3338,05	3282,05	
Celková entalpie za rotorem	i_{2c}	kJ/kg	3578,26	3537,25	3489,60	3445,50	3392,72	3341,00	3285,61	
Entropie za rotorem	s_2	kJ/kgK	7,273	7,278	7,284	7,289	7,296	7,302	7,309	
Výkon stupně	P_{ST}	MW	1,30	1,14	1,32	1,23	1,47	1,44	1,54	

Nízkotlaková turbína

Stupňová část

Název veličiny	Značka	Jednotka	1	2	3	4	5	6
Střední průměr lopatkování	D_1	m	0,396	0,413	0,432	0,450	0,473	0,506
Rychlostní poměr	x	—	0,66	0,66	0,65	0,66	0,67	0,684
Reakce stupně	ρ	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Obvodová rychlost	u	m/s	248,92	259,58	271,61	282,58	296,97	317,91

Izoentropická expanze

Izoentropický spád na stupěň	Δi_{iz}^{ST}	kJ/kg	71,12	77,34	87,30	91,65	98,23	108,01
Izoentropický spád na stator	Δi_{iz}^S	kJ/kg	35,56	38,67	43,65	45,83	49,12	54,00
Izoentropický spád na rotor	Δi_{iz}^R	kJ/kg	35,56	38,67	43,65	45,83	49,12	54,00
Entalpie před stupněm	i_0	kJ/kg	3173,63	3108,92	3038,41	2958,57	2873,94	2782,83
Celková entalpie před stupněm	i_{0c}	kJ/kg	3176,54	3112,59	3042,40	2963,13	2880,48	2791,33
Entalpie za statorem (izoent.)	i_{1iz}	kJ/kg	3138,07	3070,25	2994,76	2912,74	2824,82	2728,82
Entalpie za rotorem (izoent.)	i_{2iz}	kJ/kg	3102,51	3031,58	2951,10	2866,92	2775,71	2674,82
Entropie před stupněm	s_0	kJ/kgK	7,209	7,219	7,232	7,246	7,261	7,277
Tlak před statorem	p_0	bar(a)	13,00	10,06	7,49	5,25	3,49	2,16
Tlak za statorem	p_1	bar(a)	11,46	8,71	6,29	4,30	2,77	1,63
Tlak za rotorem	p_2	bar(a)	10,06	7,49	5,25	3,49	2,16	1,20

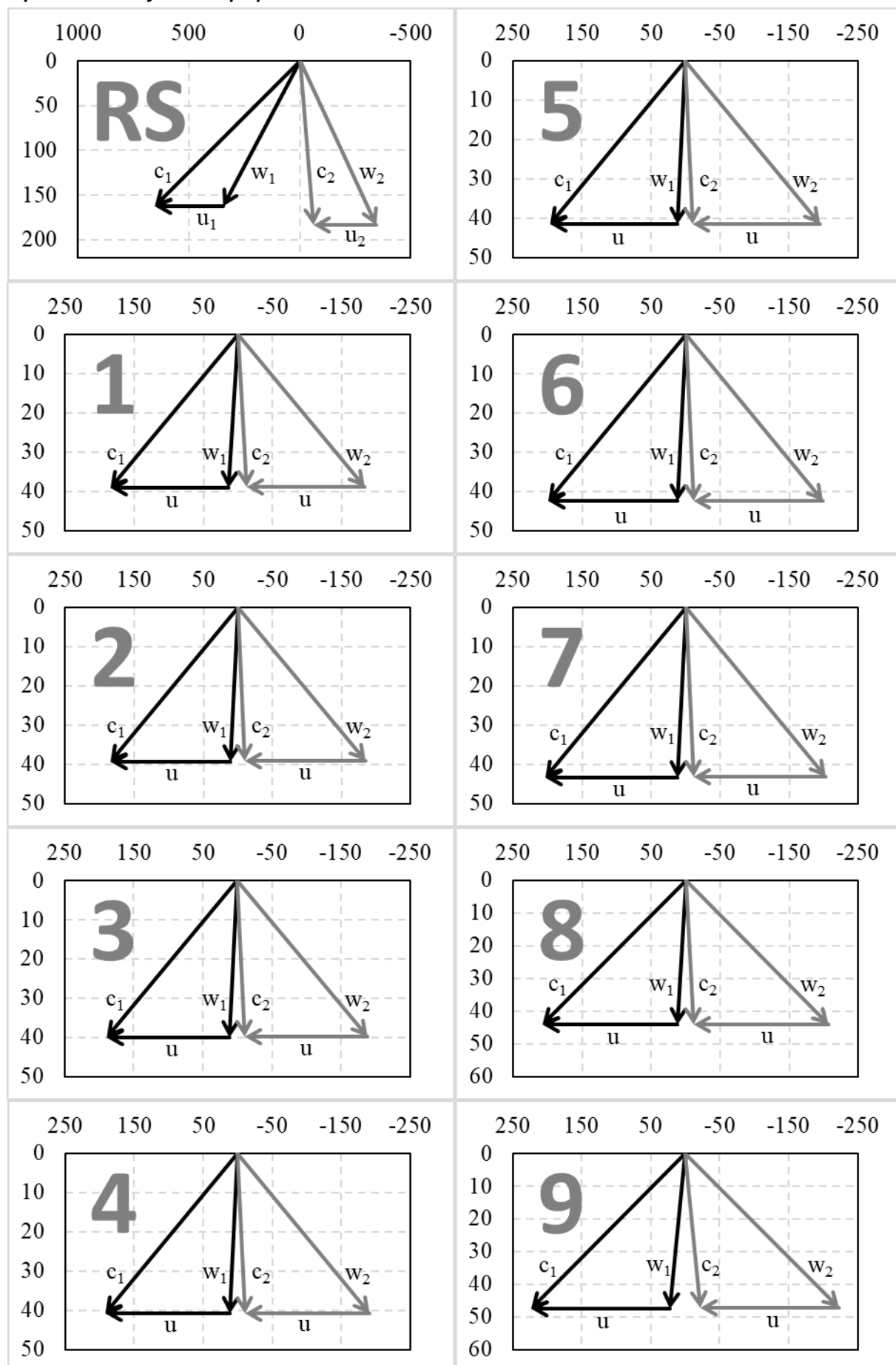
Výpočet nízkotlakové turbíny (pokračování)

Ztráty a rychlosti statoru								
Název veličiny	Značka	Jednotka	1	2	3	4	5	6
Rychlost na vstupu do statoru	c_0	m/s	76,28	85,58	89,31	95,53	114,34	130,38
Rychlostní součinitel pro stator	φ	—	0,982	0,981	0,981	0,981	0,982	0,982
Výstupní úhel statorové lopatky	α_1	°	18	18	18	21	23	24
Izoentr. rychlost za statorem	c_{1iz}	m/s	277,38	290,98	308,67	317,46	333,63	353,57
Rychlost c_1	c_1	m/s	272,46	285,48	302,84	311,49	327,63	347,36
Rychlost w_1	w_1	m/s	84,81	89,02	95,01	111,93	128,10	141,29
Úhel β_1	β_1	°	83,1	82,3	80,1	85,8	87,9	90,2
Profilová ztráta na statoru	z^S	kJ/kg	1,35	1,58	1,78	1,88	1,98	2,17
Entalpie za statorem	i_1	kJ/kg	3139,42	3071,84	2996,54	2914,62	2826,80	2731,00
Entropie za statorem	s_1	kJ/kgK	7,211	7,222	7,235	7,250	7,265	7,283
Měrný objem za statorem	v_1	m ³ /kg	0,243	0,302	0,390	0,526	0,743	1,125
Délka lopatky	l_1	m	0,032	0,037	0,043	0,046	0,054	0,070

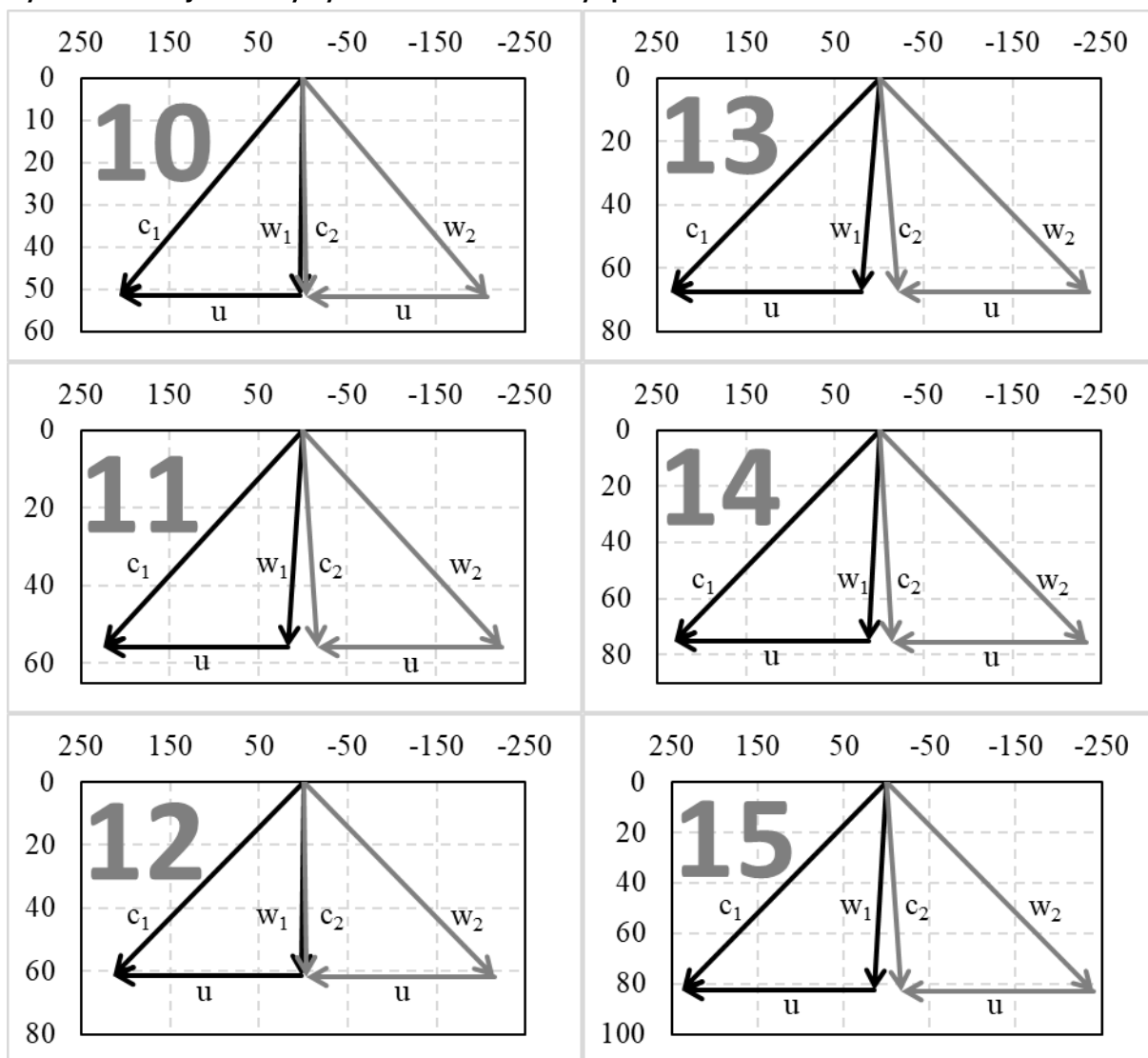
Výpočet nízkotlakové turbíny (pokračování)

Ztráty a rychlosti rotoru								
Název veličiny	Značka	Jednotka	1	2	3	4	5	6
Entalpie za rotorem izoent.	i'_{2iz}	kJ/kg	3103,82	3033,11	2952,81	2868,71	2777,57	2676,84
Izoentropický spád na rotor	$\Delta i_{12}^{R'}$	kJ/kg	35,60	38,73	43,73	45,91	49,24	54,15
Rychlostní součinitel pro rotor	ψ	—	0,979	0,979	0,978	0,981	0,982	0,983
Izoentr. relativní rychlost	w_{2iz}	m/s	280,00	292,21	310,62	323,04	338,94	358,14
Rychlost w_2	w_2	m/s	274,24	286,13	303,94	316,90	332,82	351,91
Úhel β_2	β_2	°	18,0	18,0	18,0	21,0	23,0	24,0
Rychlost c_2	c_2	m/s	85,58	89,31	95,53	114,34	130,38	143,18
Úhel α_2	α_2	°	82,0	81,9	79,5	83,3	85,9	88,6
Profilová ztráta na rotoru	z^R	kJ/kg	1,59	1,76	2,05	1,96	2,06	2,21
Entalpie za rotorem	i'_2	kJ/kg	3105,42	3034,86	2954,86	2870,67	2779,63	2679,06
Entropie za rotorem	s'_2	kJ/kgK	7,214	7,225	7,239	7,254	7,270	7,289
Obvodová účinnost stupně	η_u	—	0,9113	0,9103	0,9088	0,8930	0,8815	0,8756
Další ztráty								
Ekvivalentní vůle	δ_{ekv}	m	0,00044	0,00044	0,00044	0,00044	0,00044	0,00044
Reakce na špičce lopatky	ρ_{ξ}	—	0,538	0,541	0,545	0,547	0,552	0,560
Poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k	—	0,0454	0,0402	0,0350	0,0274	0,0215	0,0165
Poměrná ztráta rozvěvětřením	ξ_v	—	0,0066	0,0079	0,0097	0,0106	0,0132	0,0189
Vnitřní účinnost stupně	η_{tdi}	—	0,8639	0,8665	0,8682	0,8591	0,8509	0,8447
Entalpie za rotorem	i_2	kJ/kg	3108,92	3038,41	2958,57	2873,94	2782,83	2682,67
Celková entalpie za rotorem	i_{2c}	kJ/kg	3112,59	3042,40	2963,13	2880,48	2791,33	2692,92
Entropie za rotorem	s_2	kJ/kgK	7,219	7,232	7,246	7,261	7,277	7,298
Výkon stupně	P_{ST}	MW	0,89	0,97	1,10	1,15	1,24	1,37

Rychlostní trojúhelníky vysokotlakového dílu



Rychlostní trojúhelníky vysokotlakové turbíny (pokračování)



Rychlostní trojúhelníky nízkotlakové turbíny

