



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MODELOVÁNÍ DODÁVKY VZDUCHU KOMPRESOREM PRO PALIVOVÝ ČLÁNEK

MODELLING OF AIR SUPPLY BY COMPRESSOR FOR FUEL CELL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Svitlana Tkach

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka:	Bc. Svitlana Tkach
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

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:

Modelování dodávky vzduchu kompresorem pro palivový článek

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Moderní elektrická bateriová vozidla (BEV) jsou stále omezena v dojezdu. Určitou alternativou je využití palivových článků (FC) jako interní zdroj energie. Pohonné jednotky zahrnující FC vyžadují dodávku paliva ve formě vodíku a oksličovadla ve formě vzduchu a k tomuto účelu lze využít elektricky ovládaný kompresor. Součástí práce je modelování dodávky vzduchu kompresorem do palivového článku při zvážení různých koncepcí. Model umožní navrhnout kompresor splňující cílové parametry. Předpokládá se aplikace na užitková vozidla.

Cíle diplomové práce:

Rešerše koncepcí pohonných jednotek využívajících palivových článků vedoucí k využití pro užitková vozidla.

Výpočtový model umožňující analyzovat dodávku vzduchu kompresorem do palivového článku.

Návrh kompresoru splňujícího cílové parametry.

Seznam doporučené literatury:

SHEKHAWAT, D., J.J. SPIVEY a D. BERRY. Fuel Cells: Technologies for Fuel Processing. Oxford: Elsevier, 2011. ISBN 978-0-444-53563-4.

CORBO, P., F. MIGLIARDINI a O. VENERI. Hydrogen Fuel Cells for Road Vehicles. London: Springer-Verlag, 2011. ISBN 978-0-85729-135-6.

HEISLER, H. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 1-56091-734-2.

NASAR, S. A. Handbook of electric machines. New York: McGraw-Hill, 1987. ISBN 007045888X.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Rostoucí poptávka po nákladní dopravě a dlouhodobý trend nízkoemisních silničních nákladních vozidel přitahuje pozornost k technologii palivových článků. Pro analýzu komplexních procesů v palivovém článku se v dnešní době využívá počítačových simulací, které usnadňují časovou a finanční náročnost vývoje. V této práci je představen výpočtový model systému palivových článků se zaměřením na analýzu dodávky vzduchu. Zlepšení výkonových charakteristik systému dodávky vzduchu, a tedy i palivového článku, lze dosáhnout použitím kompresoru. Na základě prvotního návrhu je provedena analýza vlivu parametrů kompresoru v bodě návrhu na jeho příkon. Nárůst otáček kompresoru a izentropické účinnosti v bodě návrhu vedl k poklesu požadovaného příkonu, zatímco při zvyšování tlakového poměru v bodě návrhu docházelo k jeho nárůstu. Výsledkem diplomové práce je efektivní nástroj pro dosažení optimálních parametrů systému dodávky vzduchu pro palivový článek s minimalizací příkonu kompresoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vodík, vodíkový pohon, palivové články, systém palivových článků, užitková vozidla, kompresor, optimalizace kompresoru

ABSTRACT

The growing demand for freight transport and the long-term trend towards low-emission on-road trucks are driving a lot of attention towards fuel cell technology. Nowadays, computer simulations can be used to analyse complex fuel cell processes, which facilitates the time and cost of development. In this thesis, a computational model of a fuel cell system with a focus on air supply analysis is presented. An improvement in the performance characteristics of the air supply system, and therefore the fuel cell, can be achieved by using a compressor. Based on the initial design, an analysis of the influence of the compressor parameters at the design point on its power input is performed. An increase in compressor speed and isentropic efficiency at the design point led to a decrease in the required power input, while an increase in the pressure ratio at the design point led to an increase. As the result of the diploma thesis, an efficient tool for achieving optimal parameters of the fuel cell air supply system while minimizing the compressor input power is presented.

KEYWORDS

Hydrogen, hydrogen propulsion, fuel cells, fuel cell system, commercial vehicles, compressor, compressor optimization

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TKACH, Svitlana. *Modelování dodávky vzduchu kompresorem pro palivový článek*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139992>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 81 s. Vedoucí práce Pavel Novotný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracovala jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph. D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Svitlana Tkach

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. za vstřícný přístup, trpělivost a cenné rady při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěla poděkovat Ing. Petru Škarovi a Ing. Juraji Pospíšilovi ze společnosti Garrett Motion za vstřícnost a odborné vedení. Také chci poděkovat Ing. Michaelu Böhmovi a Ing. Michalu Ušiakovi za cenné rady ohledně zpracování výpočtového modelu v softwaru GT-Power.

OBSAH

1	Úvod	11
2	Palivové články v užitkových vozidlech	12
2.1	Charakteristiky použití FC v sektoru užitkových vozidel	13
2.2	Požadavky kladené na vodíkový pohon	14
2.3	Aktuální stav vývoje užitkových vozidel s technologií FC	16
2.3.1	Přístupy jednotlivých států	16
2.3.2	Aktuální projekty	17
3	Systém palivových článků	19
3.1	Typy palivových článků používaných pro automobilní průmysl	19
3.1.1	Palivové články s polymerní elektrolytickou membránou	20
3.1.2	Palivové články s pevným oxidem	22
3.2	Zásobník palivových článků	23
3.3	Subsystem dodávky vodíku	26
3.4	Subsystem dodávky vzduchu	27
3.4.1	Požadavky na kompresory pro palivové články	30
3.4.2	Základní typy kompresorů a vhodnost jejich použití	30
3.4.3	Základní topologie kompresorů	32
3.5	Subsystem chlazení zásobníku	34
3.6	Elektrický subsystem	35
3.7	Řídicí jednotka	35
4	Koncepce pohonných jednotek využívajících FC	36
4.1	Elektrické vozidlo s palivovými články	36
4.2	Bateriové elektrické vozidlo s prodlužovačem dojezdu	37
4.3	Hybridní elektrické vozidlo s palivovými články	39
5	Výpočtový model	41
5.1	Základní charakteristika výpočtového modelu	41
5.2	Zásobník palivových článků	43
5.2.1	Specifikace elektrochemie a přenosu hmoty	45
5.2.2	Nastavení katody	46
5.2.3	Nastavení anody	47
5.2.4	Nastavení chlazení	47
5.2.5	Tepelný model	47
5.3	Subsystem dodávky vodíku	48
5.3.1	Recirkulační čerpadlo	49
5.3.2	Řízení subsystému dodávky vodíku	49
5.4	Subsystem dodávky vzduchu	51
5.4.1	Vzduchový filtr	52
5.4.2	Kompresor	52
5.4.3	Zvlhčovač vzduchu	53
5.4.4	Řízení subsystému dodávky vzduchu	54
5.5	Subsystem chlazení zásobníku	56
5.6	Výkonové parametry	57

6	Vyhodnocení vlivů navrhovaných parametrů.....	62
6.1	Průměr kompresorového kola a otáčky v bodě návrhu	62
6.2	Tlakový poměr a izentropická účinnost v bodě návrhu	64
6.3	Kombinace navrhovaných parametrů.....	65
	Souhrn práce	69
	Závěr	71
	Použité informační zdroje	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů	79

1 ÚVOD

Klimatické změny motivovaly téměř každou organizaci k restrukturalizaci a přehodnocení strategie fungování podniku. Na rozdíl od ostatních sektorů, dopravní sektor, který je jedním z největších spotřebitelů ropy na světě, nezaznamenal rapidní pokles emisí CO₂. Vzhledem k rostoucí poptávce po nákladní dopravě a dlouhodobým cílům v oblasti klimatických změn, je proto nutné řešení otázky nízkouhlíkových silničních nákladních vozidel. Silniční nákladní doprava je v dnešní době zodpovědná za 35 % emisí oxidu uhličitého produkovaného dopravním sektorem. Jedná se o odvětví, které představuje přibližně pětinu celosvětové poptávky po ropě [1]. Daná skutečnost vede k velké pozornosti veřejnosti a stává se tak jednou z priorit výzkumu.

Tento trend zapříčinilo nařízení Evropské unie o užitkových vozidlech, dle kterého se do roku 2030 souhrnné emise CO₂ celkové evropské vozové flotily mají snížit o 30 % ve srovnání s referenčním obdobím od 1. července 2013 do 30. června 2020 [2]. Tento cíl lze považovat za plynulý odklon od technologie konvenčních vozidel směrem k elektricky poháněným, jež jsou udržitelné a šetrné k životnímu prostředí.

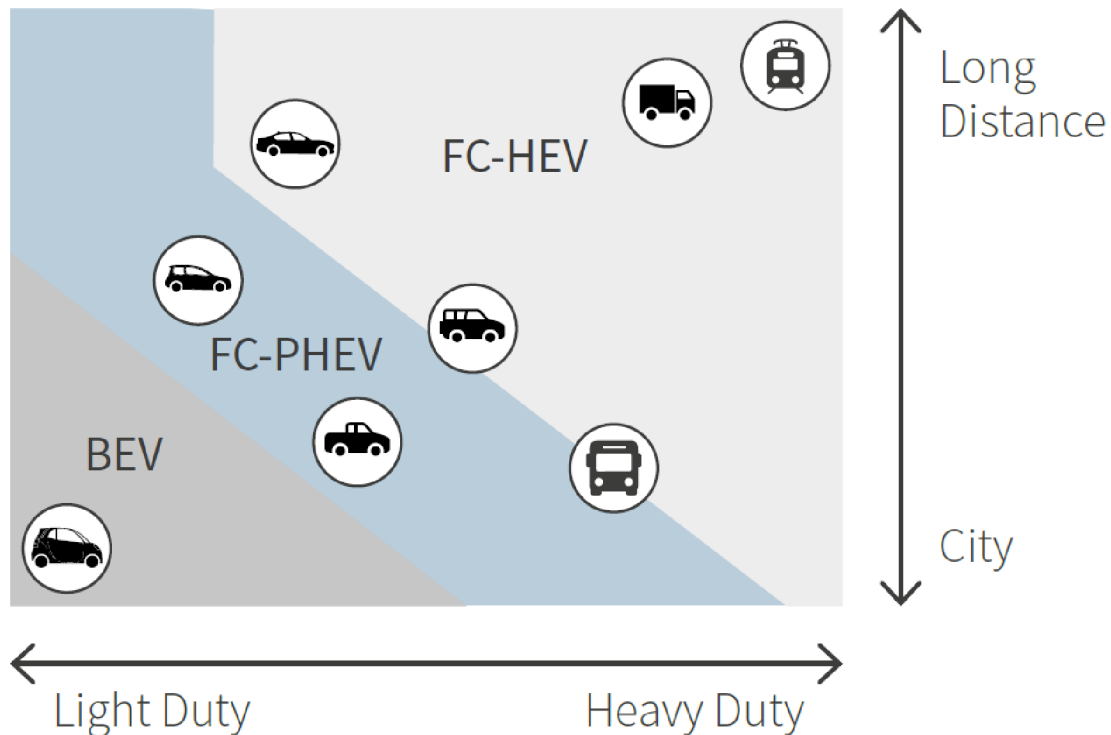
V závislosti na druhu zboží, jeho množství a vzdálenosti, kterou musí urazit, vznikla rozdílná potřeba ke způsobu jeho přepravy. Zejména odvětví těžké dopravy se dostává do popředí zájmu, a to z důvodu vysokých emisí CO₂ [3]. Proto je potřeba uvažovat nad zaváděním nízkoemisních pohonných jednotek, které zabrání vysokým finančním pokutám za překročení emisních limitů flotily.

Použití výhradně bateriových elektrických užitkových vozidel se zatím zdá neuskutečnitelným řešením kvůli velké bateriové jednotce, jež způsobuje zvýšení hmotnosti, spotřeby energie a snížení užitečného zatížení. Technologie palivových článků (FC) v užitkových vozidlech tak může být důležitým milníkem v dekarbonizaci dopravního sektoru a plnění emisních norem. Při použití FC, oproti bateriovým elektrickým vozidlům, lze dosáhnout krátkého trvání procesu doplňování paliva, a díky vysoké flexibilitě palivových článků také vysokého dojezdu.

Funkce palivového článku zahrnuje mnoho komplexních procesů. Pro zjednodušení analýzy chování palivových článků za určitých podmínek lze využít počítačových simulací. Tato diplomová práce představuje modelování systému palivových článků se zaměřením na dodávku vzduchu kompresorem.

2 PALIVOVÉ ČLÁNKY V UŽITKOVÝCH VOZIDLECH

Oblast užitkových vozidel poskytuje obrovské množství typů vozidel, hmotnostních tříd a jejich odborných použití, což představuje velký potenciál uplatnění technologie palivových článků. Rozhodnutí o vhodnosti použití pohonného ústrojí je velmi závislé na faktorech jako jsou náklady, účinnost a životnost koncepce. Na obr. 1 je znázorněna vhodnost použití různých elektrických koncepcí pro odlišné kategorie vozidel.



Obr. 1 Vhodnost použití elektrických pohonných jednotek pro různé kategorie vozidel [3]

Z hlediska maximální přípustné hmotnosti vozidla (GVWR) lze nákladní vozidla klasifikovat do tříd 1–8. Maximální přípustná hmotnost vozidla zahrnuje hmotnost samotného vozu a maximální užitečné zatížení. Lehké užitkové vozy představují třídy 1 a 2a. Středně těžká a těžká užitková vozidla pokrývají třídy 2b až 8 [4]. Třída 2b zahrnuje zejména větší pickupy a dodávky. Třída 8 je pak tvořena převážně kombinovanými tahači s návěsy, které představují nejtěžší vozy na silnici.

Lehký užitkový sektor může často z důvodů efektivity využití vozidla požadovat vyšší maximální dojezdy s minimální dobou doplňování paliva. Nicméně zatímco o využití palivových článků v lehkém užitkovém sektoru se diskutuje již dlouho, střední a těžký sektor užitkových vozidel začal přitahovat pozornost teprve nedávno. To je způsobeno zejména škálovatelností palivových článků, a tak dosažením požadovaného výkonu s nižší přídatnou hmotností než v případě lithium-iontových baterií. Oproti oblasti lehkých užitkových vozidel, je zde mnohem vyšší požadavek na životnost a větší rozmanitost provozních podmínek [5]. Obzvláště se zkoumají aplikace, kde je potřeba vysokého výkonu a snížení emisí s dobře definovatelnými trasami.

Pro úspěšné prosazení nákladních těžkých vozidel s palivovými články je nutno zajistit splnění několika podmínek, které jsou dále specifikovány v 2.2. Tyto podmínky zahrnují energetický systém s výkonem nejméně 300 kW, více než 60% účinností pohonu, životností do 30000 hodin a schopností vozidla ujet nejméně 1000 km [6]. Aktuální rozsah výkonů palivových článků se pohybuje mezi 80 a 120 kW, a jejich životnost dosahuje pouze 8000 až 10000 hodin [7]. Znamená to tedy, že pro skutečný průlom palivových článků při proměnlivých provozních podmínkách těžkých nákladních vozidel, je potřeba dalšího vývoje, a to zejména v oblastech zvýšení výkonu, životnosti, adaptability k provozním podmínkám a mírnění mechanismu degradace výkonu. Pro zajištění dlouhých dojezdů je nutné se také zaměřit na skladování vodíku – zvýšit tlak, kapacitu a vyvinout pokročilejší technologii skladování.

2.1 CHARAKTERISTIKY POUŽITÍ FC V SEKTORU UŽITKOVÝCH VOZIDEL

Jak již bylo uvedeno výše, vzhledem ke své charakteristice jsou bateriová elektrická vozidla vhodná spíše pro lehké aplikace a kratší dojezdy. V případě těžkých vozidel a delších dojezdů se zdá být výhodnější použití elektrické pohonné jednotky doplněné o palivové články. Jako nejslibnější možnost se prozatím ukazuje kombinace systému palivových článků a středně velké baterie.

V případě použití elektromobilů na trhu užitkových vozidel, je potřeba posoudit splnění několika technických, ekonomických a provozních kritérií. V potaz se bere jmenovité užitečné zatížení, výkon vozidla, pracovní cyklus, infrastruktura, spolehlivost a celkové náklady – pořizovací a údržbové [8]. Co se týká užitečného zatížení, u bateriových vozidel je tento požadavek výrazně ovlivněn hmotností baterie. V případě použití pro městské doručovací služby ovšem tento parametr není stěžejním, nicméně výrazně ovlivňuje dynamiku vozidla, jeho spotřebu a dimenzování komponentů hnacího ústrojí [9]. Oproti bateriovým elektrickým vozidlům je technologie palivových článků upřednostňována pro nižší hmotnost, prostor pro uskladnění a kratší proces tankování paliva [10].

Ve srovnání s lithium-iontovou baterií má vodík vyšší hustotu skladování energie uložené na jednotku hmotnosti a objemu, tzn. má vyšší flexibilitu pohonných systémů díky vyšším dojezdovým vzdálenostem [10]. Hustota energie ve vodíkovém systému je v nejlepším případě $1,5 \text{ kWh} \cdot \text{kg}^{-1}$, pro srovnání – typická hodnota pro Li-ion baterie je nejvýše $0,3 \text{ kWh} \cdot \text{kg}^{-1}$ [9].

Přibližně 30 % elektrické energie u konvenčních elektrických vozidel je spotřebováno na topení, ventilaci nebo klimatizaci [11]. Co se týká pohonů, využívající palivových článků, zde je odpadní teplo ze zásobníku snadno dostupné, a zajišťuje tak provoz v chladném klimatu bez omezení účinnosti nebo dojezdu. Dalším, neméně důležitým parametrem pro srovnání bateriových elektrických vozidel a vozidel na palivové články jsou údržba a spolehlivost. Technologie palivových článků bude vyžadovat potenciálně nižší náklady na údržbu a náhradní díly než diesellová vozidla [9]. Nicméně u bateriových vozidel jsou problémy s životností, samovybíjením a výkony v extrémních klimatických podmínkách.

Nelze opomenout i infrastrukturu pro doplňování paliva. Bateriové elektrické dodávky vyžadují plánování trasy s ohledem na omezené možnosti dojezdu a delší dobu doplňování paliva. Infrastruktura vodíkových čerpacích stanic v podstatě neexistuje. Organizace Fuel Cell

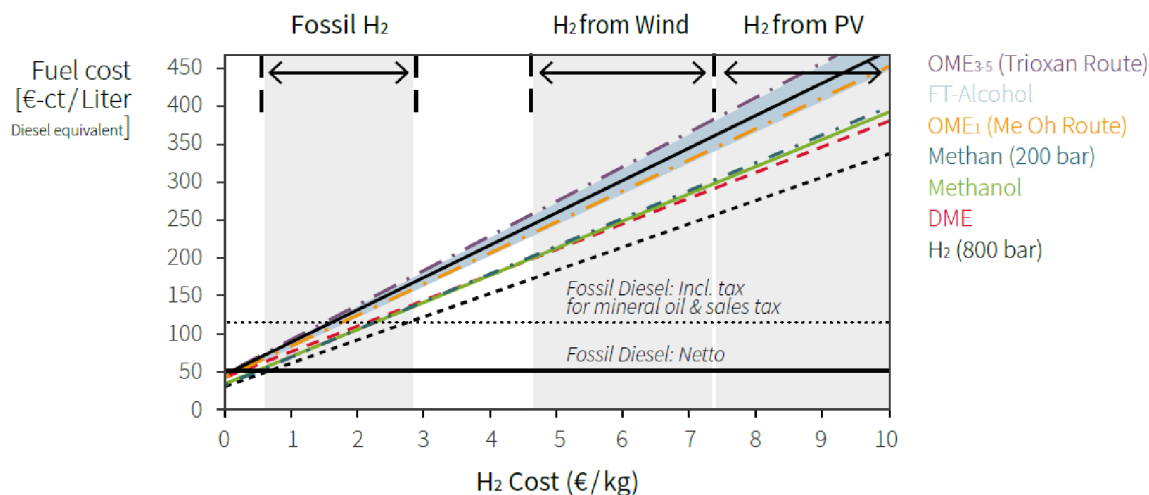
Hydrogen Observatory (FCHO) ve svém reportu za rok 2021 [12] uvádí, že růst vodíkové infrastruktury se v roce 2020 výrazně zpomalil kvůli dopadům pandemie COVID-19. Celkový počet vodíkových stanic v Evropě na konci roku 2020 dosahuje hodnoty 162. Do celkového počtu jsou ovšem zahrnuty i stanice, které jsou teprve ve fázi výstavby. Vedoucím státem v počtu vodíkových stanic je Německo. Jenom tam je v provozu, resp. ve fázi výstavby 93 vodíkových stanic. Nicméně v případě, že by vodíková infrastruktura byla na přijatelné úrovni, doba doplnění vodíku do elektrického užitkového vozidla s palivovými články je srovnatelná s vozidlem se vznětovým motorem [13].

Jednou z hlavních výzev pro technologii palivových článků je nákladnost jejich výroby. Zatímco náklady na baterie pro bateriová elektrická vozidla zůstávají téměř stejné, u vozidel na palivové články dochází k poklesu s každou generací a měřítkem použití této technologie [10]. V reálu to pak znamená, že BEV jsou výhodnější v případě vozu s krátkým dojezdem (v městském prostředí), kdežto pro energeticky náročnější využití je výhodnější použití technologie palivových článků [10].

Jak BEV, tak i FCEV jsou vozidla s lokálně nulovými emisemi, nelze ovšem zanedbávat emise během výroby vozidla, jeho údržby a následné likvidace. Bateriová vozidla mají díky vyšší účinnosti „od zdroje ke kolu“ lepší environmentální profil, ovšem při zahrnutí do obecného hodnocení i fázi skladování a distribuce paliva, situace vozidel s palivovými články se výrazně zlepšil [14].

2.2 POŽADAVKY KLADENÉ NA VODÍKOVÝ POHON

Požadavky na zásobníky palivových článků pro užitková vozidla se výrazně liší od požadavků kladených na osobní automobily. V oblasti užitkových vozidel jsou hlavním identifikátorem určujícím vhodnost použití pohonného ústrojí celkové náklady na vlastnictví [3]. Ve své podstatě celkové náklady na vlastnictví zahrnují nejenom cenu vozidla a jeho prodejní hodnotu, ale také i provozní náklady. Pod pojmem provozní náklady rozumíme i ceny pohonných hmot, které jsou v dnešní době pro vodík nejisté. Cena vodíkového paliva se velmi odvíjí od energetického zdroje, výrobního procesu a zdanění. Porovnání nákladů na vodík, naftu a několik dalších E-paliv lze vidět na obr. 2. Většina současného vodíku je vyráběna pomocí parní reformace (fosilní vodík), jehož náklady jsou poměrně nízké. Nicméně pro výrobu „zeleného“ vodíků, jenž se vyrábí pomocí elektrolýzy, se využívá energie z obnovitelných zdrojů, a to zejména energie ze solárních a větrných elektráren. Dle použitého zdroje se odvíjí i výsledné náklady, které jsou vyšší v případě využití energie z fotovoltaiky a dosahují až deseti euro za kilogram vodíku. Náklady na zmíněná E-paliva jsou lineárně závislé na vodíkových nákladech, jelikož většina z nich pro svoji produkci vyžadují již zmíněný vodík.



Obr. 2 Náklady na vodík v závislosti na zdroji energie a použitém procesu [3]

Různé skupiny užitkových vozidel vyžadují různé výkony systému palivových článků v rozsahu od 30 až po více než 200 kW [15]. V literatuře se požadované rozsahy výkonových parametru velmi liší v závislosti na třídě použitého vozidla, koncepci hnacího ústrojí a účelu jeho použití. Například v článku [16] byl analyzován 400km jízdní cyklus, který byl sestaven z částí standardizovaného cyklu HHDDT Cruise Mode, jenž zahrnuje jak jízdu maximální rychlosti po dálnici, tak i jízdu mimo dálnici. Z této analýzy vyplývá, že při základním energetickém zatížení, maximálně 85,3 kWh, což odpovídá 26t nákladnímu vozidlu, je pro hybridní těžké nákladní vozidlo dostačující zásobník palivových článků s maximálním výkonem 100 kW. Na druhou stranu dle [7] je pro zajištění výkonových požadavků těžkých užitkových vozidel potřeba palivového článku o výkonu alespoň 300 kW.

Výkonové rozsahy lze zajistit, buď pomocí nasazení několika identických systémů nebo možností škálování na úrovni zásobníku a systému. První možností je vytvoření systému, který je dokonale uzpůsobený maximálnímu výkonu pomocí dimenzování pomocných zařízení a druhou možností je zvýšení počtu kompresorů v systému. Obě možnosti mají své výhody a nevýhody. Použití komponentů stejného typu snižuje náklady na jejich vývoj, ovšem zvyšuje náklady na systémové komponenty z důvodu jejich vícenásobného použití.

Specifickými požadavky jsou také vysoká odolnost sady i jednotlivých komponentů systému. Podstatný je požadavek na životnost, který je pro lehká užitková vozidla s palivovými články nastaven na 6000 provozních hodin, zatímco u těžkých nákladních vozidel je tento požadavek nejméně pětkrát vyšší [17]. Toho lze docílit použitím materiálu, který se vyvíjí speciálně pro aplikaci v užitkových vozidlech.

V případě vozidel přepravní služby je také vždy projednávána jejich vysoká spolehlivost [18]. Nákladní automobily s technologií FC musí vykazovat stejnou spolehlivost, jako vozidla s konvenčním spalovacím motorem. Nedostatečná spolehlivost by v tomto případě znamenala dodatečné náklady na náhradní vozidla a další rizika vedoucí např. ke ztrátě zákazníka. Je tedy nutné zajistit dostatečnou servisní síť. Nicméně, z rozhovorů s odborníky, pracujícími

na projektech vodíkových autobusů, vyplývá, že spolehlivost těchto autobusů je velmi vysoká a prostoje byly způsobeny spíše obecnými problémy v dopravě, které nesouvisí s použitím technologie FC [18]. Umístění, dimenzování a technické řešení vodíkových čerpacích stanic pro nákladní vozidla musí být však stále koordinováno s plánováním tras a předpisy o přestávkách vozidel. Dochází tak k přísnému nastavování podmínek pro doplňování paliva nákladních vozidel.

Skutečnou výzvou pro vývoj palivových článků v segmentu užitkových vozidel je zejména skladování uspokojivého množství vodíku [18]. Se zvyšující se hmotnostní třídou dochází ke zvýšení velikosti, resp. objemu použité vodíkové nádrže. Existují také potíže s integrací nádrží do vozidla v závislosti na jeho využití, tzn. zda je dosažený dojezd pro využití v daném odvětví dostatečný. Kast a kol. [19] zkoumali proveditelnost vodíkového pohonu s ohledem na fyzický prostor uvnitř středně těžkých a těžkých nákladních vozidel. V článku uvedli, že většina středně těžkých a těžkých nákladních vozidel má dostatečný prostor pro skladování paliva pod bočními kolejnicemi, za kabinou a pod podvozkem. Všechna testovaná vozidla jsou schopna splnit požadavky na denní dojezd použitím dvou zásobníků na vodík. Menší vozidla vyžadovala 700bar skladování a měla kratší maximální dojezd. Velikost prostoru pro uskladnění vodíku u větších nákladních vozidel zaručuje výhodnější postavení pro delší trasy. Nicméně v segmentu těžkých nákladních vozidel je potřeba použití větších palivových nádrží, což vede ke zvýšení ztrát užitečného zatížení. S největší pravděpodobností bude maximální výkon, poskytovaný systémem palivových článků, limitován na 200 až 240 kW. Chybějící výkon bude v případě hybridních vozidel dodáván z baterie.

Typický dojezd těžkých nákladních vozidel s palivovými články by měl dosáhnout 800–1600 km, a to s použitím dvou vodíkových nádrží o kapacitě 40–60 kg při tlaku 350 bar [19]. Zatímco protokol doplňování paliva u lehkého užitkového vozidla omezuje rychlost tankování na $60 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, u těžkých nákladních vozidel je tato hodnota nastavená na $120 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ [20].

2.3 AKTUÁLNÍ STAV VÝVOJE UŽITKOVÝCH VOZIDEL S TECHNOLOGIÍ FC

V této kapitole je provedený souhrn přístupu jednotlivých států k problematice vývoje užitkových vozidel s technologií palivových článků. Dále jsou také uvedeny největší aktuální projekty, které by mohly vést k získání praktických zkušeností pro usnadnění vývoje vodíkových užitkových vozů.

2.3.1 PŘÍSTUPY JEDNOTLIVÝCH STÁTŮ

Čína

Dle [18] zásadní otázkou pro čínský trh je, zda se vozidla s palivovými články vůbec dokážou na tomto trhu prosadit. Náklady na založení celostátní vodíkové infrastruktury jsou totiž považovány za příliš vysoké, proto zde dominuje zaměření na městské oblasti a metropolitní regiony. V tomto konkrétním případě jsou tedy technologie dodávány ze zahraničí, tudíž se neočekává, že Čína nebude průkopníkem v oblasti užitkových vozidel.

Německo

Německému trhu je obecně připisován vysoký potenciál, a to z důvodu vynikající pozice automobilového průmyslu [18]. Přenosem dosavadních znalostí ze sektoru automobilů a autobusů na užitková vozidla, by se Německo mohlo stát světovým lídrem v této oblasti. Nelze opomenout projekt H2 Mobility, který je největším provozovatelem vodíkových stanic na světě. H2 Mobility se zabývá poradenstvím, plánováním, výstavbou a kompletním provozem vodíkových stanic [21]. V případě dosažení cílů, stanovených v tomto projektu, by v Německu existovala solidní infrastruktura vodíkových stanic pro různá odvětví.

Japonsko

Patentové přihlášky v oblasti nákladních vozidel a autobusů s palivovými články dokumentují vedoucí postavení Japonska [18]. Hlavním cílem Japonska je získání globální konkurenční výhody v oblasti technologie palivových článků. Toyota Motor Corp. je jedním z lídrů v oblasti automobilů s palivovými články. Dceřiná společnost Hino Motors Ltd. má největší potenciál přenést dosavadní znalosti vodíkových automobilů a autobusů do výzkumu a vývoje nákladních vozidel.

USA

Na vedoucí pozici ve využívání palivových článků v USA se nachází Kalifornie, která z důvodu dlouhodobého boje za kvalitu ovzduší má největší počet palivových článků v provozu [18]. Zde je vývoj této technologie nejen propagován, ale do jisté míry i prosazován. Nákladní automobily kvůli svým vysokým emisím přitahují čím dál větší pozornost, a proto se Kalifornie zaměřuje na pilotní projekty vozidel s palivovými články na krátké, regionální a dálkové vzdálenosti, které by umožnily posoudit míru využitelnosti v různých oblastech.

Švýcarsko

46 těžkých nákladních vozidel na palivové články je od října 2020 v provozu u 25 švýcarských společností v oblasti distribuce, logistiky a dodávky do supermarketů [22]. Za 11 měsíců provozu snížila flotila, v porovnání s dieselovými vozidly, emise CO₂o víc než původně odhadovaných 630 tun [22].

2.3.2 AKTUÁLNÍ PROJEKTY

DHL

Německá doručovací společnost Deutsche Post DHL v rámci expresních služeb DHL Express začala testovat nákladní vozidlo s palivovými články jako prodlužovačem dojezdu [23]. Společnost Apple je prvním zákazníkem, který testuje dálkový nákladní vůz s denním dosahem přibližně 200 km v regionu Beneluxu. Cílem tohoto projektu je získání dat a praktických zkušeností k usnadnění vývoje těžkých vodíkových užitkových vozidel pro doručovací činnosti v různých regionech.

FedEx

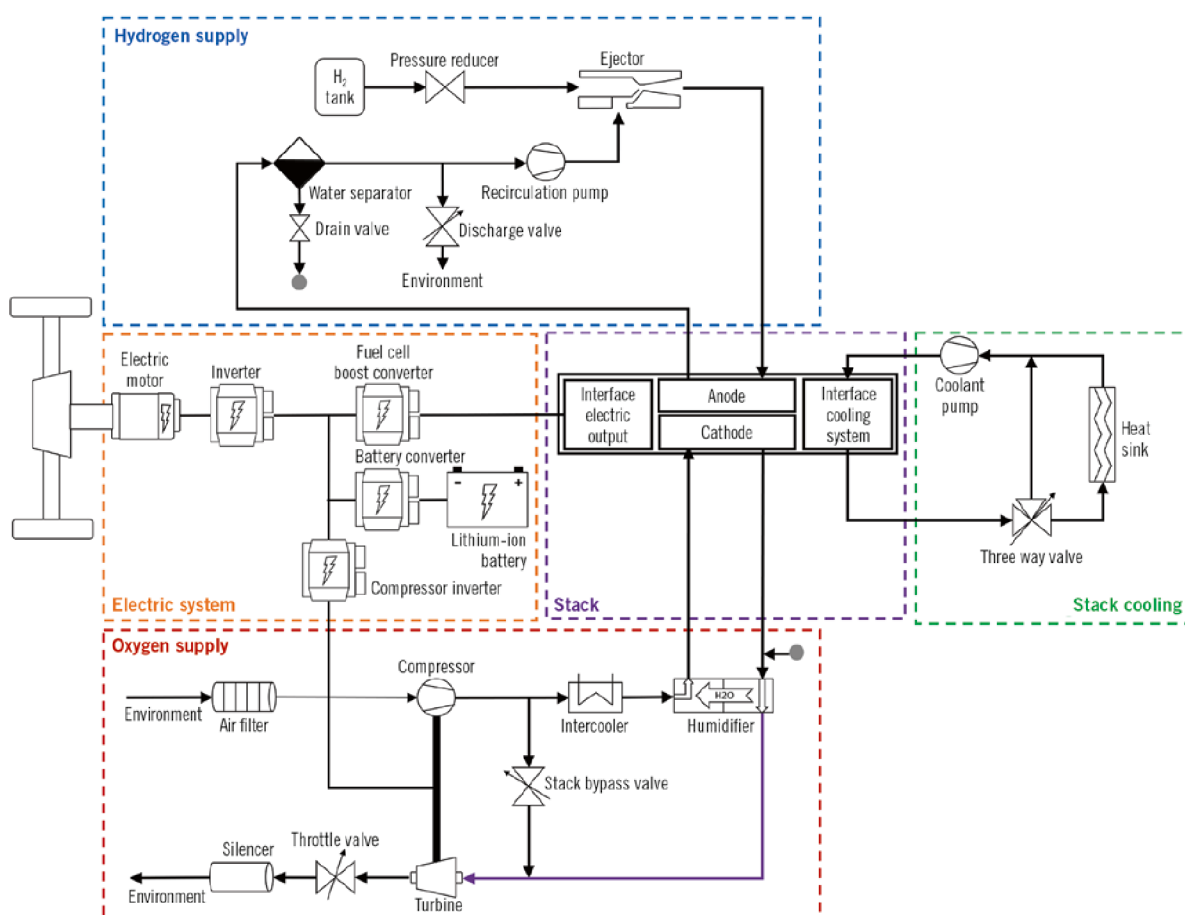
Společnost FedEx pracuje na dvou projektech vozidel s palivovými články [24]. Prvním je dodávka plně poháněná palivovými články, která doručuje balíky v oblasti Albany, NY. Cílem je získání dat a rozšíření stávajícího vozového parku na 20 vodíkových užitkových vozidel. Další projekt se týká letištních zavazadlových vozíků, které jsou nasazeny na letiště Memphis a Albany. Cílem je snížení emisí, zlepšení efektivity a testování spolehlivosti vozu s technologií palivových článků.

Anheuser-Busch

Anheuser-Busch od roku 2018 rezervuje stovky modelů bezemisních vozidel na vodíkový pohon společnosti Nikola a je tak jejím největším potenciálním kupcem [25]. Dvě nákladní vozidla Anheuser-Busch již testuje, ačkoli komerční výroba vodíkových vozidel Nikola ještě nezačala. Cílem je snaha společnosti Anheuser-Busch dosáhnout celé bezemisní flotily nákladních vozidel.

3 SYSTÉM PALIVOVÝCH ČLÁNKŮ

Systém palivových článků se skládá z několika subsystémů, jejichž umístění je zobrazeno na obr. 3: samotný zásobník palivových článků, dodávka vodíku, dodávka vzduchu, jednotka chlazení zásobníku, elektronický systém a řídicí jednotka [26]. Efektivita palivových článků je závislá na přívodu vzduchu a vodíku, hospodaření s vodou a teplem a regulaci tlaků a průtoků. Kapitola 3.1 se zaměřuje na typy palivových článků, používaných v automobilovém průmyslu, kapitoly 3.2-3.7 dále pojednávají o jednotlivých subsystémech PEM palivových článků.



Obr. 3 Uspořádání systému palivových článků, který obsahuje jednotlivé subsystémy – samotný zásobník palivových článků, dodávka vodíku, dodávka vzduchu, chlazení zásobníku, elektronický systém a řídicí jednotka [26]

3.1 TYPY PALIVOVÝCH ČLÁNKŮ POUŽÍVANÝCH PRO AUTOMOBILNÍ PRŮMYSL

Existují různé druhy palivových článků v závislosti na použitém elektrolytu. Jednotlivé druhy lze dále členit dle provozních podmínek, materiálu a použitého paliva. Rozmanitost palivových článků způsobuje velmi různorodou aplikovatelnost, což je výhodná vlastnost pro použití v sektoru užitkových vozidel.

V automobilovém průmyslu se nejčastěji využívá palivový článek s polymerní elektrolytovou membránou (PEM). Jeho účinnost se pohybuje kolem 50 až 70 % a klesá s rostoucím zatížením [26]. V tomto systému je palivem vodík, oxidačním činidlem – kyslík a elektrolytem je pak proton vodivý polymer. Velký pokrok směrem k automobilnímu odvětví lze pozorovat i u palivových článků s pevným oxidem. Tyto palivové články využívají elektrolyty z pevných oxidů kovů.

3.1.1 PALIVOVÉ ČLÁNKY S POLYMERNÍ ELEKTROLYTICKOU MEMBRÁNOU

Palivové články s polymerní elektrolytickou membránou (PEMFC) používají jako elektrolyt tenkou vodivou protonovou membránu, která zajišťuje odolnost proti korozi a zvyšuje životnost palivového článku [27]. Z důvodu nízkých pracovních teplot, které dovolují okamžitou změnu výkonu, jsou tyto palivové články vyvíjeny především pro pohon vozidel.

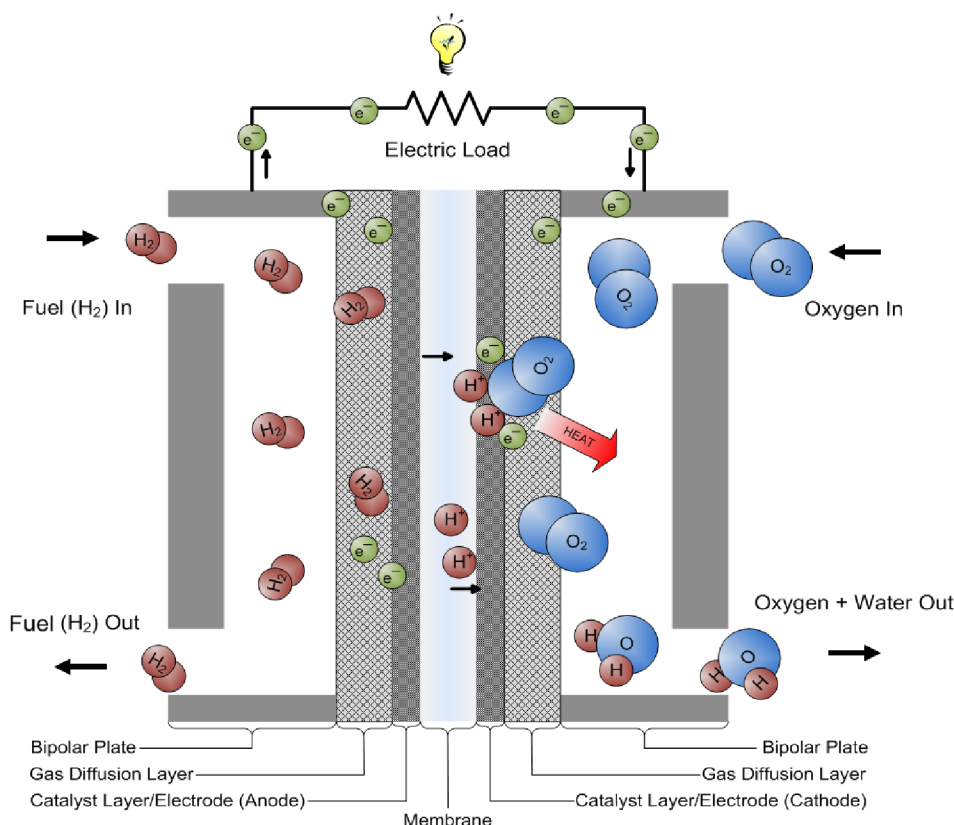
Základem palivového článku PEM (obr. 4) je sestava membránových elektrod (MEA) mezi bipolárními deskami, které jsou na obou koncích obklopeny deskami sběrače proudu [28]. MEA se skládá z membrán pro výměnu protonů, uložených mezi dvěma elektrodami – anodou a katodou. Vodík je přenesen na povrch katalyzátoru (anody), kde dojde k rozbití molekuly vodíku na proton a elektron. Chemická reakce na anodě je



Následně dochází k putování protonu na katodu přes elektrolytický materiál, který zabraňuje průchodu elektronů. Elektron si tak musí najít jinou cestu ke katodě, k čemuž využije vnější obvod, kde dochází ke vzniku elektřiny. Vedení elektrického proudu přes zátěž od koncové anody tak umožňuje výrobu elektrické energie. Na elektrodách dochází k výrobě elektrické energie v důsledku elektrochemické reakce a to vždy, když je dodáván vodík a vzduch. Při reakci protonů, elektronů a kyslíku na katodě palivového článku vzniká pouze voda, jež se uvolňuje do atmosféry. Chemická reakce na straně katody je popsána níže.



Pevný polymerní elektrolyt je složen z proton vodivého polymeru, který je nepropustný pro plyn a elektrony, a který vede protony a udržuje průchod plynu a elektronový zkrat na minimum. Efektivní provoz pevného polymerního elektrolytu je omezen na teploty 80–90 °C [29]. Z důvodu relativně malého teplotního gradientu k okolní atmosféře vyžaduje systém PEMFC velké výměníky tepla [30]. Teoretická hodnota reverzibilního napětí naprázdno je 1,23 V [26]. Nicméně, tato hodnota není dosažitelná, a to z důvodu několika typů ztrát: energetické ztráty z důvodu rozbití chemických vazeb – aktivační energie, ztráty způsobené vnitřním odporem všech součástí (ohmické ztráty) a ztráty při vyšších proudech v článku zapříčiněné pomalým odstraňováním reakčních produktů. Napětí jednoho článku je v reálném systému kolem 0,6 V, proto pro dosažení vyššího výstupního napětí je potřeba více článků, jež jsou zapojeny sériově a tvoří tak zásobník [26]. Jak již bylo zmíněno výše, existují různé typy standardních zásobníků používaných v průmyslu. Jejich aktuální rozsah se pohybuje mezi 80 a 120 kW [7]. Zapojení probíhá spojením katody jednoho článku k anodě druhého článku. FC má maximální účinnost v oblasti částečného zatížení.



Obr. 4 Schématické znázornění PEM palivového článku, jenž se skládá z membrán pro výměnu protonů, uložených mezi dvěma elektrodami – anodou a katodou, vložených do bipolarálních desek, které jsou na obou koncích obklopeny deskami sběrače proudu [65]

Na rozhraní s elektrolytem se nachází elektrody. Chemické reakce probíhají v místě, kde se spojuje katalyzátor, elektrolyt a reaktant. Pro dosažení vyšší proudové hustoty je nutno maximalizovat oblast, kde dochází k reakcím. Elektrolyt a elektroda jsou uzavřeni dvěma plynovými difuzními vrstvami [26]. Každý článek je pak obklopen dvěma bipolarálními deskami a svazek článků pak dvěma koncovými deskami. Systém přívodu vzduchu na katodu je ústředním systémem pro zajištění optimální účinnosti a hustoty výkonu systému palivových článků PEM [31]. V praxi to znamená, že pokud dojde ke zvýšení provozního tlaku nebo hmotnostního průtoku katody, zvýší se také koncentrace kyslíku v palivovém článku a sníží se reakční ztráty. Přepřívání taktéž podporuje hospodaření s vodou v palivovém článku.

Typ kompresoru pro palivové články PEM je velmi závislý na účelu využití vozidla. Kompresor pro dopravní využití potřebuje vysoký tlak s nízkým průtokem vzduchu. Pro aplikaci v oblastech PEM se jeví být nejvhodnějším použitím radiálního kompresoru, více o tom pojednává kapitola 3.4.2. K dosažení vysoké účinnosti PEM článku je nutné zajistit jeho dostatečné zvlhčování. V případech částečného zatížení může docházet k tomu, že vyprodukovaná voda v palivovém článku není dostačující k optimálnímu zvlhčení systému, proto je zde využíván membránový zvlhčovač, jež odstraňuje vodu z vlhkého vzduchu na výstupu ze zásobníku a přivádí ji ke vstupu.

V případě užitkových vozidel, kde se předpokládá provoz převážně při vysokém zatížení, je nutné správné dimenzování palivového zásobníku [31]. Při provozu v plném zatížení totiž dochází k velké spotřebě výkonu systému (nad 10 %) na pohon kompresoru. Aby se zabránilo

provozu při vysokých proudových hustotách je nutné použití větších zásobníků palivových článků.

3.1.2 PALIVOVÉ ČLÁNKY S PEVNÝM OXIDEM

Palivové články s pevným oxidem (SOFC) využívají elektrolyty z pevných oxidů kovů, zejména yttriem stabilizovaný oxid zirkoničitý. SOFC články pracují v rozsahu 600–1000 °C [32]. Tyto články jsou stále ve vývoji pro velké stacionární zařízení, nicméně největší pokrok lze vidět u malých přenosných článků pro automobilní průmysl.

SOFC článek se skládá ze dvou elektrod, mezi které je vložen elektrolyt. Molekuly vzduchu proudí podél katody, a když dojde ke kontaktu s rozhraním mezi katodou a elektrolytem, získají elektrony z katody. Ionty kyslíku následně difundují do elektrolytického materiálu a putují směrem k anodě. Při katalytické reakci na rozhraní mezi anodou a elektrolytem dochází ke vzniku vody, oxidu uhličitého, elektronů a tepla. Elektrony dále putují vnějším obvodem článku a dodávají elektrickou energii.

Hlavní výhodou článku SOFC jsou nízké náklady na použité materiály [32]. Vysoká provozní teplota zajišťuje vysokou účinnost výroby energie v kombinaci s minimálními emisemi skleníkových plynů a látek znečišťujících ovzduší. Vysoce kvalitní odpadní teplo umožňuje použití menších výměníků tepla a možnosti kogenerace k výrobě dodatečné energie [30]. Výhodou oproti PEM článku je absence systému hydratace, protože elektrolyt u článku SOFC je v pevném stavu a nevyžaduje tak jeho hydrataci. Na druhou stranu má jejich použití řadu nevýhod. Vysoká provozní teplota SOFC způsobuje přísné požadavky na odolnost, a tedy velmi omezuje výběr použitých materiálů a komplikuje proces výroby článků [32]. Důsledkem vysokých provozních teplot je také pomalejší start, který není vždy akceptovatelný [11].

Technologie palivových článků s polymerní elektrolytickou membránou má výhody použití v případě pohonného systému, zatímco palivové články s pevným oxidem jsou výhodnější jako prodlužovač dojezdu. Je to způsobené zejména menší kompaktností článků SOFC, kdy při stejném výkonu zásobník palivových článků s pevným oxidem je téměř 19krát těžší než zásobník PEM článků [33].

Při použití palivových článků typu SOFC je nejefektivnější metodou použití kompresoru spojeného s E-turbem, a to za účelem rekuperace energie [34]. Při tomto konceptu lze uvažovat o různém umístění prvků systému dodávky vzduchu. V případě uložení zásobníku před turbínou (tlakový cyklus), tlak vzduchu vstupujícího do zásobníku bude vyšší než okolní tlak [35]. V atmosférickém cyklu je zásobník palivových článků uložen za turbínou, tudíž zásobník pracuje v okolním tlaku [26]. Tento typ cyklu je jednodušší a spolehlivější. Na druhou stranu lze předpokládat, že se zvyšujícím se tlakem roste účinnost palivového článku SOFC, tzn. že vyšší elektrickou účinnost bude vykazovat tlakový cyklus. Důležitým parametrem pro volbu umístění prvků jsou tedy požadavky na parametry vozidel. Pro vůz, jenž vyžaduje vysokou elektrickou účinnost, je vhodnější použití tlakového cyklu, zatímco

pro vozidlo, v němž se klade důraz na spolehlivost, je vhodné využít výhod atmosférického cyklu.

3.2 ZÁSOBNÍK PALIVOVÝCH ČLÁNKŮ

Sestava palivových článků se nazývá zásobníkem. Zde je několik jednotek palivových článků uspořádáno do sady tak, aby zajistily požadavek na napětí a výkon pro jednotlivé aplikace [26]. Subsystem zásobníku obsahuje samotný zásobník palivových článků, již je navržen tak, aby došlo ke vhodnému propojení s ostatními subsystemy.

Výsledný výkon systému palivových článků je funkcí proudu, který je odebírán ze zásobníku, a výsledného napětí. Napětí zásobníku je dále závislé na proudu, teplotě palivových článků, vlhkosti membrány a parciálních tlacích reaktantů uvnitř každého článku. Jelikož se zásobník palivových článků skládá z více palivových článků, které jsou zapojeny sériově, výsledný proud zásobníku je tedy roven proudu jednoho článku, zatímco výsledné napětí je dáno součtem napětí jednotlivých článků. Proudová hustota se stanoví jako proud zásobníku na jednotku aktivní plochy [36].

$$i = \frac{I_{st}}{A_{fc}}, \quad (3)$$

kde i je proudová hustota, I_{st} je proud zásobníku a A_{fc} je aktivní plocha palivového článku.

Hodnota provozního napětí palivového článku je dána kombinací fyzikálních a empirických vztahů a lze ji určit z [36]

$$V_{fc} = E - \Delta V_{ohm} - \Delta V_{act} - \Delta V_{conc}, \quad (4)$$

kde E je napětí naprázdno, ΔV_{ohm} , ΔV_{act} a ΔV_{conc} jsou ohmické, aktivační a koncentrační přepětí, která reprezentují ztráty v důsledku fyzikálních a chemických procesů probíhajících v palivovém článku. Napětí naprázdno se určí z energetické bilance mezi reaktanty a produkty.

Grafické znázornění jednotlivých ztrát v systému je zobrazeno na obr. 5.

Aktivační přepětí vzniká v důsledku rozbití a vytvoření chemických vazeb na katodě a anodě při přesunu elektronů. Aktivační přepětí je definováno Tafelovou rovnicí, která určuje závislost mezi přepětím a proudovou hustotou [36].

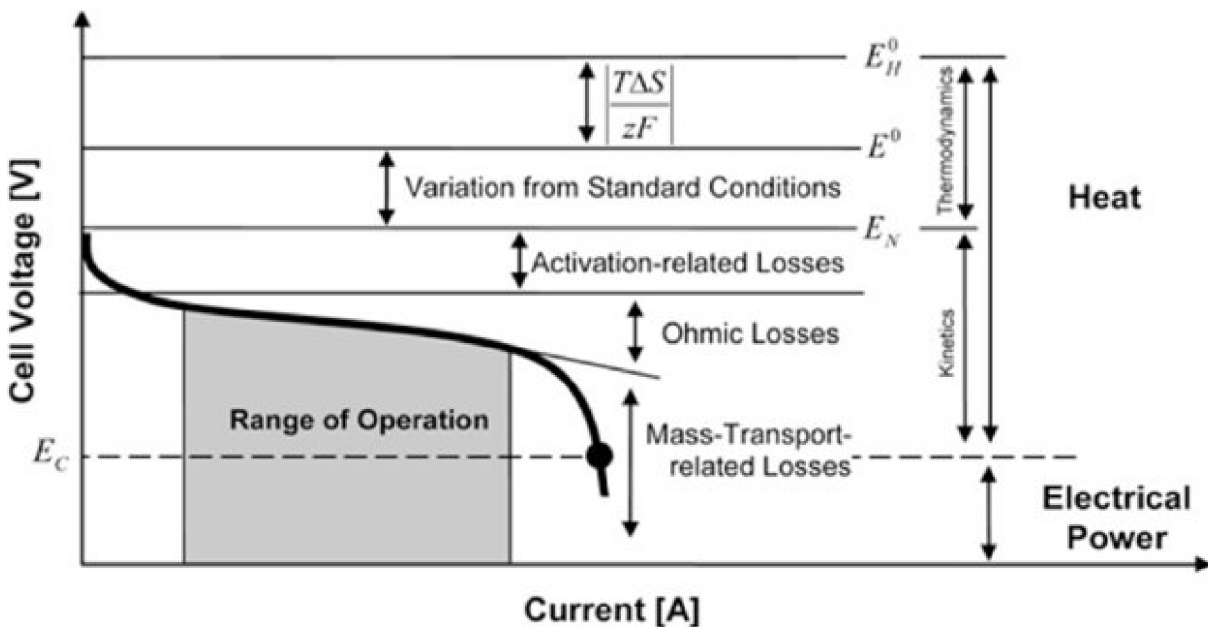
$$V_{act} = V_0 + V_a(1 - e^{-c_1 i}), \quad (5)$$

kde i je proudová hustota a hodnoty koeficientů V_0 , V_a a c_1 se určí pomocí nelineární regrese z experimentálních dat.

Polymerní membrána, elektrody a kolektorové desky působí proti přenosu částic, což způsobuje vznik ohmického přepětí, které se určí dle vztahu [36]

$$V_{ohm} = iR_{ohm}, \quad (6)$$

kde i je proudová hustota a R_{ohm} je odpor, jenž je závislý na vlhkosti membrány a teplotě článku.



Obr. 5 Provozní napětí palivového článku je dáno napětím naprázdno sníženým o ohmické, aktivizační a koncentrační přepětí, která reprezentují ztráty v důsledku fyzikálních a chemických procesů [63]

Koncentrační přepětí je pak dáno provozem při vysokých proudových hustotách, kdy může docházet k významným poklesům koncentrací reaktantů [36].

$$V_{\text{conc}} = i \left(c_2 \frac{i}{i_{\text{max}}} \right)^{c_3}, \quad (7)$$

kde i je proudová hustota, c_2 , c_3 a i_{max} jsou konstanty, které jsou závislé na teplotě a parciálním tlaku a určují se empiricky.

Závislost mezi napětím a proudem je dána polarizační křivkou, udávající závislost napětí článku na proudové hustotě. Příklad polarizační křivky palivového článku typu PEM je zobrazen na obr. 6.

V průběhu odběru elektrického proudu ze zásobníku dochází ke spotřebování vodíku a kyslíku, jež se v důsledku chemické reakce přemění na vodu a teplo.

Výkon zásobníku palivových článků se určí dle [37]

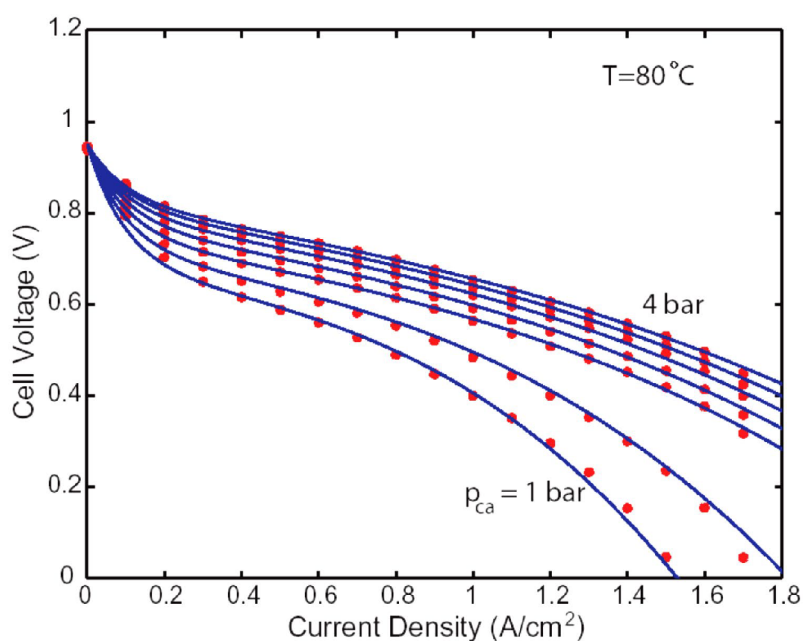
$$P_{\text{stack}} = V N_{\text{cell}} I, \quad (8)$$

kde V je napětí produkované jedním palivovým článkem, N_{cell} je počet článků, I je proudové zatížení.

Účinnost zásobníku dle [37]

$$\eta_{\text{stack}} = \frac{P_{\text{stack}}}{\dot{m}_{\text{H}_2} h_v}, \quad (9)$$

kde P_{stack} je výkon zásobníku, \dot{m}_{H_2} je hmotnostní průtok vodíku a h_v je výhřevnost vodíku, která se v závislosti od kondenzační energie vyprodukované vody pohybuje od $120 \text{ mJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ do $144 \text{ mJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. V literatuře se častěji využívá spodní hranice výhřevnosti, a to z důvodu jednoduššího srovnání se spalovacími motory.



Obr. 6 Polarizační křivka PEM palivového článku, udávající závislost napětí článku na proudové hustotě [36]

V současnosti jedním z globálních lídrů v technologii palivových článků je společnost Ballard Power Systems, která vyrábí i zásobníky určené pro výkonné pohony užitkových vozidel. Pro trh středně těžkých nákladních vozidel a autobusů v roce 2021 uvedli nejnovější motor FCmove-HD+ (100 kW), jenž je znázorněný na obr. 7 [38].

Tento modul je momentálně nejvýkonnějším a nejflexibilnějším motorem s palivovými články společnosti Ballard Power System, který umožňuje vysoký výkon v širokém spektru provozních podmínek. Tento modul využívá zásobníku palivových článků FCgen-LCS-M2, který zajišťuje výkon až do 96 kW a má životnost více než 25000 hodin [39].

Pro splnění požadavků těžkých nákladních vozidel pro dálkovou přepravu společnost Ballard Power Systems také uzavřela partnerství se společností MAHLE, v rámci kterého budou spolupracovat na vývoji budoucí platformy s výkonem od 180 až do 360 kW [38]. V tomto segmentu je nutný vývoj platformy, která se bude vyznačovat vysokou výkonovou hustotou v poměrně omezeném prostoru z důvodu maximalizace kapacity nákladu.



Obr. 7 Motor FCmove-HD+ (100 kW) společnosti Ballard Power System pro trh středně těžkých nákladních vozidel a autobusů [64]

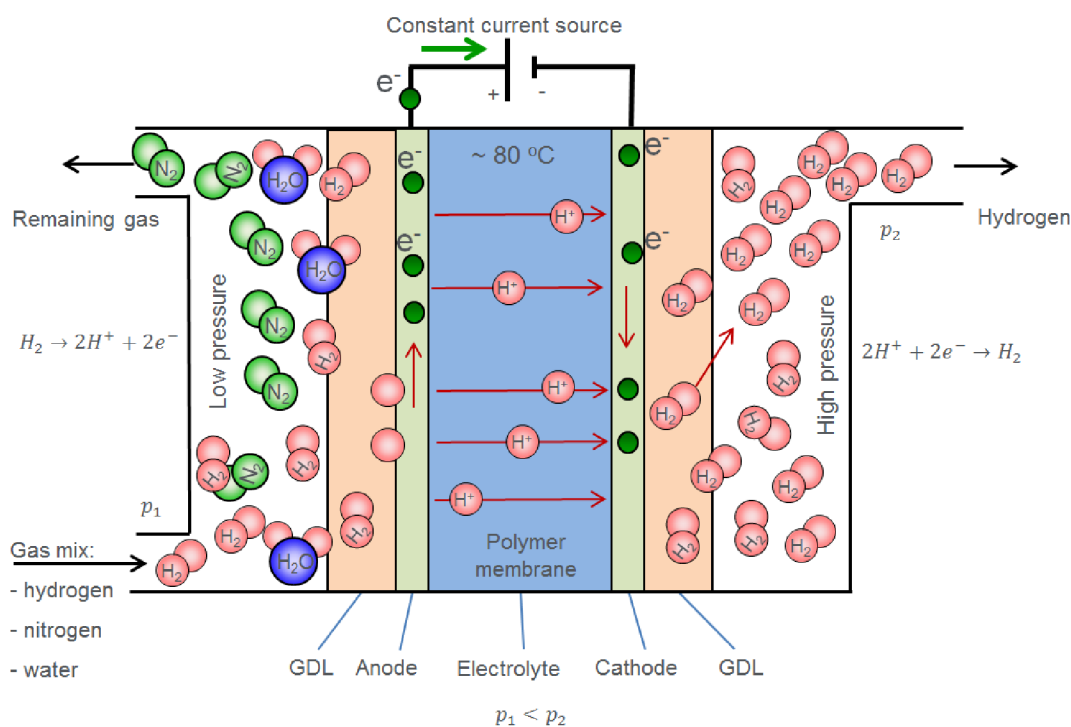
3.3 SUBSYSTÉM DODÁVKY VODÍKU

Pro splnění požadavků na dojezd vozidla musí být na palubě uloženo dostatečné množství vodíku. Vodík je ve vozidle skladován ve vodíkových nádržích. V dnešní době téměř všechna vodíková vozidla obsahují nádrže, ve kterých je vodík skladován v plynném skupenství pod tlakem 350 nebo 700 barů [4]. Systém dodávky vodíku dále obsahuje reduktor tlaku – řízený ventil, který na vstupní straně omezuje tlak na asi 15 barů [26]. Pro zajištění vysokého výkonu palivového článku se do zásobníku dodává více vodíku, než je potřeba pro uskutečnění chemické reakce.

Při prostupu dusíku přes membránu dochází k hromadění vodíku, dusíku a vodní páry a zabraňuje tak ideálnímu průběhu chemické reakce. Nerovnoměrnost chemické reakce má dále vliv na snížení výkonu zásobníku. K uvolnění plynu z anody, a tím odstranění dusíku ze systému, se používá vypouštěcí ventil. Při vypouštění plynu z anody také dochází ke ztrátě vodíku, a tím ke snížení účinnosti systému.

Pro zvýšení efektivity systému palivových článků se používá recirkulace anodových plynů. Dle [40] lze tvrdit, že s optimalizovanou strategií recirkulace lze dosáhnout velmi vysoké účinnosti využití paliva – až 99 %. Při recirkulaci proud nejprve prochází vodním separátorem, kde dojde ke shromáždění vody v kapalném stavu [26]. Přebytečné množství vody putuje vypouštěcím ventilem do zvlhčovače vzduchu a do systému dodávky kyslíku. Recirkulační průtok a rychlost tekutiny může být zvyšována pomocí recirkulačního kompresoru. Pro schopnost poskytovat vysoký tlak jsou v tomto systému nejčastěji používané objemové kompresory. Ke spojení průtoku na výstupní straně redukčního ventilu s průtokem na výstupu z kompresoru slouží ejektor.

K recirkulaci vodíku lze také použít elektrochemický kompresor (obr. 8) [41], který oproti klasickým mechanickým kompresorům poskytuje několik výhod. Těmi jsou zejména zvýšení efektivity palivového článku z důvodu čistoty recirkulovaného vodíku, vyšší účinnost elektrochemického kompresoru, nízké náklady na údržbu z důvodu absence pohyblivých částí a možnost přímé integrace do zásobníku palivových článků. Struktura elektrochemického kompresoru (nazývaného také vodíkové čerpadlo) je velmi podobná palivovému článku. Skládá se z katody, anody a polymerní elektrolytové membrány. Po přivedení elektrického potenciálu dochází k rozpadu vodíku na protony a elektrony a transportu protonů na katodovou stranu membrány. Zde dojde k jejich opětovnému spojení na vodík a je dosaženo zvýšení tlaku na katodové straně.



Obr. 8 Schéma elektrochemického kompresoru, používaného k recirkulaci vodíku, který se skládá z anody, katody a polymerní elektrolytové membrány [41]

3.4 SUBSYSTÉM DODÁVKY VZDUCHU

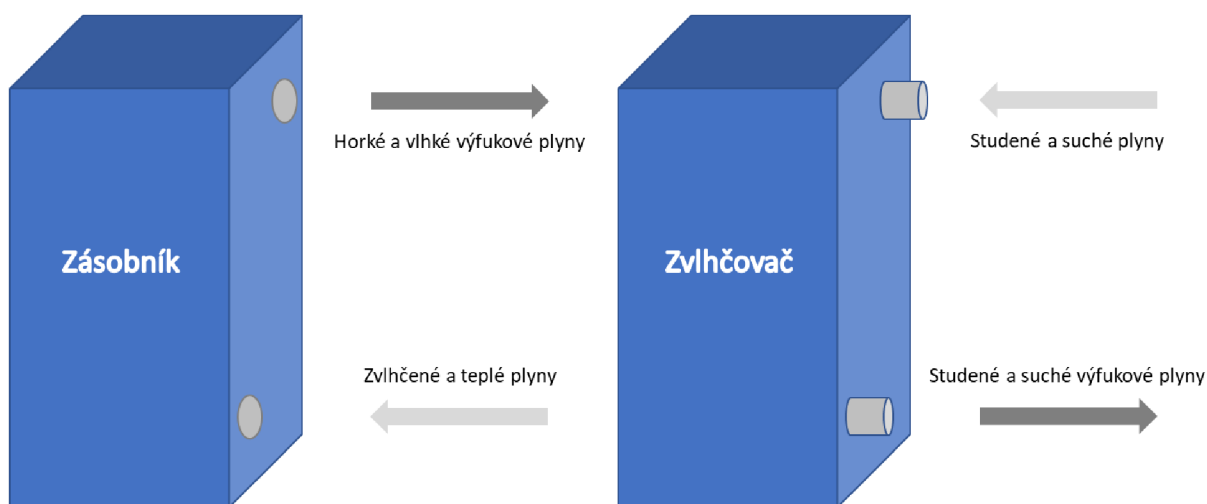
Hlavní funkcí systému dodávky vzduchu je zajištění dostatečného průtoku reakčních složek do systému – udržení požadovaného přebytku kyslíku [42]. Pro správnou funkci palivových článků, stabilitu a spolehlivost systému je potřeba zajistit větší průtok vzduchu než množství, které je potřebné pro průběh elektrochemické reakce. V případě nízkého přebytku vzduchu dochází k tzv. „hladovění kyslíkem“, který je pro palivový článek škodlivý. Při vysokém přebytku vzduchu vzniká proces „saturace kyslíkem“, kdy se výkon palivového článku zlepšuje a zároveň se zvyšuje i spotřeba energie vzduchového kompresoru a snižuje účinnost systému.

Jakékoliv částice nebo chemické látky mohou být škodlivé pro membránu palivového článku a jeho katalyzátor [43]. Důležitým prvkem systému dodávky kyslíku je proto vzduchový filtr,

který má za účel odfiltrvat z okolního vzduchu oxid uhelnatý, uhlovodíky, prachové částice, sloučeniny síry a jiné.

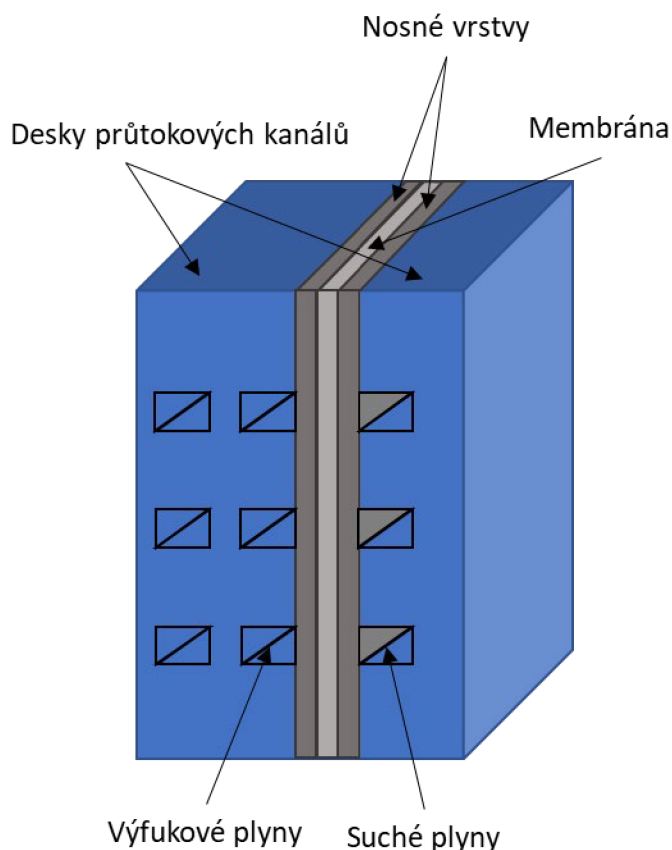
Jedním z kritických problémů pro systém palivových článků je řešení hospodaření s vodou. Z důvodu vysoké iontové vodivosti a trvanlivosti článku musí jeho membrána zůstat v hydratovaném stavu [44]. Pro zajištění optimálního výkonu palivových článků je nutné udržení správné vlhkosti jejich membrány. V případě příliš nízké vlhkosti systému totiž dochází ke snížení protonové vodivosti a zvýšení odporových ztrát, které následně způsobí snížení výkonu zásobníku a snížení jeho životnosti v důsledku míst s vysokou teplotou [45]. Pokud je ovšem v membráně přebytek vody, dochází k procesu „zaplavení katody“, který způsobuje zhoršení transportu kyslíku kvůli ucpání kanálů, nosné vrstvy a elektrod [46]. Přebytek vody může zablokovat cestu pro přenos plynu a snížit tak výkon palivového článku a jeho životnost. U výstupu z mezichladiče se proto nachází zvlhčovač vzduchu, jehož funkcí je zajištění požadovaného obsahu vody v membráně díky difundaci proudu vody z vlhké strany na stranu suchou. Vlhkost membrány palivového článku je závislá na relativní vlhkosti na katodové a anodové straně. Cílem zvlhčovače vzduchu je udržet relativní vlhkost jednotlivých reaktantů takovým způsobem, aby se vlhkost na membráně blížila ke 100 %, aniž by došlo k zaplavení membrány.

Nejběžnějšími systémy zvlhčování jsou rozprašovací tryska, provzdušňování, entalpický a membránový zvlhčovač [47]. Z důvodu tepelných ztrát při odpařování ne vždy jsou první dva z nich schopné zajistit správný požadavek na relativní vlhkost membrány. Entalpický a membránové zvlhčovače fungují na podobném principu, kdy opětovně využívají teplo a vodní páru vzniklou při chemické reakci v palivovém článku k ohřevu a zvlhčení suchého vzduchu na vstupu do systému. Tento proces je znázorněn na obr. 9.



Obr. 9 Základní princip membránového zvlhčovače, který využívá teplo a vodní páru vzniklou při chemické reakci v palivovém článku k ohřevu a zvlhčení suchého vzduchu na vstupu

Pro automobilové aplikace se zdá být prozatím nejvhodnější a nejslibnější metoda membránového zvlhčovače [44]. Tento typ zvlhčovače má dobré výkonové parametry, nízkou hmotnost a jednoduchou konstrukci. Konstrukce membránového zvlhčovače je znázorněna na obr. 10. Mezi nosné vrstvy desek průtokových kanálů je vložena membrána, která slouží k výměně vlhkosti. Jednou kanálovou deskou proudí suchý vzduch a druhou – výfukové plyny vystupující z palivového článku. Zároveň také dochází k difundaci vody z vlhké strany membrány na stranu suchou. Výkon zvlhčovače je vysoce závislý na provozních parametrech (průtok, teplota a tlak), které by měly být zahrnuté v celkovém návrhu pro praktické použití.



Obr. 10 Vnitřní struktura membránového zvlhčovače – membrána pro výměnu vlhkosti je vložena mezi nosné vrstvy desek průtokových kanálů, kde z jedné strany proudí suchý vzduch a z druhé výfukové plyny vystupující z palivového článku

Jedním z hlavních parametrů, který ovlivňuje hustotu výkonu palivového článku, je jeho provozní tlak. Dle [48] je provozní tlak definován jako tlak, při kterém jsou reaktanty dodávány do zásobníku palivových článků. Vysoké provozní tlaky zlepšují výkon systému palivových článků, nicméně vysokotlaká zařízení spotřebovávají více energie než nízkotlaká dmychadla. Vysoký provozní tlak zlepšuje reakční rychlost zásobníku, a tím i jeho účinnost. Dále také zajišťuje průtok vzduchu ve všech malých konstrukčních kanálcích. Oproti nízkotlakému systému je schopen také udržovat stejné hodnoty napětí v článcích.

Vlastnosti systému dodávky vzduchu lze výrazně ovlivnit pomocí kompresoru, který zhušťuje hmotnostní tok již filtrovaného vzduchu [43]. Lze tak tedy zmenšit počet potřebných palivových článků a snížit tak hmotnost zásobníku [33]. Funkce kompresoru spočívá ve zvýšení tlaku tekutiny pomocí zmenšení jejího objemu a tím zvýšení její hustoty. Jak již

bylo uvedeno výše, kompresor zvyšuje výkon palivového článku, ale také zahrnuje dodatečné náklady na implementaci a energii, kterou spotřebovává, což způsobuje snížení účinnosti celkového systému. Výkon pro pohon kompresoru se odebírá z výkonu, který vzniká při chemické reakci v zásobníku palivových článků, což způsobuje snížení celkového výkonu soustavy. Kompresor je poháněn elektromotorem (primární zdroj energie) a turbínou (sekundární zdroj).

V případě, že kompresor dodává přebytečný hmotnostní tok vzduchu, otevře se obtokový ventil [43]. Dalším prvkem je mezichladič, který vzduch vcházející do systému ochlazuje [26]. Výstupní teplota ze subsystému dodávky kyslíku musí být ve shodě s teplotou zásobníku palivových článků. Aby nedocházelo ke kondenzaci vody uvnitř zásobníku, musí být výstupní teplota o něco nižší. V případě příliš nízké teploty proud vzduchu není nasycený a dochází k absorpci vody ze soustavy membránových elektrod (MEA) [43]. Množství kyslíku, nacházejícího se na katodě, reguluje škrtící klapka. Dále je v systému dodávky vzduchu také tlumič, který redukuje hluk výfukových plynů.

3.4.1 POŽADAVKY NA KOMPRESORY PRO PALIVOVÉ ČLÁNKY

Sériově vyráběné, běžně dostupné kompresory nelze přímo použít v případě pohonu palivových článků. Kompresory pro palivové články musí splňovat několik požadavků – v závislosti na zásobníku vysoký poměr mezi výstupním a vstupním tlakem; kompresor musí být bezolejový, protože olej je škodlivý pro membránu palivového článku; aby nedošlo k poškození membrány, tlakové vlny v kompresoru nesmí přesáhnout 100–200 mbarů; hmotnost a objem kompresoru by měli být co nejmenší [43].

Na rozdíl od spalovacího motoru, k pohonu kompresoru PEM palivového článku nelze využít turbodmychadla s realistickou izentropickou účinností. Je to způsobené nízkou provozní teplotou článků a nedostatečnou energií výfukových plynů (zbytkové plyny po spotřebování části kyslíku, vodní pára, kapalná voda a stopy vodíku). Proto je ve většině případů vzduchový kompresor poháněn elektromotorem [49]. Další odlišností od kompresorů určených pro spalovací motory je jejich hmotnostní průtok, který je v případě aplikace pro palivové články při stejném výkonu motoru mnohem menší. Při návrhu kompresoru je potřeba dbát na dodržení nižších konstrukčních otáček, a to kvůli omezené rychlosti otáčení motoru.

3.4.2 ZÁKLADNÍ TYPY KOMPRESORŮ A VHODNOST JEJICH POUŽITÍ

V systémech dodávky vzduchu do palivového článku lze využívat různé typy kompresorů, nejběžnějšími jsou objemové a odstředivé kompresory.

Nejjednodušším kompresorem je objemový kompresor bez vnitřní komprese – Rootsovo dmychadlo, který ke stlačování plynu využívá dvou nebo více rotačních pístů. Jedná se o kompresor, který je poměrně levný, má vyšší hustotu výkonu a funguje v širokém rozsahu průtoku. Nevýhodou je ovšem relativně nízká účinnost, malý tlakový poměr a potřeba většího tlumiče zvuku [26], proto je využíván pouze v případech nízkého tlakového poměru do 1,8 [50]. Je tak vhodný pouze pro palivové články, které fungují při nízkých tlacích.

Společnost Toyota je jediným výrobcem vozidel na palivové články, která využívá technologii Rootsového dmyhadla [26].

Objemové kompresory s vnitřní kompresí mají obecně vyšší účinnost než dmyhadla. Tento typ kompresoru používá stálý vnitřní tlakový poměr mezi maximálním a vstupním tlakem. Pro dosažení nejvyšší účinnosti by měl být přizpůsobený provoznímu tlaku, který se určí z mírně vyššího tlakového poměru, než je hodnota stálého vnitřního poměru [43]. Výstupní tlak u šroubových, rotačně lopatkových a spirálových kompresorů se proto musí co nejvíce přibližovat optimálnímu provoznímu tlaku palivového článku.

Jedním ze zástupců objemových kompresorů s vnitřní kompresí je šroubový Lysholmův kompresor. Lysholmův kompresor funguje na principu stlačování tekutiny v oblasti mezi dvěma konstrukčními šrouby v průběhu jejich otáčení. V případě aplikovatelnosti v oblasti palivových článků je nutné zajistit bezolejový styk, který jak již bylo uvedeno výše, je jedním z požadavků na kompresor. Proto se využívá konfigurace spojení dvou rotorů pomocí synchronizačního ozubeného kola, které zajišťuje jejich pohon. Výhodou Lysholmova kompresoru je velký rozsah kompresních poměrů až do osminásobku vstupního tlaku [50]. Ve srovnání s odstředivými kompresory jsou schopné pracovat při konstantním tlaku a vysoké účinnosti bez oblasti nestability v širokém rozsahu průtoků [43]. Další výhodou objemových kompresorů s vnitřní kompresí je také možnost zabudování zvlhčování do kompresního systému, což umožní kompaktní a účinnější provedení bez samostatného zvlhčovacího systému [43]. Velkou nevýhodou je však jeho nákladnost, která je způsobena výrobní přesností šroubových rotorů.

Pokud je rychlost otáčení velmi vysoká, tak je vhodné použití odstředivých kompresorů, které jsou velmi lehké a kompaktní. Nejvíce používaným typem kompresoru je odstředivý (radiální) kompresor. Jak již název napovídá, tento kompresor využívá odstředivých rychlostí na lopatkách pro stlačování vzduchu. Plyn je nasáván do oběžného kola rovnoběžně s osou rotace, odkud je vysokou rychlostí vytlačován do spirály, v níž dojde ke zvýšení tlaku vzduchu. Výhodou odstředivého kompresoru je levná výroba a vysoká účinnost v poměrně širokém rozsahu průtoků. Tento typ kompresorů má vysokou energetickou účinnost, ale pouze v omezeném rozsahu hmotnostních průtoků a tlaků [51]. Odstředivé kompresory nemohou pracovat při konstantním tlaku, a při nízkých hodnotách průtoku kompresor, s ohledem na mez pumpování, pracuje s nízkou účinností při poměrně nízkých tlacích [43]. Typicky nestabilní chování vykazují odstředivé kompresory při dosažení meze pumpování, meze přehlcení a zastavení kompresoru. Nový palivový článek Honda Clarity je vybaven dvoustupňovým radiálním kompresorem, již má o 50 % menší tlumič hluku než původní šroubový kompresor FCX Clarity [52].

V automobilovém průmyslu se také využívá turbokompresor, který má potenciál pro použití ve vozidlech s palivovými články. V oblasti osobních automobilů používá Daimler, General Motor and SAIC radiální kompresor jako součást elektricky asistovaného turbodmyhadla (E-turbo) [26]. Turbokompresor ve srovnání s objemovým kompresorem nabízí vysokou účinnost, spolehlivost a nízké náklady v lehkém kompaktním balení [53]. Při dosažení meze pumpování ovšem dojde k omezení provozního rozsahu turbokompresoru a dojde ke snížení jeho účinnosti a zvýšení spotřeby energie.

Celkově lze tedy říct, že výrobci vozidel považují radiální kompresory za nejvhodnější pro aplikaci ve vozidlech na palivové články. Je třeba ovšem poznamenat, že jak již bylo uvedeno v kapitole 3.4.1 na rozdíl od většiny automobilových kompresorů konvenčních

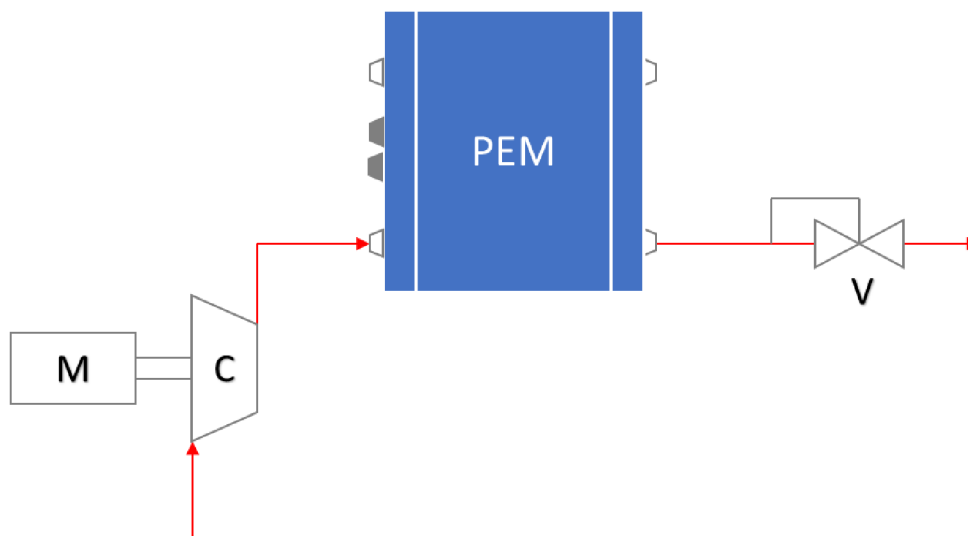
motorů, v systému palivových článků jsou kompresory poháněny elektromotorem. Dle zatížení zásobníku je řízena rychlost motoru, která řídí tlak a průtok plynu.

Dle [49] lze také tvrdit, že co se týká geometrických parametrů je výška lopatek často menší a průtoková dráha kompresoru delší a užší ve srovnání s kompresory pro spalovací motory. V automotive se z důvodu malého objemu a širokého provozního rozsahu nejčastěji používá odstředivý kompresor s bezlopatkovým difuzorem [54]. Absolutní rychlost proudění uvnitř bezlopatkového difuzoru se blíží tangenciálnímu směru, v důsledku čehož se značně zvětšuje vzdálenost proudění vzduchu. To způsobuje vysoké třecí ztráty a vznik zpětného toku. Aby se zabránilo ztrátě velkého množství energie, využívá se bezlopatkový difuzor krátké délky.

3.4.3 ZÁKLADNÍ TOPOLOGIE KOMPRESORŮ

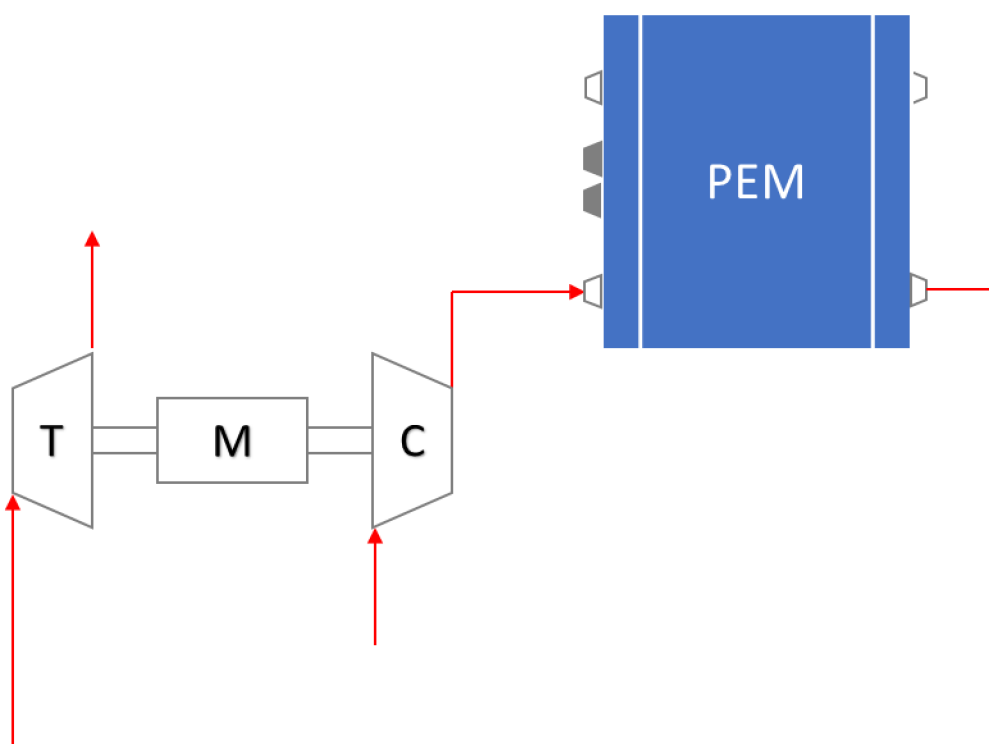
Lze rozlišit tři základní topologie kompresorů – jednoúrovňová komprese, kompresor-expandér (nebo turbína) a sériový zesilovač [43].

Jednostupňový kompresor (obr. 11) využívá řízeného ventilu na výstupu z katody pro regulaci tlaku a zabezpečení stálého kompresního poměru pro maximální účinnost [43]. V případě použití dmyhadla tento ventil není vyžadován.



Obr. 11 Schématické uspořádání jednostupňového kompresoru, který pro regulaci tlaku a zabezpečení stálého kompresního poměru pro maximální účinnost využívá řízeného ventilu na výstupu z katody

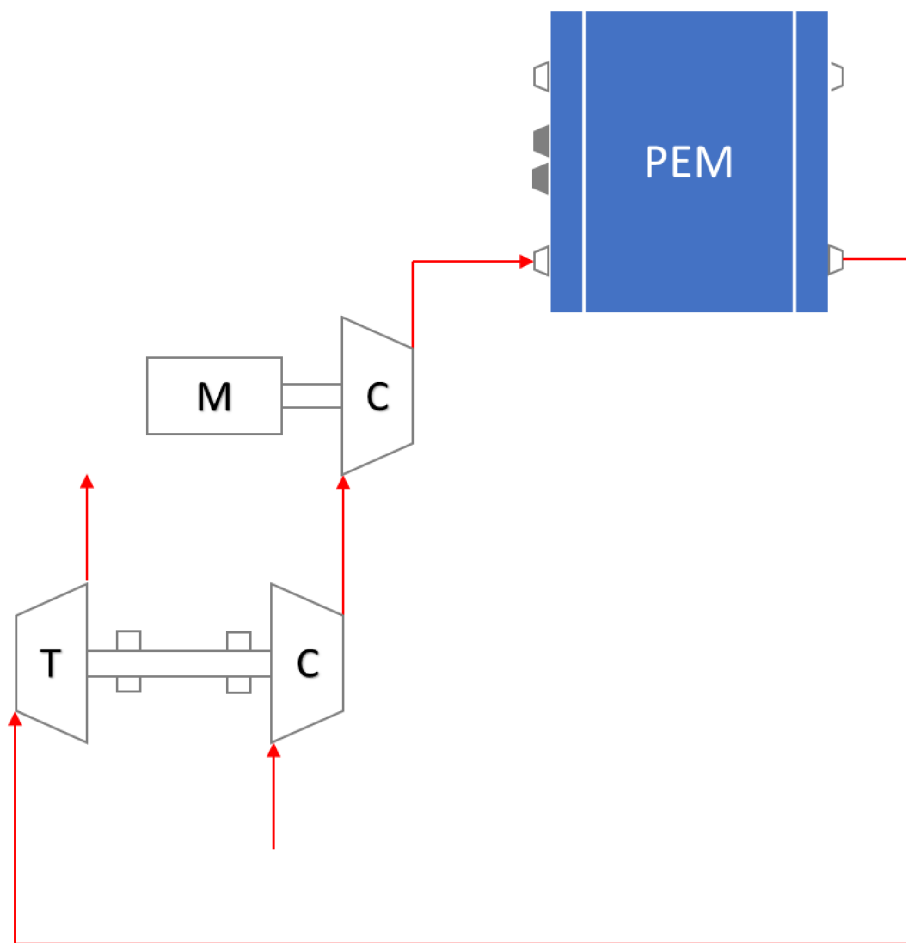
Použití kompresor-expandéru (obr. 12) zvyšuje složitost systému v architektuře a ovládání – rychlost kompresoru/expandéru, variabilní geometrie turbíny, což má za následek vyšší náklady a menší spolehlivost použití systému [43]. V případě použití kompresor-expandéru je nutné zvážit, zda v systému palivových článků bude reálně užitečný. Používá se zejména v systémech s palivovými články s pevným oxidem (SOFC), a z důvodu vysokých provozních teplot [50]. Expandér zde slouží ke kondenzaci části zvlhčovací páry a rekuperaci energie horkých výfukových plynů k výrobě dodatečného výkonu. Provozní teploty PEM palivových článků jsou i v případě použití expandérů stále velmi nízké pro reprodukci energie pro kompletní pohon kompresoru [55].



Obr. 12 Schématické uspořádání kompresor-expandéru, kde expandér slouží ke kondenzaci části zvlhčovací páry a rekuperaci energie horkých výfukových plynů k výrobě dodatečného výkonu

Sériový zesilovač, jenž je zobrazen na obr. 13, pracuje na obdobném principu jako kompresor-expandér – vysokorychlostní rotační lopatkový stroj je poháněn výfukovými plyny z katody a slouží k rekuperaci energie [43]. Cílem této topologie je zvýšení tlaku vzduchu na vstupu do palivového článku. Jelikož má sériový zesilovač ještě složitější architekturu než kompresor-expandér, platí pro něj i stejná negativa [43].

V systému palivových článků se nejčastěji používají elektricky poháněné turbodmychadlo (E-turbocharger) a elektrické přeplňování (jednostupňové nebo dvoustupňové). Ze článku [33] vyplývá, že zásobník palivových článků u vozidla vybaveného E-turbodmychadlem dosahuje vyššího výkonu a delšího maximálního dosahu. Na druhou stranu při téměř stejném výstupním výkonu je turbodmychadlo robustnější a těžší. Použitím elektrického přeplňování lze tedy získat kompaktní zařízení, které zlepší jízdní vlastnosti vozidla. Ovšem pro pohon dvoustupňového kompresoru je zapotřebí o 43 % vyššího výkonu než v případě přeplňování pomocí E-turba, což způsobuje nižší účinnost systému a nižší dojezd vozidla [33].



Obr. 13 Schématické uspořádání sériového zesilovače, využívajícího výfukových plynů z katody k rekuperaci energie a pohonu kompresoru.

3.5 SUBSYSTÉM CHLAZENÍ ZÁSOBNÍKU

Provozní teploty zásobníku musí být udržované ve správném rozmezí pro zajištění optimální elektrochemické reakce a udržení integrity vrstveného materiálu palivového článku. K dosažení vysoké účinnosti je potřeba zabránit vysychání membrány. Proto je nutné udržovat teplotu zásobníku na konstantní hodnotě. Vzduch vystupující z kompresoru má příliš vysoké teploty, je zde potřeba redukce teploty před vstupem do zásobníku. Odchylky od rovnoměrného rozložení teplot mohou způsobit změny v rychlostech reakce a ovlivnit kondenzaci a odpařování vody v reakčních plynech [29].

K dodávce chladicí kapaliny do zásobníku palivových článků se používá chladicí čerpadlo. Jako chladicí kapalina se používá směs vody a glykolu, již je uložen v jiné nádrži a dle potřeby přiváděn do systému [26]. Tok chladicí kapaliny na výstupu ze zásobníku je směřován do tepelné jímky nebo chladicího čerpadla pomocí řízeného třicestného ventilu. Používá se buď radiátor nebo tepelný výměník, a to v závislosti na požadavcích systému.

3.6 ELEKTRICKÝ SUBSYSTÉM

Většina vozidel na palivové články využívá také nízkokapacitní lithium-iontovou baterii pro dosažení vyšší účinnosti ve všech provozních bodech. Zde je nutno rozlišit několik režimů jízdy – v případě bez zatížení se baterie dobíjí při rekuperaci; při velmi nízkém zatížení je využívána energie pouze z baterie, a jestliže je zatížení nízké, využívá se pouze zásobník palivových článků; v případě vysokých zatížení se energie získává jak ze zásobníku, tak i baterie [26].

V elektrickém subsystému se používá spínaný měnič, který má za úkol zvýšit napětí na výstupu ze zásobníku a udržet jeho hodnotu téměř konstantní. K pohonu elektrického motoru se používá třífázové střídavé napětí, proto je nutné využití střídače, který převádí stejnosměrné napětí na střídavé. Rekuperovaná energie po cestě do baterie si musí projít také bateriovým měničem, který zajišťuje nižší vstupní stejnosměrné napětí pro stabilní přenos energie.

3.7 ŘÍDICÍ JEDNOTKA

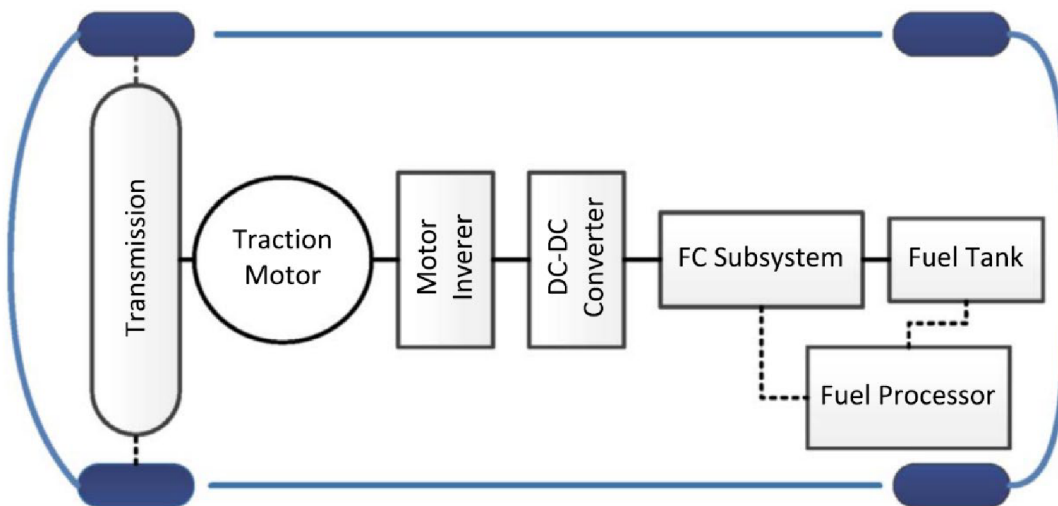
Ovládání, monitorování a regulace systému palivových článků se uskutečňuje za pomoci řídicí jednotky. Řídicí jednotka obsahuje algoritmy pro zajištění energetických výrobních procesů na vysoké úrovni ve všech provozních bodech. Je důležité zajistit správnou funkci systému za různých podmínek teploty, tlaku, vlhkosti a výkonových zatížení. Řídicí jednotka tak koordinuje všechny subsystémy ve vozidle. Zajišťuje přívod kyslíku, vodíku, chlazení zásobníku palivových článků a celkovou funkci zásobníku a elektrické soustavy.

4 KONCEPCE POHONNÝCH JEDNOTEK VYUŽÍVAJÍCÍCH FC

Lze rozlišovat tři základní konfigurace pohonných jednotek využívajících technologii palivových článků. Nejzákladnější koncepcí je elektrické vozidlo s palivovými články – FCEV. Druhou konfigurací je bateriové elektrické vozidlo s prodlužovačem dojezdu – FCREx. Poslední je systém s dominancí palivového článku s využitím baterie pro zrychlení – hybridní elektrické vozidlo s palivovými články – FCHEV.

4.1 ELEKTRICKÉ VOZIDLO S PALIVOVÝMI ČLÁNKY

Nejzákladnější konfigurací výhradně elektrického hnacího ústrojí využívajícího FC je elektrické vozidlo s palivovými články (FCEV). FCEV je poháněn vodíkem, takže výsledným produktem reakce je pouze elektřina a vodní pára. Elektrické vozidlo s palivovými články je považováno za vozidlo s nulovými emisemi, jelikož neobsahuje žádné znečišťující látky ve výfukových plynech. Typická konfigurace FCEV vozidla je zobrazena na obr. 14.



Obr. 14 Konfigurace elektrického vozidla s palivovými články, která k napájení elektrického motoru využívá výhradně elektrické energie vzniklé v palivovém článku [56]

Vozidlo může být poháněno, buď přímo vodíkem, který je pod tlakem uložen v nádrži nebo vodíkem, který je extrahován pomocí palivového procesu. Elektřina, vzniklá v palivovém článku, se využívá k napájení elektrického motoru pomocí obdobného způsobu, jako je tomu v případě bateriových elektrických vozů s jediným rozdílem, a to je způsob dodávky elektřiny [9].

Hlavní výhodou této konfigurace je nižší kapacitní omezenost. Vodík je obvykle uložen ve vysokotlakých lahvích na palubě vozidla. Jak již bylo uvedeno v kapitole 2.1, hustota energie ve vodíkovém systému je v nejlepším případě $1,5 \text{ kWh} \cdot \text{kg}^{-1}$, zatímco typická hodnota pro Li-ion baterie je nejvýše $0,3 \text{ kWh} \cdot \text{kg}^{-1}$ [9]. Proto lze tvrdit, že totožný dojezd za pomoci palivových článků lze uskutečnit s $\frac{1}{5}$ celkové hmotnosti paliva při použití baterie.

Další výhodou je rychlé doplňování paliva, a to v řádech několika minut, jak je tomu u konvenčních vozidel.

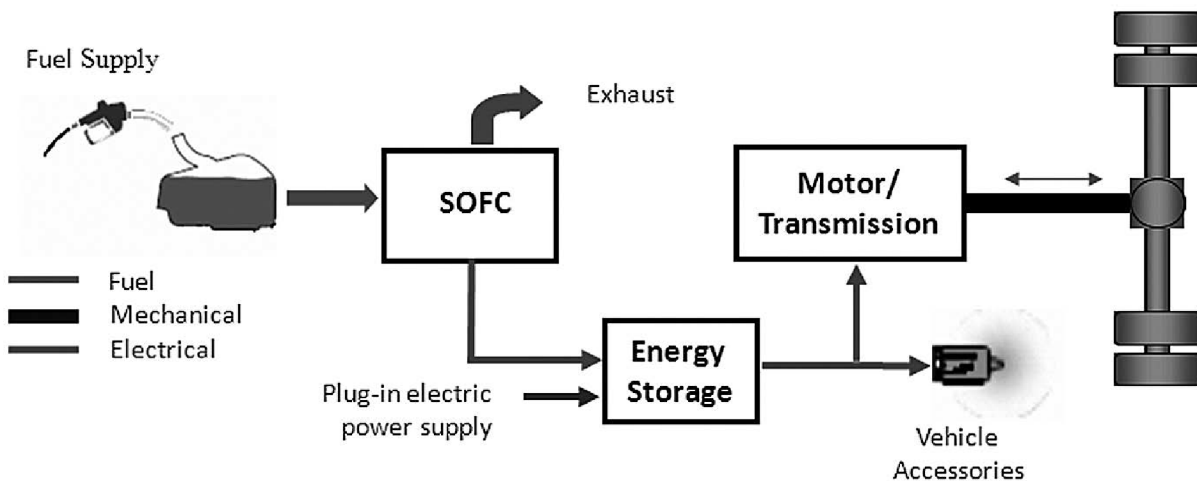
Nevýhodou je nemožnost rychlé dodávky vyšších výstupních proudů [9]. Do systému je z tohoto důvodu nutné vložit mezi skladovací prvek mezi motor a zásobník palivových článků. K poskytování energie během maximálního zatížení a absorpci výkonu při brzdění se tedy využívá setrvačnik nebo baterie, které zvyšují celkovou účinnost vozidla.

Palivové články mají výhody použití v případě stálého požadavku na výkon. Tato pohonná jednotka je vhodná zejména pro pomalá vozidla, která mohou být reprezentována autobusy, tramvajemi, vysokozdvížnými vozíky a vozidly pro manipulaci s materiálem [56]. S vývojem řídicích systémů energetického managementu se tato konfigurace s různými úpravami hnacího ústrojí využívá i v případě vysokorychlostních vozidel. Potenciální uplatnění je tedy nejen ve výše zmíněných oblastech, ale také i u osobních vozidel a lehkých užitkových vozů. Na druhou stranu střední a těžká nákladní vozidla by pro splnění požadavků na výkon vyžadovaly velký prostor pro uložení palivových článků [9].

4.2 BATERIOVÉ ELEKTRICKÉ VOZIDLO S PRODLUŽOVAČEM DOJEZDU

Palivové články ze své podstaty nejsou příliš dynamické, proto pro zajištění rychle reakce na výkyvy zatížení je vhodné využití hybridizace pomocí baterie nebo superkondenzátoru. Při uvážení všech výhod a omezení BEV a FCEV v oblasti městských doručovacích činností, se prospěšným řešením jeví technologie FCREx, jež vznikla díky jejich synergii [8]. Kombinace palivového článku a baterie umožní pokrýt špičky zatížení a zajišťuje schopnost rekuperace brzděné energie. Tato konfigurace využívá integraci palivových článků, jako prodlužovače dojezdu do již elektrifikovaného vozidla. FCREx s dominancí baterie se podobá sériovému elektrickému hybridu, kde je místo spalovacího motoru vložen zásobník palivových článků. Palivové články zde zajišťují funkci nabíjení baterie. Při jejím plném nabití je vůz poháněn pomocí elektrické energie z elektromotoru [57]. Pro zajištění požadované strategie energetického managementu dochází často ke kombinaci energie z obou zdrojů.

Dynamické jízdní cykly v městském prostředí způsobují nižší průměrnou spotřebu energie s vysokými vrcholy zatížení. Výkon, požadovaný řídicí jednotkou, poskytuje palivový článek, zatímco trakční baterie vyrovnává výkyvy zatížení [15]. Baterie tak dokáže pokrýt krátké vzdálenosti a garantovat výborné výkonové parametry, zatímco palivové články zajistí rychlé doplnění paliva a zvýšený dojezd na delší vzdálenosti. Tato integrace zajišťuje jak prodloužení dojezdu, tak i řešení pomocného tepelného a elektrického výkonu pro topení a klimatizaci kabiny [8]. V této koncepci je jednou z hlavních výhod to, že výkon palivových článků není nutný při pohybu vozidla, lze ho tedy nastavit tak, aby pracoval s maximální účinností. Nutností je, že baterie a elektrický trakční systém musí mít dostatečný výkon rozpohybovat dodávku v určitých jízdních podmínkách [8].



Obr. 15 Konfigurace bateriového elektrického vozidla s prodlužovačem dojezdu, využívajícího integraci palivových článků jako prodlužovače dojezdu do již elektrifikovaného vozidla [11]

Na obr. 15 je zobrazeno schéma bateriového elektrického vozidla využívajícího palivové články s pevným oxidem (SOFC) jako prodlužovače dojezdu. Hnací ústrojí vozidla FCREx se skládá ze zásobníku palivových článků, napájecí sady, elektromotoru, převodovky a ovládací elektroniky. V této konfiguraci napájí palivový článek baterii, díky čemuž dochází k prodloužení dojezdu. Základní části pohonu vozidla jsou elektrický motor, napájecí sada a měnič výkonu [8]. Subsystem prodlužovače se skládá z vodíkové nádrže, zásobníku palivových článků a konvertoru posílení palivových článků.

Cílem této strategie je zvýšit dojezdovou vzdálenost vozidla, aniž by došlo k externímu dodání elektřiny do systému [8]. Ze začátku jede vůz v režimu vybíjení baterie, a to až do doby, kdy stav nabití neklesne pod určitou hodnotu. V ten moment dojde k zapojení systému palivových článků, který zpomalí proces vybíjení baterie. Baterie, napájení palivových článků a schopnost rekuperačního brzdění jsou řízeny pomocí elektronického zařízení řídicí jednotky. Účinnost systému FCREx na kratších vzdálenostech, v plně elektrickém provozu, by teoreticky mohla dosahovat účinnosti vozidel BEV (kolem 70 %) [9]. Na delších tratích, které přesahují rozsah baterie, by se měla účinnost blížit spíše hodnotám, jež vykazuje FCEV (kolem 40–50 %), a to z důvodu ztrát pomocné a výkonové elektroniky.

Tento typ pohonné jednotky tak umožňuje kombinaci, jak elektrického dobíjení, tak i doplňování vodíku pro maximalizaci energetické účinnosti, a zároveň optimalizuje využití energií z obnovitelných zdrojů [8].

Během provozu PEMFC dochází ke vzniku různých, vzájemně propojených komplexních procesů, jako je přenos hmoty, tepla, iontový a elektrochemický přenos, které probíhají současně. K dosažení lepší energetické účinnosti a delších dosahů je nutné využívat více konfigurací dimenzování hnacího ústrojí. V tomto systému toho lze docílit konfigurací kapacity baterie, výkonu palivových článků a objemu vodíkových nádrží [8]. U FCREx se elektrický stroj dimenzuje na základní výkon vozidla a udržení stavu nabíjení baterie (SoC) pouze tehdy, když je nízký, což umožňuje provoz v režimu BEV. Baterie se navrhuje na 50 % denního dojezdu v režimu čistě elektrického vozidla [57].

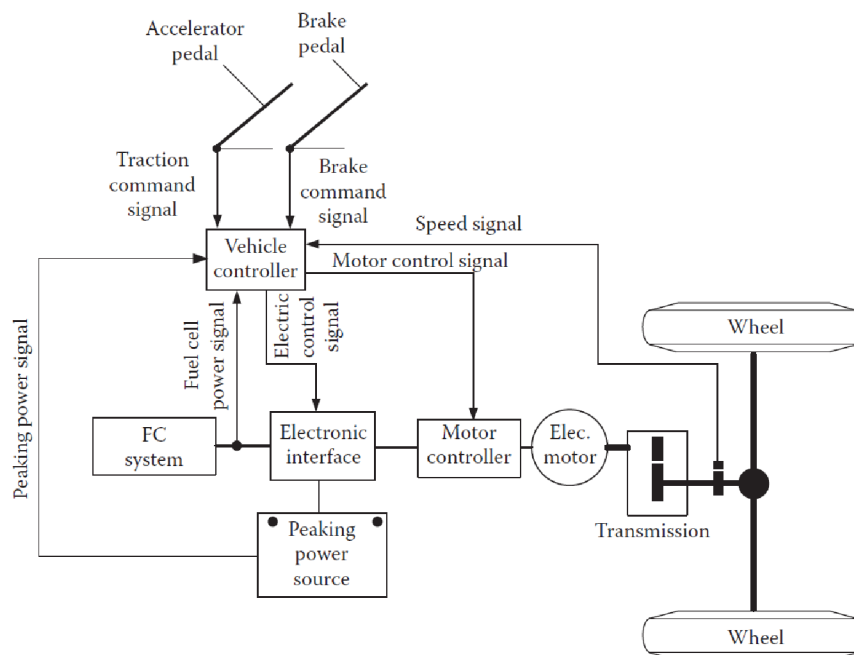
Provozní náklady dodávky FCREx jsou velmi závislé na stáří dodávky, roční ujeté vzdálenosti, nákladech na údržbu a palivo, a také na podílu použité energie (vodík a elektřina), který je dále závislý na stupni hybridizace, podmínkách pracovního cyklu, strategii energetického hospodaření a rozsahu, umožněného kombinací použitých paliv [8]. Environmentální vlastnosti dodávek FCREx jsou velmi závislé na využití obnovitelných zdrojů energie. Tato konfigurace by mohla docílit výhodného snižování emisí skleníkových plynů využitím v náročných podmínkách nebo na tratích delších než 200 km.

FCREx technologie má zjevné výhody použití při průměrném dojezdu více než 200 km, vysokém zatížení, vysoké hustotě dopravy, nepříznivých klimatických podmínkách (horké nebo chladné dny), agresivním stylu jízdy a v dodávce zboží vyžadující časté zastavování [8].

Nevýhodami použití této technologie je její komplikovanost a náklady spojené s její realizací. Další nevýhodou, kterou nelze opomenout, je nutnost rozvoje dvou různých infrastrukturních sítí – elektrických a vodíkových.

4.3 HYBRIDNÍ ELEKTRICKÉ VOZIDLO S PALIVOVÝMI ČLÁNKY

U nákladního vozidla třídy 8 (těžká nákladní vozidla), při optimalizovaných komponentech, se zdá být konfigurace FCHEV výhodnější než FCREx [57].



Obr. 16 Konfigurace hybridního pohonu s palivovými články, která zahrnuje dva zdroje energie – systém palivových článků pro zajištění jízdy konstantní rychlostí a špičkový zdroj energie k dodávce energie pro maximální výkon [62]

Hnací ústrojí vozidla FCHEV (obr. 16) zahrnuje dva zdroje energie – primární a sekundární [58]. Primárním zdrojem je systém palivových článků, který zajišťuje jízdu konstantní rychlostí. Sekundárním zdrojem je špičkový zdroj energie (PPS), který zajišťuje dodávku energie pro maximální výkon. Řídící jednotka zpracovává signál z plynového a brzdového pedálu nebo z dalších provozních signálů a zajišťuje řízení výstupního točivého momentu a tok energie mezi systémem palivových článků, PPS a hnacím ústrojím. V případě potřeby špičkového výkonu je hnací výkon dodáván jak ze zásobníku palivových článků, tak i z PPS. Při brzdění vozidla elektromotor přeměňuje část brzděné energie na elektrickou, která se následně ukládá do PPS. V případě, že výkon zátěže je nižší než jmenovitý výkon systému palivových článků, může sekundární zdroj obnovit energii ze zásobníku. Správný návrh a optimální strategie ovládání soustavy zajistí, že PPS nebude potřeba dobíjet zvenku.

Výkon motoru se určí dle vztahu [58]

$$P_m = \frac{\eta_t v}{1000} \left(M g f_r + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_f v^2 + M g i + M \delta \frac{dv}{dt} \right), \quad (10)$$

kde M je hmotnost vozidla, g je gravitační zrychlení, f_r je koeficient valivého odporu pneumatiky, ρ_a je hustota vzduchu, C_D je koeficient aerodynamického odporu vozidla, A_f je čelní plocha vozidla, v je rychlost vozidla, i je stoupání silnice a δ je hmotnostní faktor rotujících hmot.

Jelikož sekundární zdroj energie zajišťuje pouze dodávání maximálního výkonu v krátkých časových úsecích, je v něm uloženo výhradně omezené množství energie. Proto pro dosažení stejného výkonu je nutná implementace zásobníku palivových článků s větším výkonem [57]. Jmenovitý výkon sekundárního zdroje lze určit ze vztahu [58]

$$P_{pps} = \frac{P_{motor}}{\eta_{motor}} - P_{fc}, \quad (11)$$

kde P_{motor} je maximální výkon motoru, η_{motor} je účinnost motoru a P_{fc} je jmenovitý výkon zásobníku palivových článků.

U konfigurace FCHEV jsou palivové články navrhovány pro kontinuální zatížení, zatímco elektrický stroj je dimenzován na výkon a baterie je navrhována na výkon a rekuperační brzdění [57].

5 VÝPOČTOVÝ MODEL

Vzhledem k časovým a finančním omezením výzkumu se počítačová simulace stává důležitým vývojovým stádiem. Během provozu palivových článků dochází ke kombinaci různých komplexních procesů. Proto pro správné pochopení fungování systému palivových článků je nutné využít výpočtového modelování systému, založené na fyzikálních a experimentálních datech. Hlavním cílem této diplomové práce je vytvoření rutinního nástroje pro analýzu dodávky vzduchu kompresorem do palivového článku, který by byl následně využíván společností Garrett Motion pro návrh základních parametrů kompresoru při vývoji. Vytvořený výpočtový model se tedy zaměřuje primárně na subsystém dodávky vzduchu. Pro komplexní řešení daného problému je nutné zahrnout do výpočtového modelu i další subsystémy, byť zjednodušené. V modelu nejsou zohledněny všechny zařízení, které jsou zahrnuté v reálném systému palivových článků, nicméně model je navržen s ohledem na další případné úpravy.

Pro tvorbu výpočtového modelu systému palivových článků byl zvolen software GT-Suite od výrobce Gamma Technologies. GT-Suite [59] je 0D/1D/3D simulační nástroj pro provedení simulací řídicích systémů a řešení simulací v reálném čase. Poskytuje komplexní sadu knihoven pro simulaci proudění tekutin, a pro tepelné, mechanické, strukturální, elektrické, multi-body, magnetické a chemické prvky. Kombinací těchto knihoven lze sestavit model jakéhokoliv vozidla. Je lídrem v modelování 0D–1D úloh, ale má také schopnosti detailního 3D modelování s použitím CAD, FEA a CFD analýz. Kromě toho tento simulační nástroj nabízí také možnosti optimalizace a funkce návrhu experimentu.

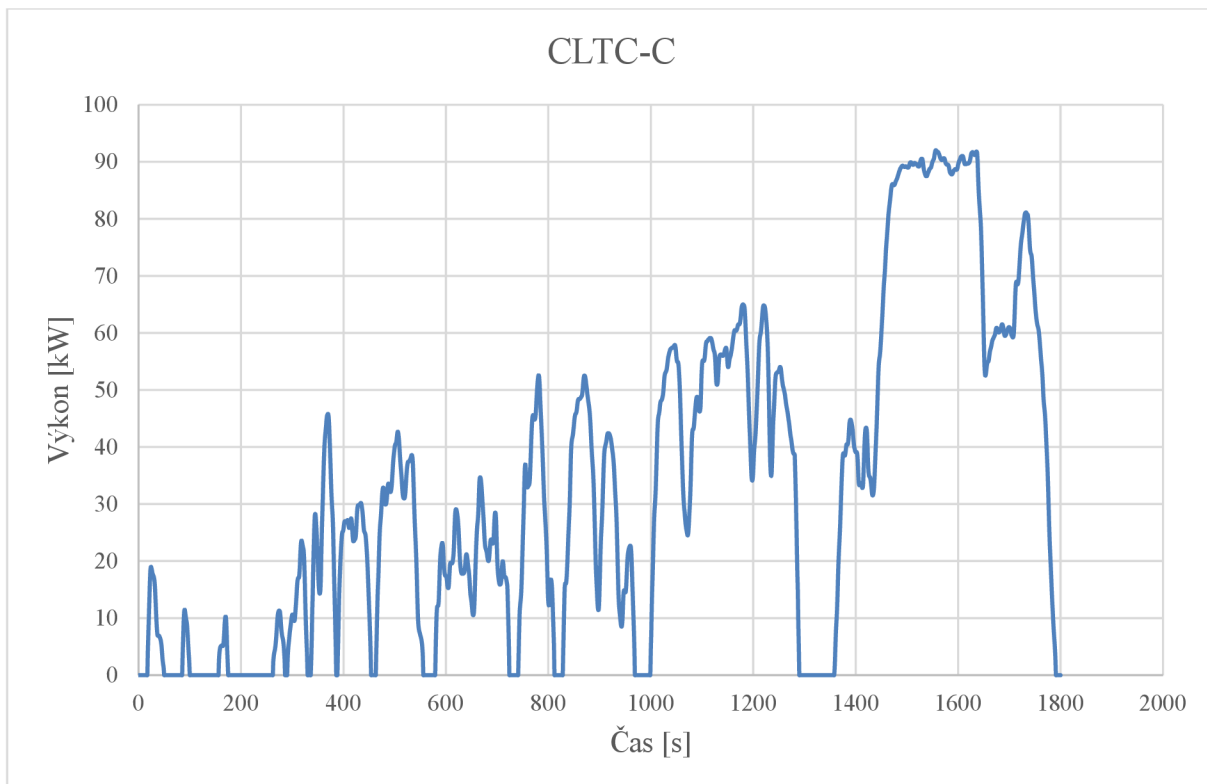
Tvorba modelu systému palivových článků byla nejprve prováděna v softwaru GT-Suite v2021. Ovšem některé prvky použité v systému byly stále ve vývojovém stádiu, proto bylo přijato řešení přejít na novější verzi softwaru GT-Suite v2022, do které byl celý model přepracován. Bohužel, i při použití novější verze se v modelu stále vyskytuje prvek, který je prozatím ve vývojové fázi. Zejména se jedná o prvek stechiometrického regulátoru palivového článku ControllerFCStoich [60], který byl představen teprve ve GT-Suite v2022. Použití daného prvku lze snadno zkontrolovat v post-processingu.

5.1 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Jelikož společnost Garrett Motion, která je zadavatelem této diplomové práce, je špičkovým výrobcem turbodmychadel a kompresorů, úkolem bylo vytvoření rutinního nástroje, který by zajistil návrh charakteristických veličin kompresoru dle parametrů definovaných zákazníkem. Výpočtový model této diplomové práce je zaměřen na modelování systému palivových článků, který by měl všestranné použití a byl by aplikovatelný v případě různých pohonných koncepcí uvedených v kapitolách výše. To je také důvodem, proč výpočtový model neobsahuje další speciální prvky pohonného ústrojí, jako je například napájecí sada, elektromotor, převodovka, měniče nebo specifická ovládací elektronika. Každý tento prvek vyžaduje nejen důkladné modelování a definici velkého počtu vlastních parametrů, ale také i kompletní řídicí strategii v závislosti na specifikaci vozidla. Tyto parametry ve většině případů nejsou při návrhu kompresoru k dispozici a jejich nekvalifikovaný odhad by vnášel do systému velké množství nepřesností. Zadavatelem této diplomové práce bylo vyžadováno zatížení systému palivových článků pomocí výkonových parametrů, které budou, v případech reálného použití modelu ve společnosti, definované zákazníkem. Vytvořený výpočtový model

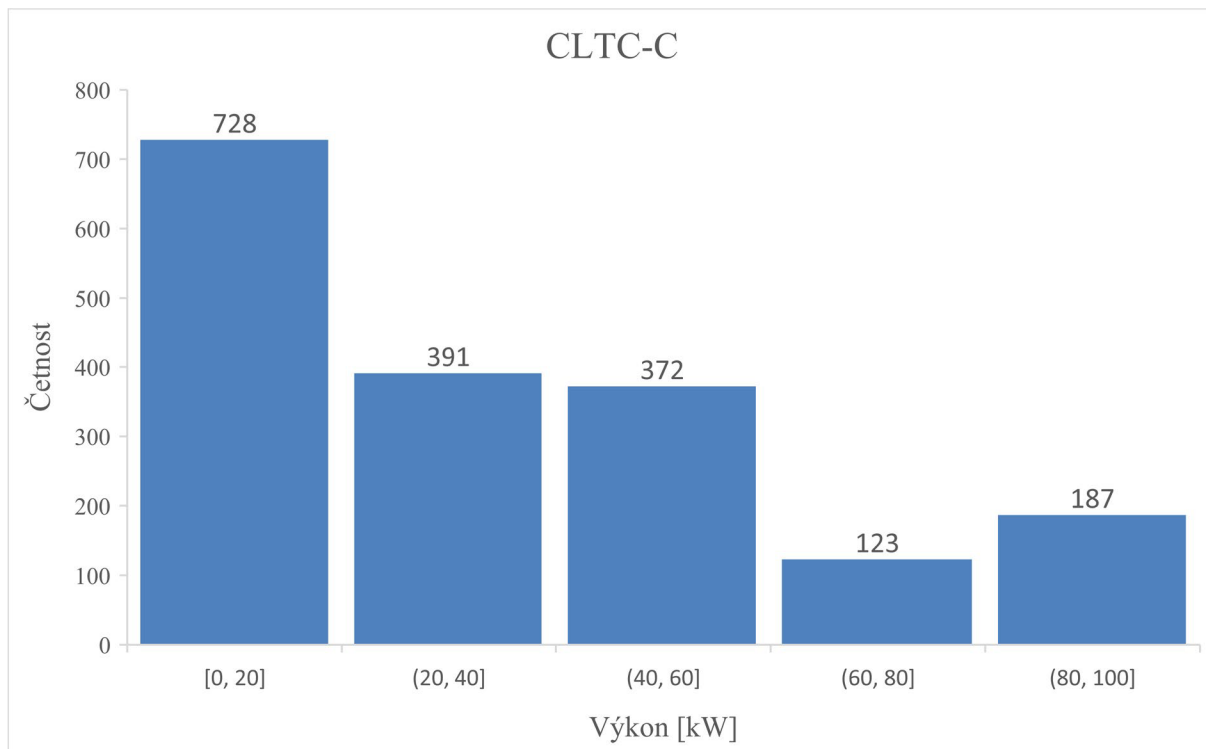
se řídí výkonovým požadavkem kladeným na motor s technologií palivových článků a zaměřuje se na jeho chování bez zahrnutí vlivu dalších součástí pohonu. V případě daného typu zatížení je nutno definovat výkonové parametry, dle nichž výpočtový model bude generovat průtoky a přenosy hmoty a tepla v systému. Palivový článek je možné zatěžovat konstantním výkonem nebo výkony časově proměnnými, které lze nastavovat jak manuálně, tak pomocí jízdního cyklu vozidla. Jízdní cyklus vozidla je obecně soubor bodů představujících rychlost v závislosti na čase pro určitý typ vozidla za specifických podmínek.

Poměrně velké množství jízdních cyklů nabízí knihovna GT-Power a většina z nich je definována pomocí proměnné rychlosti v čase. Takovýto jízdní cyklus je použitelný pouze pokud je simulováno celé vozidlo, nejenom systém palivových článků. V případě této diplomové práce není bohužel simulováno celé hnací ústrojí, proto bylo nutné použít jízdní cyklus, který by byl popsán pomocí proměnného požadovaného výkonu. Počet cyklů uložených v knihovně se tedy snížil na hodnotu pěti, ze kterých je pro model této diplomové práce nejvhodnější CLTC-C – China light-duty vehicle test cycle – commercial vehicles [60]. Tato skutečnost byla nahlášena na podporu GT-Power a v příštích verzích GT-Suite by mohlo dojít k rozšíření nabídky jízdních cyklů i do dalších segmentů dopravy. Cyklus CLTC-C je zobrazen na obr. 17. Maximální požadovaný výkon je 92 kW, střední hodnota je přibližně 33 kW.



Obr. 17 Jízdní cyklus China light-duty vehicle test cycle – commercial vehicles, který je definován pomocí proměnného výkonu v čase

Pro optimalizaci modelu systému palivových článků je nutno zvolit oblast jízdního cyklu s nejvyšší četností výskytu výkonového požadavku. K tomuto účelu slouží histogram, zobrazený na obr. 18. Oblast s nejvyšší četností výskytu je mezi 20 až 40 kW, proto výsledná optimalizace modelu byla provedena v tomto rozmezí výkonových požadavků.



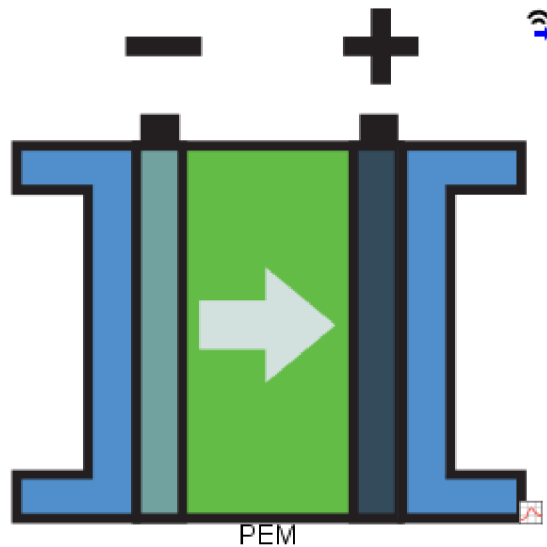
Obr. 18 Histogram výkonových požadavků cyklu CLTC-C, zobrazující četnost výskytu jednotlivých výkonových požadavků

S uvážením všech možností optimalizace modelu systému palivových článků, jenž nabízí software GT-Power, byla provedena optimalizace s ohledem na nejvyšší účinnost palivového článku a kompresoru pro dosažení maximálního jízdního dosahu.

Jak již bylo zmíněno, aktuální rozsah výkonu palivových článků se pohybuje mezi 80 a 120 kW [7]. Výsledkem tedy je, že pro konkurenceschopnost v sektoru užitkových vozidel je nutné navrhovat modulární systémy. Pro dosažení výkonu potřebného pro různé typy užitkových vozidel lze využít, buď paralelního provozu identických systémů nebo možnosti škálování na systémové úrovni. Analogicky ke zvýšení počtu zásobníků lze také zvýšit i počet kompresorů.

5.2 ZÁSOBNÍK PALIVOVÝCH ČLÁNKŮ

Pro modelování zásobníku bylo využito šablony FuelCellStack [60], jež je znázorněna na obr. 19. Z důvodu absence vhodných dat pro dimenzování zásobníku palivových článků pro užitková vozidla, byly pro návrh zásobníku určeného pro model této diplomové práce použity data z již existující šablony ve vzorovém modelu Fuel_Cell_Truck-Flow [60] z knihovny GT-Power.



Obr. 19 Ikona prvku FuelCellStack v softwaru GT-Power v2022 [60]

Tato šablona umožňuje modelování palivových článků s polymerní elektrolytickou membránou. Jedná se o multifyzikální nástroj pro popis výroby elektrické energie a přenosu hmoty a tepla. Kanály anody, katody a volitelného chladicího okruhu jsou interně modelovány jako prvky PipeRounds [60]. Energie vnitřních ztrát v průběhu reakcí se přenáší do tepelné hmoty palivového článku, odkud se poté rozděluje do tekutin proudících na anodě, katodě a chladícím okruhu. Pro úplnost modelu této diplomové práce je zde modelován i jednoduchý volitelný chladicí okruh.

Modelovaný zásobník lze zatížit dvěma způsoby, a to zejména „Požadavkem na výkon“ anebo „Elektrickým připojením“. První zmíněný způsob poskytuje čistý výkon, dle něhož se generují průtoky a přenosy hmoty a tepla v systému. Druhý režim umožňuje připojení elektrického okruhu, kdy napětí a proud v systému jsou určeny na základě odporu a elektrických charakteristik obvodu. Společnost Garrett Motion pro své účely vyžadovala zatížení pomocí výkonových parametrů, které budou v budoucnu definované zákazníkem. Elektrochemické vlastnosti zásobníku a přenos hmoty jsou blíže popsány v kapitole 3.2. Jak již bylo zmíněno výše model zatížen jízdním cyklem CLTC-C – China light-duty vehicle test cycle – commercial vehicles, který byl vybrán jako nejvhodnější volba pro tento model. Dále jsou zde zaškrtnuty položky modelování volitelného chladicího okruhu a definovány externí počáteční podmínky, které jsou patrné v tab. 1.

Tab. 1 Definice externích počátečních podmínek zásobníku

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Základní nastavení	Externí teplota	25	[°C]
	Externí koeficient přenosu tepla	15	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
	Externí oblast přenosu tepla	3	[m ²]
	Počáteční teplota zásobníku	80	[°C]

5.2.1 SPECIFIKACE ELEKTROCHEMIE A PŘENOSU HMOTY

Elektrochemické vlastnosti zásobníku a přenos hmoty jsou definované pomocí referenčního objektu PEM, jehož nastavení je patrné z tab. 2. Jak již bylo zmíněno tyto data jsou získána z již existující šablony ve vzorovém modelu Fuel_Cell_Truck-Flow [60] z knihovny GT-Power.

Vzorový model Fuel_Cell_Truck-Flow je ovšem zatěžován odlišným způsobem, než tomu je ve výpočtovém modelu této diplomové práce. V případě vzorového modelu byl použit prediktivní objekt pro specifikaci palivových článků, který využívá fyzikální charakteristiky sestavy membránových elektrod pro predikci výkonu soustavy. Tento specifikační objekt zahrnuje dynamickou difuzivitu palivového článku, která je nevhodná pro výkonové zatěžování zásobníku, jež se používá pro tento výpočtový model.

V tomto případě je nutno definovat zásobník pomocí objektu SpecsPEMFC-RefData [60], který využívá specifikovaných dat za určitých referenčních podmínek pro interpolaci a extrapolaci výkonových parametrů. Jednotlivé submodely pro přizpůsobení provozním podmínkám lze aktivovat a jejich použití je tak volitelné.

Tab. 2 Specifikace elektrochemických vlastností a přenosu hmoty

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Základní nastavení	Počet buněk v zásobníku	600	[-]
	Aktivní povrchová plocha	250	[cm ²]
Ztrátové mechanismy	Maximální teplotní limit	500	[K]
	Minimální teplotní limit	273,15	[K]
Membrána	Tloušťka membrány	30	[micron]
	Hustota suché membrány	2000	[kg · m ⁻³]
	Ekvivalentní hmotnost suché membrány	1100	[g · mol ⁻¹]

Hodnoty hustoty a ekvivalentní hmotnosti suché membrány odpovídají použití nafionové membrány. Vztah definující difuzivitu vody v zásobníku je popsán dle Nguyena [60]. Obsah vody v membráně jako funkce vlhkosti využívá model Springera [45]. Nastavená je také stálá přechodná povaha výpočtu obsahu vody, která definuje obsah vody přímo z vlhkosti na membráně. Aktivační ztráta systému jako funkce proudové hustoty je určena dle modelu Tafela [60], který urychluje výpočet, ale umožňuje výskyt nespojitosti. Účinky stárnutí jsou v modelu zcela ignorovány. V poslední záložce je také nastavena aplikace aktivity vody na katodovou vrstvu katalyzátoru.

V případě použití objektu SpecsPEMFC-RefData [60] je nutno také definovat hodnoty polarizační křivky. Existují dvě možnosti jejich zadávání, a to buď pomocí numerického profilu křivky, anebo explicitními koeficienty. Z důvodu absence vhodných dat byly opět použity explicitní koeficienty (tab. 3) ze vzorového modelu Fuel_Cell_System_Detailed [60] z knihovny GT-Suite.

Tab. 3 Explicitní koeficienty pro definici zásobníku

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Polarizační křivka	Koeficient přenosu náboje	0,45	[-]
	Hustota výměny elektrického proudu	20	[A · m ⁻²]
	Koeficient ztráty hmoty při transportu	0,1	[V]
	Limitní proudová hustota	16000	[A · m ⁻²]
	Vnitřní ohmický odpor jednoho článku	0,5	[mOhm]
	Ztráta napětí otevřeného článku	0,2	[V]

Dále jsou zde také nastavovány referenční parametry, při kterých byla měřena polarizační křivka daného zásobníku (tab. 4).

Tab. 4 Referenční parametry při měření polarizační křivky

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Anodová strana	Referenční složení	h2-vap	[-]
	Referenční tlak	2	[bar]
	Referenční teplota	70	[°C]
	Referenční relativní vlhkost	0,8	[-]
Katodová strana	Referenční složení	air	[-]
	Referenční tlak	2	[bar]
	Referenční teplota	70	[°C]
	Referenční relativní vlhkost	0,8	[-]

5.2.2 NASTAVENÍ KATODY

Dimenzování katody bylo provedeno dle vzorového modelu Fuel_Cell_System_Detailed [60] z knihovny GT-Suite. Pro katodu byl zvolen obdélníkový tvar a její nastavení a počáteční podmínky jsou charakterizovány v tab. 5.

Tab. 5 Specifikace katody

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Katoda	Výška kanálu	1	[mm]
	Šířka kanálu	1	[mm]
	Délka kanálu	1000	[mm]
	Celkový počet kanálů	5400	[-]
	Tlak (absolutní)	1	[bar]
	Teplota	80	[°C]
	Složení	air	[-]
	Relativní vlhkost	0,5	[-]
	Multiplikátor přenosu tepla	1	[-]

5.2.3 NASTAVENÍ ANODY

Anoda je dimenzována obdobně ke katodě. I v tomto případě byl zvolen obdélníkový tvar a její nastavení a počáteční podmínky jsou charakterizovány v tab. 6.

Tab. 6 Specifikace anody

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Anoda	Výška kanálu	1	[mm]
	Šířka kanálu	1	[mm]
	Délka kanálu	1000	[mm]
	Celkový počet kanálů	5400	[-]
	Tlak (absolutní)	3	[bar]
	Teplota	80	[°C]
	Složení	h2-vap	[-]
	Relativní vlhkost	0,8	[-]
	Multiplikátor přenosu tepla	1	[-]

5.2.4 NASTAVENÍ CHLAZENÍ

Pro chladicí kanál byl zvolen taktéž obdélníkový tvar. Na rozdíl od nastavení katodové a anodové části je zde vypnuta možnost kondenzace, resp. odpařování vodní páry. Nastavení chladicího kanálu a jeho počáteční podmínky viz tab. 7.

Tab. 7 Specifikace chlazení

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Chlazení	Výška kanálu	1	[mm]
	Šířka kanálu	1	[mm]
	Délka kanálu	500	[mm]
	Celkový počet kanálů	5400	[-]
	Tlak (absolutní)	1	[bar]
	Teplota	60	[°C]
	Složení	egl-5050-adj	[-]
	Relativní vlhkost	ign	[-]
	Multiplikátor přenosu tepla	1	[-]

5.2.5 TEPELNÝ MODEL

V případě zásobníku palivových článků pro tuto diplomovou práci byl zvolen izotermický tepelný model pro přenos tepelné hmoty. Tento model ignoruje tepelné odpory jednotlivých buněk a vytváří tak izotermický přenos tekutiny v kanálech. Detailnější nastavení koeficientů pro tepelný model a zvolené materiály jsou popsány v tab. 8.

Tab. 8 Specifikace tepelného modelu

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Tepelné vlastnosti	Hmotnost zásobníku palivových článků	50	[kg]
	Podíl celkové hmotnosti v bipolární desce	0,9	[-]
	Podíl celkové hmotnosti v katodě GDL	0,05	[-]
	Podíl celkové hmotnosti v anodě GDL	0,05	[-]
	Podíl celkové hmotnosti v membráně	ign	[-]
	Materiálové vlastnosti bipolární desky	StainlessSteel	[-]
	Materiálové vlastnosti katody GDL	Cordierite	[-]
	Materiálové vlastnosti anody GDL	Cordierite	[-]
	Materiálové vlastnosti membrány	ign	[-]

5.3 SUBSYSTÉM DODÁVKY VODÍKU

Obr. 20 znázorňuje kompletní model subsystému dodávky vodíku. Pro zajištění vysokého výkonu PEMFC je třeba do zásobníku dodávat více vodíku, než je potřeba pro uskutečnění chemické reakce. Hmotnostní průtok vodíku požadovaný pro reakci je dle [37]

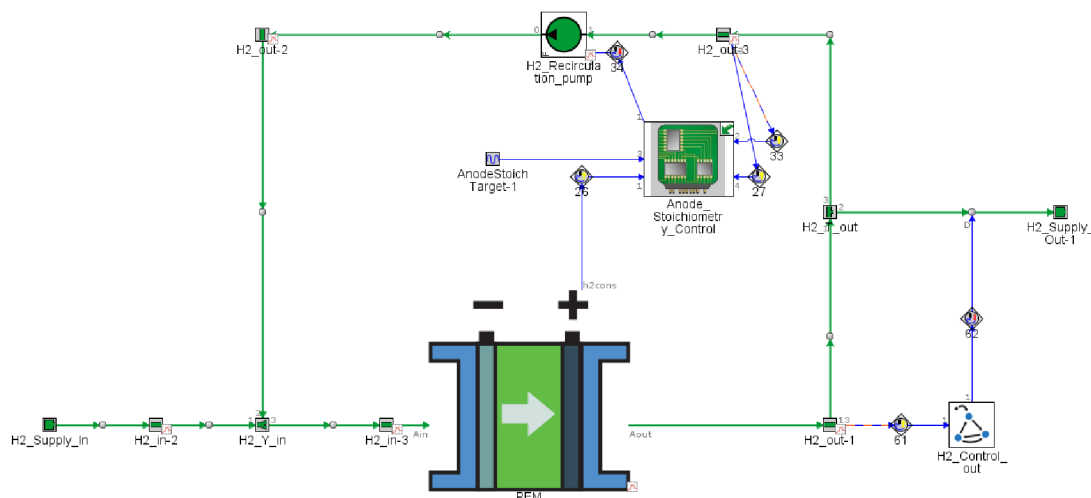
$$\dot{m}_{\text{H}_2} = \frac{N_{\text{cell}} I M_{\text{H}_2}}{2F}, \quad (12)$$

kde N_{cell} je počet článků, I je proudové zatížení, M_{H_2} je molární hmotnost vodíku a F je Faradayova konstanta ($F = 96485,33 \text{ Cmol}^{-1}$).

V případě středně těžkých a těžkých vozidel se využívá vodíkových nádrží, které uskladňují vodík při tlaku 350 barů [4]. Cílem tohoto modelu ovšem není řešení dojezdových vlastností vozidla nebo jakýchkoliv změn v sestavě dodávky vodíku. Proto zde byl pro zjednodušení výpočtu a optimalizace zvolen pouze prvek BoundaryPressure [60], jehož specifikace je viz tab. 9.

Tab. 9 Počáteční podmínky pro subsystém dodávky vodíku

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Základní nastavení	Tlak (absolutní)	3	[bar]
	Teplota	80	[°C]
	Složení	h2-vap	[-]
Nadmořská výška a vlhkost	Relativní vlhkost	0,8	[-]



Obr. 20 Subsystem dodávky vodíku, obsahující vstup do systému, vedení vodíku, zásobník palivových článků, recirkulační čerpadlo, řídicí elektroniku a výstup ze systému

5.3.1 RECIRKULAČNÍ ČERPADLO

Dalším důležitým prvkem v systému je recirkulační čerpadlo. V softwaru GT-Suite v2022 je několik možností simulování recirkulačního čerpadla. První z nich je možnost využití šablony Pump, která modeluje kapalinové čerpadlo na základě již naměřených výkonových údajů – rychlosti čerpadla, průtoku, nárůstu tlaku a jeho účinnosti. Jelikož tyto údaje při návrhu modelu systému palivových článků nebyly k dispozici, byla zde použita zjednodušená šablona PumpFlow [60], která zajišťuje konstantní nebo proměnný objemový průtok v rámci okruhu. Tato šablona vyžaduje definici pouze objemového průtoku, celkové (izentropické) účinnosti čerpadla a relaxačního faktoru, který slouží k omezení změny průtoku mezi jednotlivými časovými kroky nebo iteracemi. Zvolená celková účinnost čerpadla je 0,8. Hodnota objemového průtoku je dále závislá na signálu od skupiny regulátorů, jež jsou v modelu reprezentovány podsestavou Anode_Stoichiometry_Control [60].

5.3.2 ŘÍZENÍ SUBSYSTEMU DODÁVKY VODÍKU

Do podsestavy Anode_Stoichiometry_Control [60] vede několik vstupních signálů – statická hustota a hmotnostní zlomek tekutiny v potrubí vystupujícím ze zásobníku a rychlost spotřeby vodíku vedoucí ze zásobníku palivových článků. Dalším vstupem je také signál ze šablony SignalGenerator [60], která generuje hodnoty na základě požadavku uživatele. Protože v tomto modelu vykonává funkci definice stechiometrického poměru na anodě, jenž lze určit dle vztahu níže, výstupní signál je zde určen bezprostředně pomocí konstanty 1, která je charakteristická pro anodovou část systému [61].

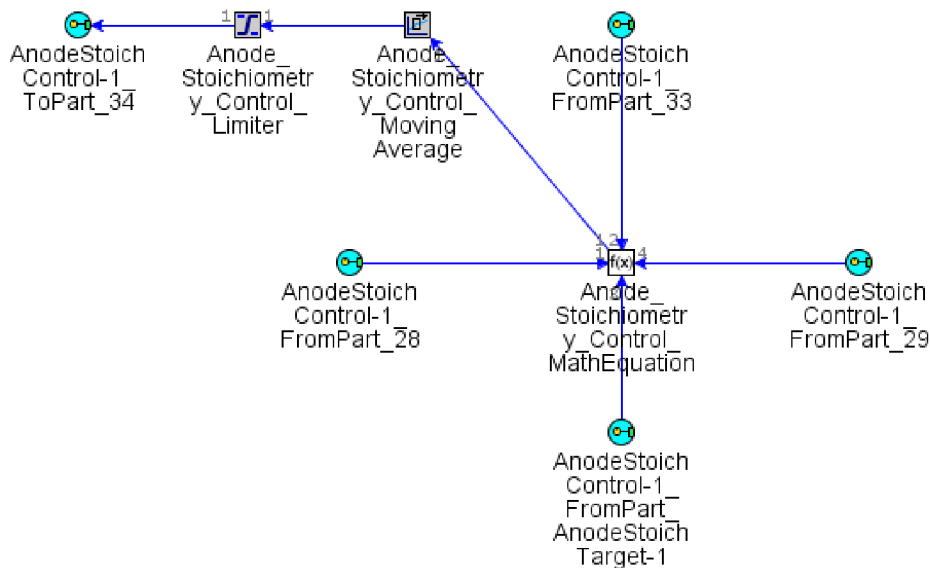
$$\lambda_{H_2} = \frac{\dot{n}_{H_2,in}}{\dot{n}_{H_2,use}}, \quad (13)$$

kde $\dot{n}_{\text{H}_2,\text{in}}$ je molární tok vodíku přivedeného do zásobníku, $\dot{n}_{\text{H}_2,\text{use}}$ molární tok vodíku spotřebovaného chemickou reakcí.

Samotná podsestava zahrnuje tři prvky, jež jsou znázorněny na obr. 21. Prvním prvkem je šablona MathEquation [60], která provádí matematický výpočet výrazu na základě hodnot vstupujících signálů

$$\dot{V}_{\text{H}_2} = \frac{v_{\text{H}_2}(\lambda_{\text{H}_2} - 1)}{w_{\text{H}_2}\rho}, \quad (14)$$

kde v_{H_2} je rychlost spotřeby vodíku, λ_{H_2} je požadovaný stechiometrický poměr na anodě, w_{H_2} je hmotnostní zlomek a ρ je statická hustota tekutiny v potrubí vystupující ze zásobníku.



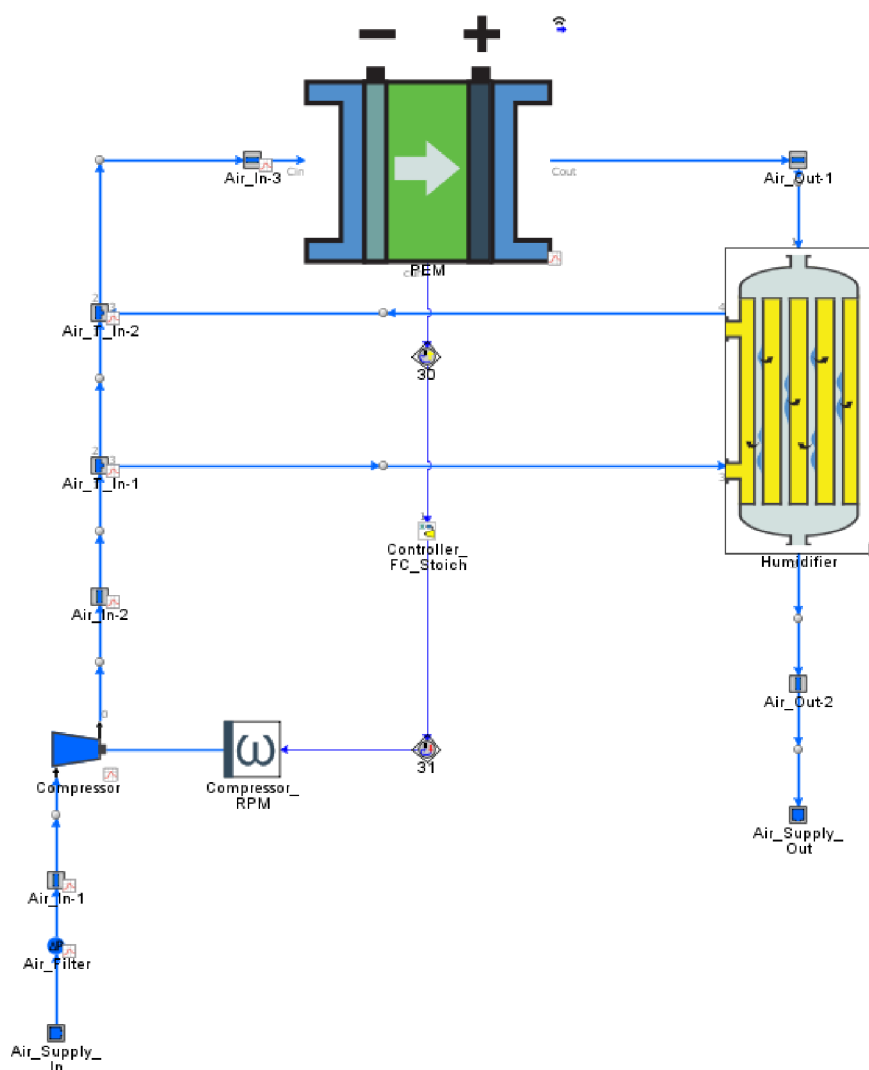
Obr. 21 Podsestava Anode_Stoichiometry_Control určená pro řízení subsystému dodávky vodíku, která obsahuje šablony MovingAverage, Limiter a FiniteStateManager

Dále je v podsestavě šablona MovingAverage [60], jejíž hlavním cílem je průměrování snímaného signálu, aby došlo k jeho vyhlazení. Průměrovací okno bylo nastaveno na hodnotu 0,5 s. Jako poslední je šablona Limiter [60], která slouží k nastavení horních a spodních limitů signálu na vstupu a rychlosti změn signálu na výstupu. Zde je využita pouze dolní mez výstupního signálu, která je nastavena na hodnotu 0,001.

Na výstupu ze zásobníku je potřeba použít prvek FiniteStateManager [60], který zajišťuje otevření výstupní větve při hmotnostním podílu vodíku menším než 0,3.

5.4 SUBSYSTEM DODÁVKY VZDUCHU

Subsystem dodávky vzduchu (obr. 22) je v tomto modelu rozpracovaný nejpřesněji s ohledem na požadavky společnosti Garrett Motion. Vstup do subsystému dodávky vzduchu je modelován pomocí šablony BoundaryPressure [60], která definuje okrajové podmínky tlaku, teploty a vlastností kapaliny. Jelikož je vzduch nasáván z okolí, tak jsou jeho počáteční podmínky určeny dle tab. 10. Proudící kapalinou je homogenní směs vzduchu, jež je definována v knihovně GT-Poweru. Oproti vstupu subsystému chlazení je zde zahrnuta i relativní vlhkost média při jeho okrajových podmínkách. Relativní vlhkost 50 % bude aplikována pouze na čerstvý vzduch a referenčním objektem je kapalina h₂O-vap, která je uložena v knihovně softwaru GT-Power.



Obr. 22 Subsystem dodávky vzduchu, obsahující vstup do systému, vzduchový filtr, vedení vzduchu, kompresor, zásobník palivových článků, zvlhčovač, řídicí elektroniku a výstup ze systému

Tab. 10 Počáteční podmínky pro subsystém dodávky vzduchu

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Základní nastavení	Tlak (absolutní)	1	[bar]
	Teplota	20	[°C]
	Složení	air	[-]
Nadmořská výška a vlhkost	Relativní vlhkost	0,5	[-]

5.4.1 VZDUCHOVÝ FILTR

Dalším důležitým prvkem subsystému dodávky vzduchu je vzduchový filtr, který je v systému umístěn z důvodu filtrace oxidu uhelnatého, uhlovodíků, prachových částic, sloučenin síry a jiných prvků z okolního vzduchu, které mají negativní vliv na funkci palivového článku. Vzduchový filtr je simulován pomocí šablony PressureLossConn [60], která se používá zejména k předepisování průtokových ztrát. Nastavení filtru je znázorněno na tab. 11 a je provedeno dle vzorového modelu v knihovně GT-Poweru.

Tab. 11 Referenční nastavení vzduchového filtru

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Referenční nastavení	Referenční objemový průtok	3500	[L · min ⁻¹]
	Referenční pokles tlaku	5	[kPa]
	Referenční hustota	1	[kg · m ⁻³]

5.4.2 KOMPRESOR

Vzduchový kompresor je základním prvkem systému palivových článků, který výrazně ovlivňuje celkovou účinnost systému. S rostoucím vstupním tlakem totiž dochází ke zvýšení hustoty energie. Výkon systému palivových článků je závislý na elektrickém potenciálu, který je dále ovlivněn tlakem a teplotou vstupních látek elektrochemické reakce. Za účelem zjištění typu kompresoru, který by byl relevantní pro použití v modelu, byla provedena rozsáhlá rešerše, blíže popsána v kapitolách 3.4.23.4.1, 3.4.2 a 3.4.3. S uvážením všech aspektů chování jednotlivých elektricky poháněných kompresorů, byla pro model této diplomové práce zvolena konfigurace jednostupňového elektrického přeplňování. Model je ovšem velmi snadno modifikovatelný pro rozšířenou analýzu vhodnosti použití jednotlivých typů kompresoru.

Simulační nástroj GT-Suite nabízí několik možností modelování kompresoru – jednoduchý kompresor, kompresor reprezentovaný kompresorovou mapou a akustický kompresor. Jednoduchý kompresor je používán v případě raných fází návrhu při stanovení trendu v modelu. Akustický kompresor je vhodný pro modelování akustického chování a zahrnuje řešení dynamiky tlakových vln a akustiky. Pro tento model bylo zvoleno použití kompresoru reprezentovaného kompresorovou mapou, která slouží pro výpočet hmotnostních průtoků, spotřebované energie a výstupních teplot.

Kompresorovou mapu lze v modelu zadat několika způsoby. Prvním z nich je využití šablony CompressorMap [60], kterou je vhodné použít v případě již známých hodnot mapy kompresoru. Při tvorbě modelu nebyly hodnoty kompresorové mapy k dispozici, proto bylo

nutné využít druhé možnosti definice kompresorové mapy, a to pomocí šablony CompressorMapParametric [60]. Tato šablona předpokládá použití parametrického dimenzování kompresoru, pro které je nutné kromě průměru kompresorového kola definovat 4 základní parametry v bodě návrhu. Jako bod návrhu se předpokládá bod na kompresorové mapě, ve kterém daný kompresor pracuje s maximální izentropickou účinností. Tyto vstupy lze definovat, buď prostřednictvím bezrozměrných veličin nebo výkonových proměnných – hmotnostního průtoku, tlakového poměru, rychlosti kompresoru a jeho účinnosti. Software GT-Suite pak na základě definovaných hodnot za pomoci fyzikálních parametrických rovnic dokáže vygenerovat plně extrapolovanou kompresorovou mapu. Parametry zvolené pro definici kompresorové mapy jsou specifikované v tab. 12.

Tab. 12 Parametry pro definici kompresorové mapy

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Základní nastavení	Průměr kola	64	[mm]
	Otáčky kompresoru v bodě návrhu	76000	[min ⁻¹]
	Tlakový poměr v bodě návrhu	2,45	[-]
	Hmotnostní průtok v bodě návrhu	110	[g · s ⁻¹]
	Izentropická účinnost v bodě návrhu	0,78	[-]

Dle termodynamických zákonů lze příkon potřebný ke stlačení vzduchu spočítat dle vztahu [37]

$$P_{\text{comp}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{\text{dry air}}}{M_{\text{air}}} + \frac{\dot{m}_{\text{vap}}}{M_{\text{vap}}}\right) r T_1 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p_2}{p_1} \frac{\kappa - 1}{\kappa} - 1\right)}{\eta_{\text{comp}} \eta_{\text{motor}}}, \quad (15)$$

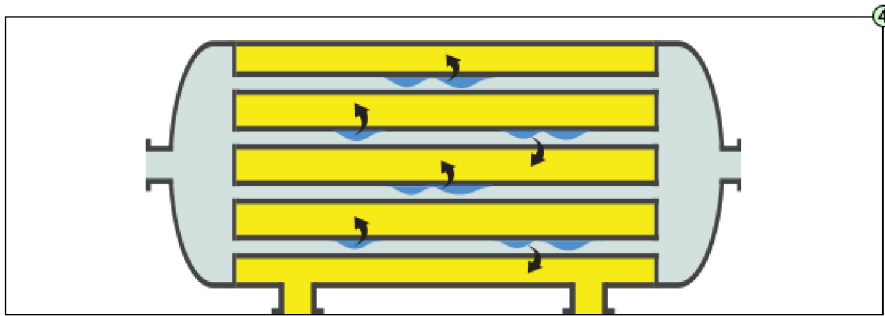
kde $\dot{m}_{\text{dry air}}$ a \dot{m}_{vap} jsou hmotnostní průtoky suchého vzduchu a páry vstupující do kompresoru, M_{air} a M_{vap} jsou molární hmotnosti vzduchu a páry, r je plynová konstanta (pro vzduch je $r = 287,10 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), T_1 je teplota na vstupu do kompresoru, κ je Poissonova konstanta (pro vzduch $\kappa = 1,4$), p_1 je tlak na vstupu, p_2 je tlak na výstupu z kompresoru a η_{comp} a η_{motor} jsou účinnosti kompresoru a motoru.

V kapitole 6 jsou dále sledovány změny výkonových parametrů kompresoru dle vstupních veličin definujících kompresorovou mapu.

5.4.3 ZVLHČOVAČ VZDUCHU

Subsystem dodávky vzduchu zahrnuje také zvlhčovač vzduchu, jenž je nutný k dosažení vysoké účinnosti systému palivových článků. Jak již bylo uvedeno v kapitole 3.4 nejčastěji se používá membránový zvlhčovač, který přivádí vodu z vlhkého vzduchu na výstupu ze zásobníku na jeho vstup. Pro jeho návrh je v systému použita šablona Humidifier [60], která slouží k modelování zvlhčovačů typu plyn-plyn primárně určeného pro systémy s palivovými články. Tato šablona umožňuje také modelování jednoduchého přenosu tepla mezi mokřím a suchým vzduchem v systému zvlhčovače.

Ikona šablony zvlhčovače v softwaru GT-Power je znázorněna na obr. 23. Tato šablona vyžaduje definici 4 vstupních parametrů – vstupy do pouzdra a potrubí a jejich identické výstupy. Vstupem do pouzdra proudí výfukové plyny z potrubí vystupujícího ze zásobníku. Zde dojde k difundaci vody z vlhké strany membrány na stranu suchou a suché výfukové plyny dále putují do výstupu ze subsystému dodávky vzduchu. Na stranu potrubí analogicky vstupuje suchý vzduch, a po proběhlé difuzi vystupuje vlhký vzduch, jenž je nutný pro správnou funkci palivového článku.



Obr. 23 Ikona prvku Humidifier v softwaru GT-Power v2022 [60]

V membránovém zvlhčovači je nutno nastavit také model membránové difuzivity a řešení povahy výpočtu obsahu vody v membráně. V navrhovaném modelu je použit Springerův [45] model s přechodovým řešičem obsahu vody, který umožňuje integrovat obsah vody na základě proudění vody na strany zvlhčovače. Obsah vody je stanoven přímo z vlhkosti membrány. Uživatelem se také nastavuje možnost kondenzace vodní páry a odpařování vody v kapalném stavu. Pro tento model je zvolena možnost uvolnění latentního tepla do tekutiny.

5.4.4 ŘÍZENÍ SUBSYSTÉMU DODÁVKY VZDUCHU

Rychlost kompresoru je řízena pomocí stechiometrického regulátoru palivového článku, který zajišťuje dosažení požadovaného stechiometrického poměru na katodě. S uvážením parametrů kompresoru a samotného zásobníku palivových článků, stechiometrický regulátor dokáže určit otáčky kompresoru, jež jsou nutné k dodání požadovaného množství kyslíku. Regulátor má výhody použití v případě rychlých změn zátěže, každopádně, jak již bylo zmíněno, ve verzi GT-Suite v2022 byl použit poprvé a jedná se tedy o prvek, který je prozatím stále ve vývoji.

Požadovaný stechiometrický poměr pro katodu je definován jako poměr hmotnostního průtoku vzduchu vstupujícího do zásobníku a vzduchu spotřebovaného reakcí.

$$\lambda_{O_2} = \frac{\dot{n}_{O_2,in}}{\dot{n}_{O_2,use}}, \quad (16)$$

kde $\dot{n}_{O_2,in}$ je molární tok vzduchu přivedeného do zásobníku, $\dot{n}_{O_2,use}$ molární tok vzduchu spotřebovaného chemickou reakcí.

Hmotnostní průtok kyslíku potřebného k reakci lze určit pomocí vztahu [37]

$$\dot{m}_{\text{O}_2} = \frac{\lambda_{\text{O}_2/\text{H}_2} \dot{m}_{\text{H}_2} M_{\text{O}_2}}{M_{\text{H}_2}}, \quad (17)$$

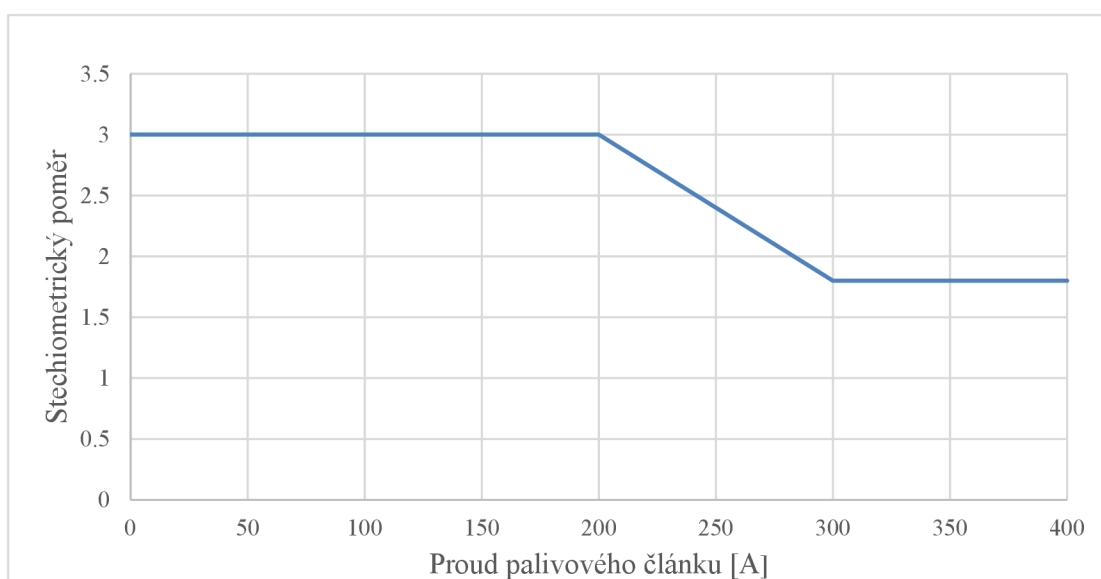
kde $\lambda_{\text{O}_2/\text{H}_2}$ je stechiometrický poměr kyslíku a vodíku, \dot{m}_{H_2} je hmotnostní průtok vodíku a M_{O_2} a M_{H_2} jsou molární hmotnosti kyslíku a vodíku.

Hmotnostní průtok vzduchu požadovaného k reakci je dle [37]

$$\dot{m}_{\text{air}} = \frac{\dot{m}_{\text{O}_2} M_{\text{air}}}{M_{\text{O}_2} \psi}, \quad (18)$$

kde \dot{m}_{O_2} je hmotnostní průtok kyslíku, M_{O_2} a M_{air} jsou molární hmotnosti kyslíku a vzduchu a ψ je procento kyslíku ve směsi vzduchu.

Typické hodnoty stechiometrického poměru na katodě se pohybují mezi 1,8 v případě vysoké zátěže, a až 3 v případě nízké zátěže [61]. Pro zadání stechiometrického poměru do regulátoru byla zvolena šablona RLTDependenceXY [60], která ukládá hodnotu jako funkci vstupního signálu (obr. 24). Vstupním signálem je v tomto případě proud, kterým je zatěžován zásobník palivových článků.



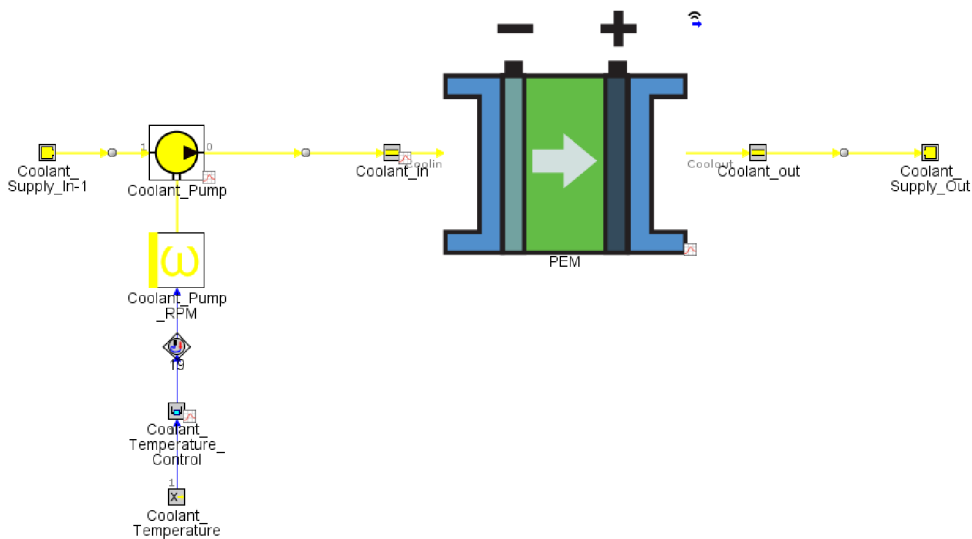
Obr. 24 Nastavení stechiometrického poměru na katodě, zobrazující nastavení stechiometrického poměru na 1,8 v případě vysoké zátěže a 3 v případě nízké zátěže

Pro správnou funkci regulátoru je nutné nastavit jeho limity – rozsah otáček kompresoru. Minimální přípustné otáčky byly zvoleny na 20000 min^{-1} , a maximální – 90000 min^{-1} . Výstupním signálem ze stechiometrického regulátoru je rychlost kompresoru, která je na kompresor aplikována pomocí šablony SpeedBoundaryRot [60].

Výstup ze subsystému dodávky vzduchu je definován prvkem BoundaryPressure [60], který obsahuje stejné počáteční podmínky jako na vstupu.

5.5 SUBSYSTEM CHLAZENÍ ZÁSOBNÍKU

Pro správnou funkci zásobníku palivových článků je nutné udržovat provozní teploty ve správném průběhu. Hlavním cílem této diplomové práce bylo sestavení výpočtového modelu umožňujícího analyzovat dodávky vzduchu kompresorem do palivového článku, proto tento model obsahuje pouze zjednodušený chladicí okruh, který je však nezbytný pro správný průběh teplot při simulaci. Na obr. 25 jsou blíže znázorněny prvky, pomocí kterých je daný chladicí okruh simulován.



Obr. 25 Subsystem chlazení zásobníku, který obsahuje vstup chladicí kapaliny, chladicí čerpadlo, vedení kapaliny, zásobník palivových článků, řídicí elektroniku a výstup ze subsystému

Vstup subsystému chlazení je modelován pomocí šablony BoundaryPressure [60], která se používá pro popis okrajových podmínek tlaku, teploty a vlastností kapaliny. Volba počátečních podmínek je znázorněna tab. 13. Jako chladicí médium je zvolena kapalina egl-5050-adj, jejíž objem je z 50 % tvořen etylenglykolem. Jedná se o stlačitelnou kapalinu, která může v případě kavitace nebo varu projít změnou na parní fázi. Relativní vlhkost chladicí kapaliny je v modelu ignorována.

Tab. 13 Počáteční podmínky pro subsystém chlazení

Kategorie	Veličina	Hodnota	Jednotka
Základní nastavení	Tlak (absolutní)	1	[bar]
	Teplota	60	[°C]
	Složení	egl-5050-adj	[-]

Dalším prvkem subsystému chlazení je chladicí čerpadlo, které určuje množství chladicí kapaliny, vstupující do zásobníku palivových článků. V tomto případě je nutné použití čerpadla definovaného pomocí prvku Pump, který modeluje kapalinové čerpadlo na základě již naměřené výkonové mapy. V modelu bylo použito odstředivé čerpadlo s mapou, popisující

zvýšení tlaku jako funkci objemového průtoku při různých rychlostech a účinnostech čerpadla.

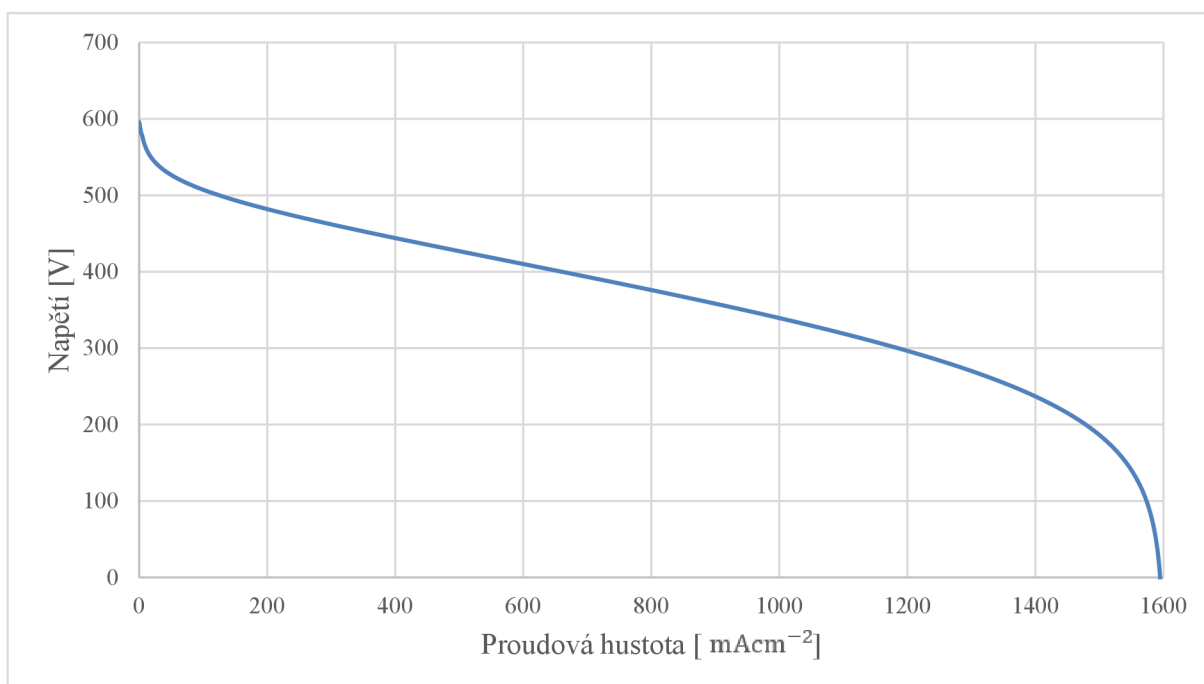
Množství chladicí kapaliny je regulováno pomocí PIDControlleru [60], jehož cílem je udržení teploty chladicí kapaliny v zásobníku, snímané pomocí prvku ReceiveSignal [60], na hodnotě 80 °C, která je bezpečná pro provoz palivového článku. Výstupem z PID regulátoru jsou otáčky chladicího čerpadla v rozmezí od 500 do 3500 min^{-1} . Takovým způsobem je zajištěno, že se palivový článek bude pohybovat pouze v mezích provozních teplot. Je třeba ovšem zmínit, že se stále jedná o zjednodušený subsystém chlazení. V případě nutnosti podrobného pozorování jakýchkoliv teplotních parametrů je nutné modelování mnohem detailnějšího okruhu s tepelnými výměníky a jejich regulací.

Výstup z chladicího okruhu je tvořen pomocí obdobného principu. I zde je využita šablona BoundaryPressure [60], která používá stejné okrajové podmínky, jako v případě popisu vstupu do subsystému chlazení.

5.6 VÝKONOVÉ PARAMETRY

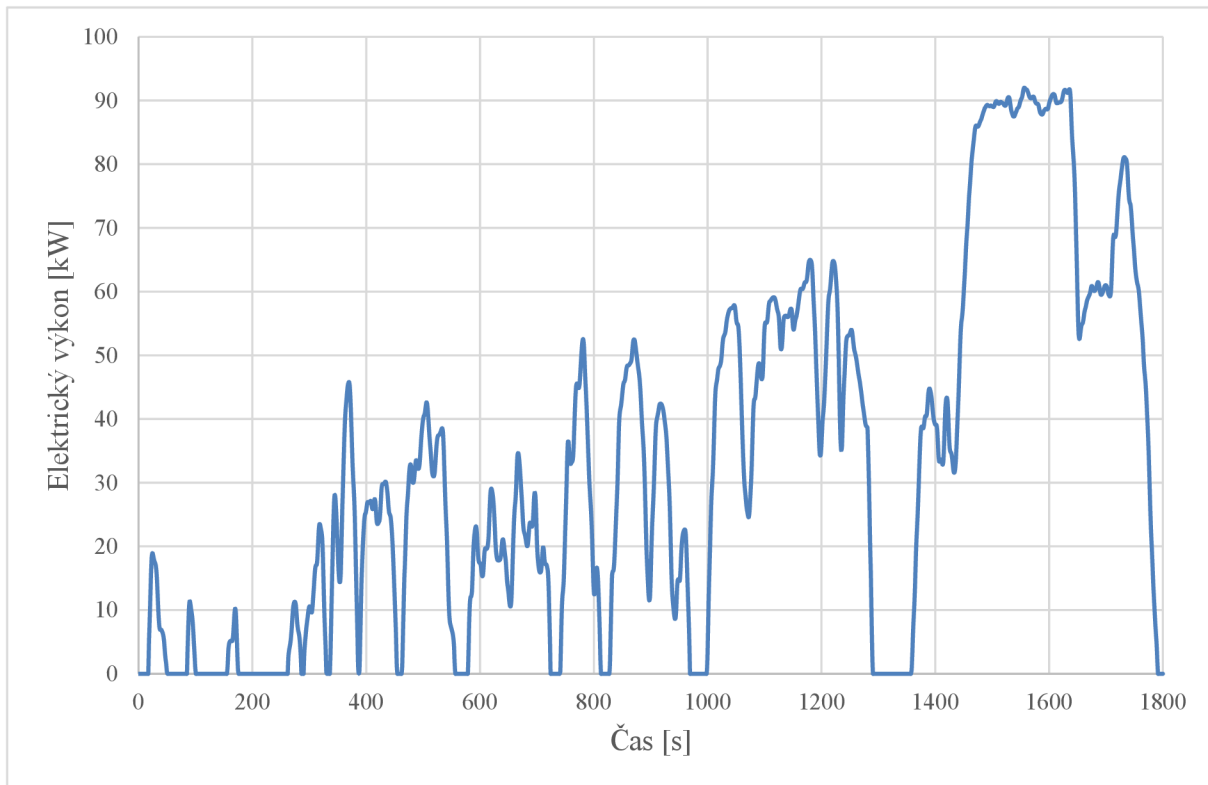
V této kapitole jsou popsány výsledky zatížení modelu systému palivových článků pomocí jízdního cyklu CLTC-C – China light-duty vehicle test cycle – commercial vehicles.

Závislost mezi napětím a proudem určuje polarizační křivka. Tato závislost v případě použitého palivového článku PEM je znázorněna modrou barvou na obr. 26, kde výsledné napětí je dáno součtem napětí jednotlivých článků.



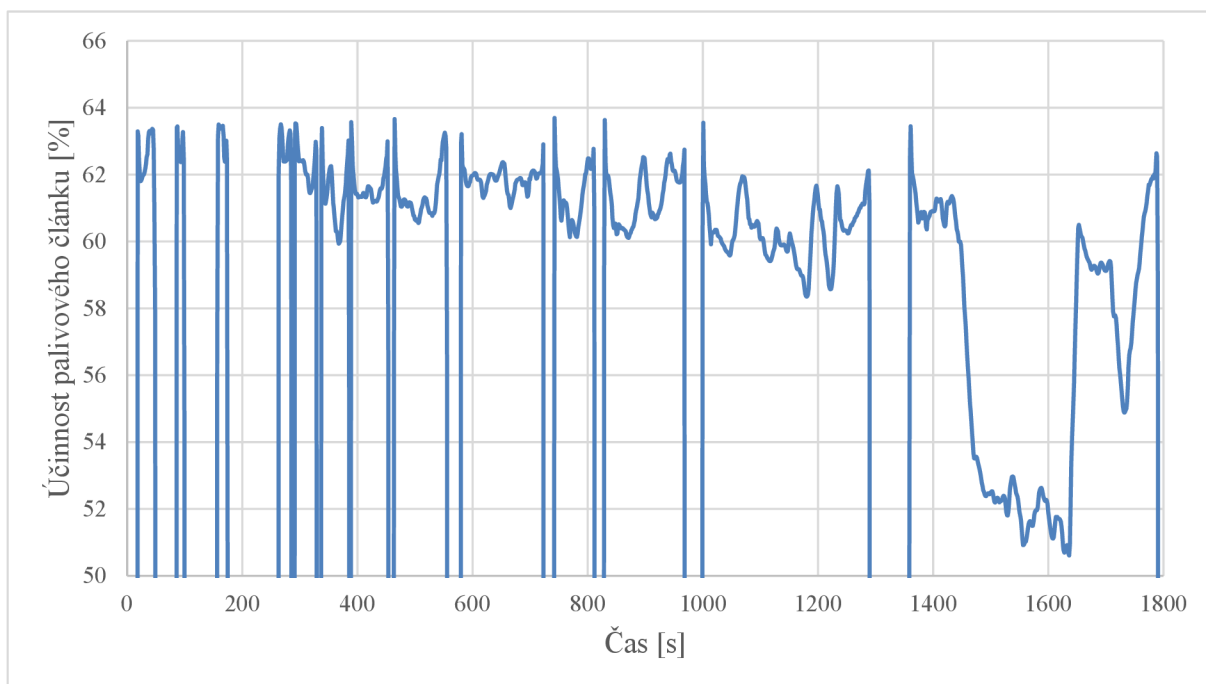
Obr. 26 Polarizační křivka PEM zásobníku použitého v modelu, udávající závislost napětí článku na proudové hustotě

Obr. 27 znázorňuje elektrický výkon daného systému palivových článků při zatížení pomocí jízdního cyklu CLTC-C. Maximální dosažený výkon je 92 kW, jenž odpovídá maximálnímu požadovanému výkonu. V případě, že palivový článek je schopen dosahovat totožného maximálního elektrického výkonu jako je požadováno, výsledný graf bude kopírovat graf zatížení popisující cyklus CLTC-C.



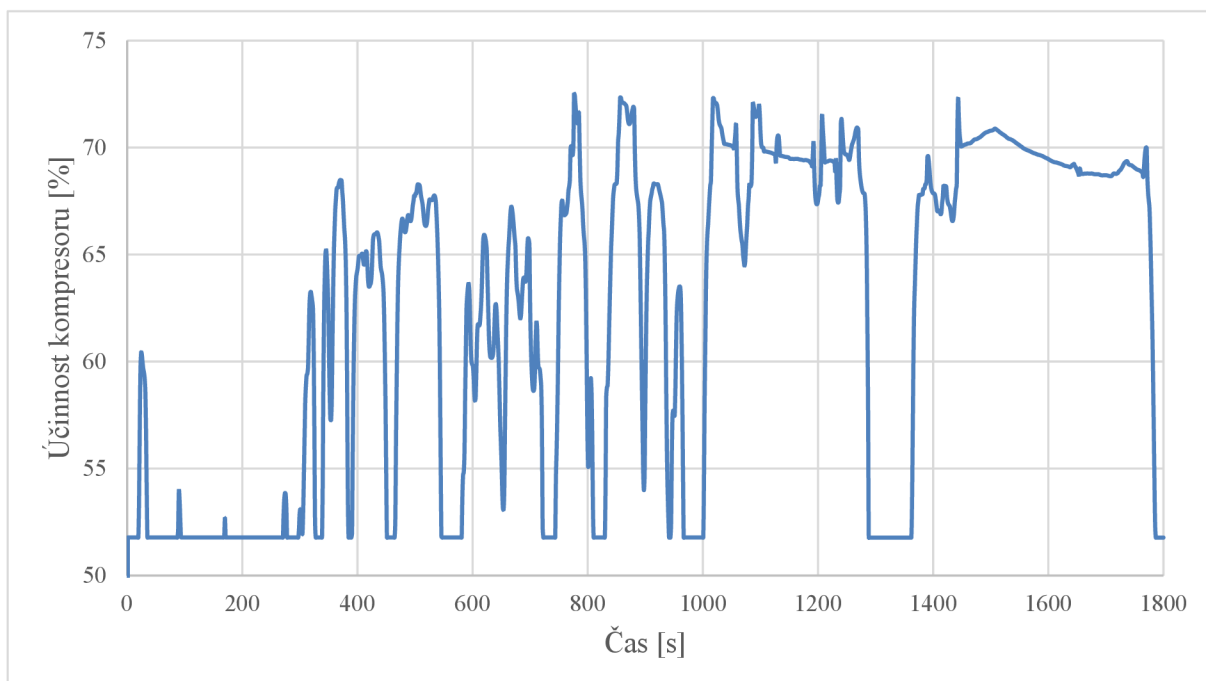
Obr. 27 Elektrický výkon zásobníku při zatěžování jízdním cyklem CLTC-C

Na obr. 28 je vykreslen průběh účinnosti palivového článku při zatížení jízdním cyklem CLTC-C. V oblasti vysokého zatížení FC lze pozorovat prudký pokles hodnoty účinnosti až na 50,6 %. Tato skutečnost odpovídá realitě, jelikož při zvyšování proudu v systému dochází ke snížení účinnosti.



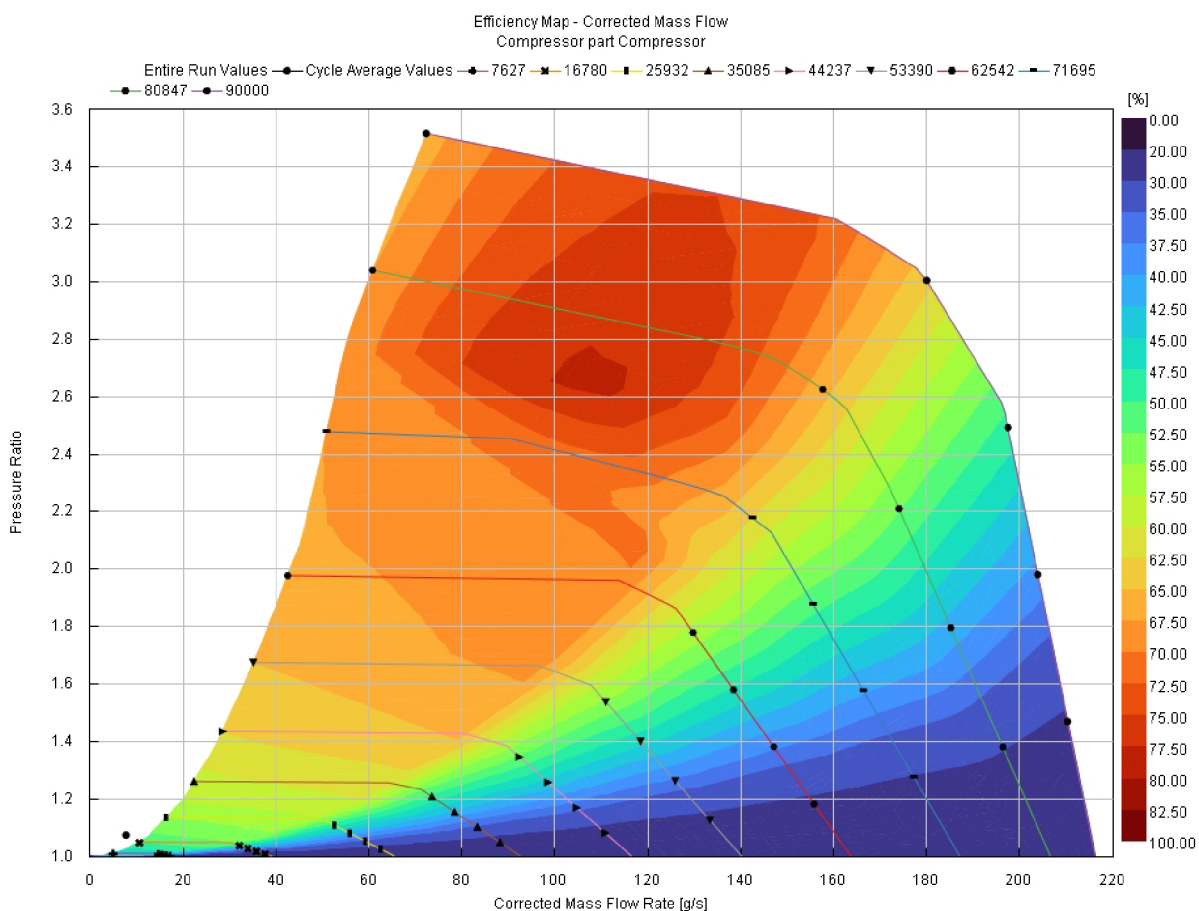
Obr. 28 Účinnost palivového článku při zatěžování jízdním cyklem CLTC-C

Obr. 29 dále zobrazuje účinnost kompresoru. Maximální účinnost kompresoru je 72,5 %, která odpovídá výkonovému požadavku 47 kW. Střední hodnota účinnosti je 62,3 %.



Obr. 29 Účinnost kompresoru při zatěžování jízdním cyklem CLTC-C

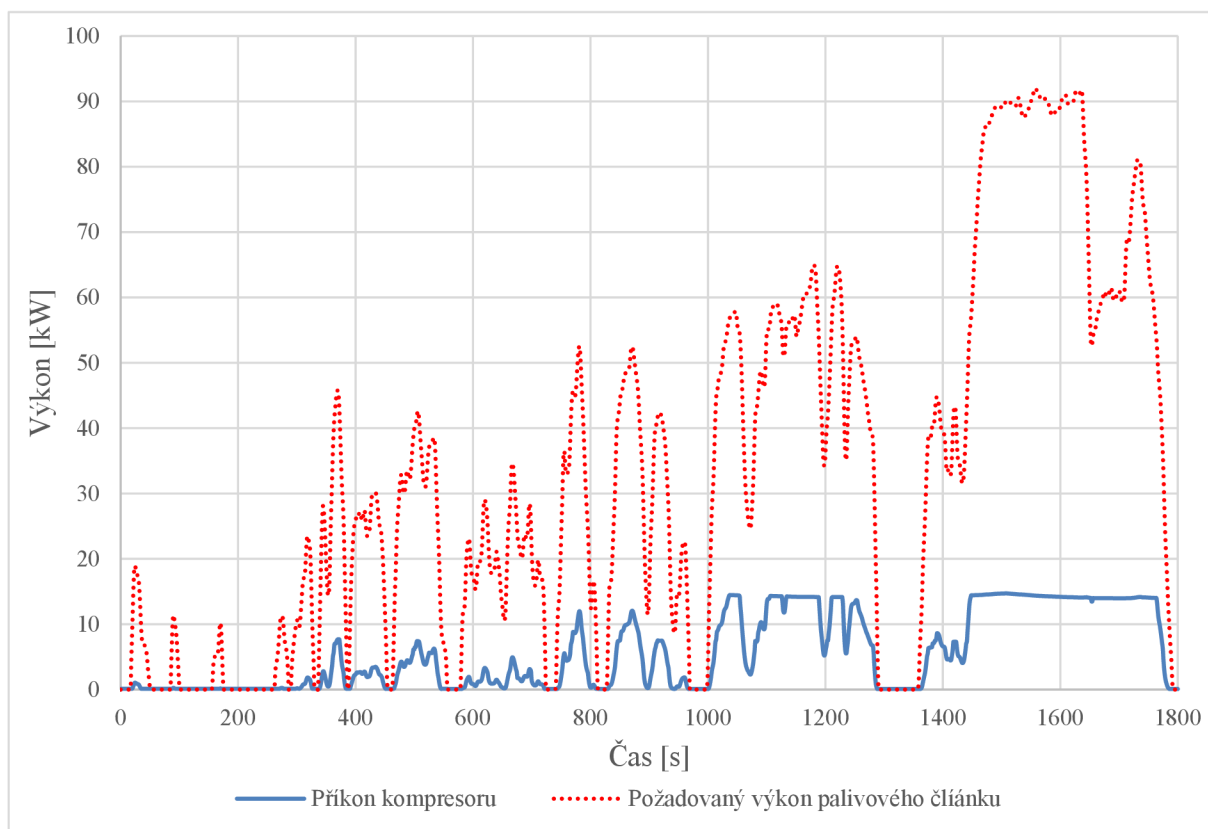
Pro zobrazení závislosti účinnosti na charakteristických parametrech kompresoru se používá kompresorová mapa. Pomocí parametrického dimenzování kompresoru byla pro tento model vytvořena kompresorová mapa, která je zobrazena na obr. 30. Pro tvorbu kompresorové mapy bylo použito predikčního nástroje, který obsahuje software GT-Suite. Predikce mapy vyžadovala definici průměru kompresorového kola a 4 základních parametrů v bodě návrhu, jenž popisuje bod na kompresorové mapě s maximální izentropickou účinností. Průměr kompresorového kola byl zvolen 64 mm. Bod návrhu je popsán otáčkami kompresoru 76000 min^{-1} , tlakovým poměrem 2,45, hmotnostním průtokem $110 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ a izentropickou účinností 0,78. Vytvořená kompresorová mapa je definována v rozsahu otáček od 20000 min^{-1} do 90000 min^{-1} . Největší dosažený tlakový poměr je 3,52 při 90000 min^{-1} a hmotnostním průtoku $72 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$. V případě omezení účinnosti na 60 % je dosahováno maximálního hmotnostního průtoku $185 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ při otáčkách kompresoru 90000 min^{-1} .



Obr. 30 Mapa kompresoru s průměrem 64 mm, predikována pomocí bodu návrhu s otáčkami kompresoru 76000 min^{-1} , tlakovým poměrem 2,45, hmotnostním průtokem $110 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ a izentropickou účinností 0,78. Zvoleny rozsah otáček kompresorového kola je $20000\text{--}90000 \text{ min}^{-1}$

Následující graf (obr. 31) znázorňuje příkon kompresoru potřebný pro dosažení požadovaného elektrického výkonu zásobníku palivových článků. K realizaci výkonu $89,9 \text{ kW}$ je nutný maximální příkon elektrického kompresoru $14,7 \text{ kW}$. K dosažení maximálního výkonu systému 92 kW se nutný příkon sníží na $14,4 \text{ kW}$. Tato skutečnost je nejspíše způsobena transientním charakterem cyklu, který vykazuje téměř konstantní příkonové charakteristiky při poměrně malé změně výkonového požadavku. Mírná odchylka

od maximální hodnoty příkonu je způsobena zaokrouhlovací chybou vlivem nepřesnosti simulaci.



Obr. 31 Příkon kompresoru v závislosti na požadovaném výkonu palivového článku

6 VYHODNOCENÍ VLIVŮ NAVRHOVANÝCH PARAMETRŮ

Posledním z cílů této diplomové práce je vyhodnocení vlivů změny navrhovaných veličin kompresoru. Zejména se vyšetřoval průměr kompresorového kola, otáčky, tlakový poměr a izentropická účinnost v bodě návrhu na účinnost palivového článku, účinnost kompresoru a příkon kompresoru. S ohledem na možnosti optimalizace, jež software GT-Power nabízí uživateli, bylo k dosažení tohoto cíle využito optimalizačního nástroje Design Optimizer [60] v kombinaci s dalším optimalizačním nástrojem – DOE Setup [60]. Požadavkem pro optimalizaci bylo dosažení minimálního příkonu kompresoru a zároveň splnění maximálního výkonového požadavku jízdního cyklu. Omezení bylo nastaveno i na maximální tlakový poměr při 92 kW, který nesměl přesáhnout hodnotu 3,6. Obvodová rychlost na kompresorovém kole byla omezena na $550 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

6.1 PRŮMĚR KOMPRESOROVÉHO KOLA A OTÁČKY V BODĚ NÁVRHU

Jako první byla sledována změna průměru kompresorového kola a otáček v bodě návrhu kompresoru. Další specifikační parametry pro návrh kompresorové mapy zůstaly beze změny.

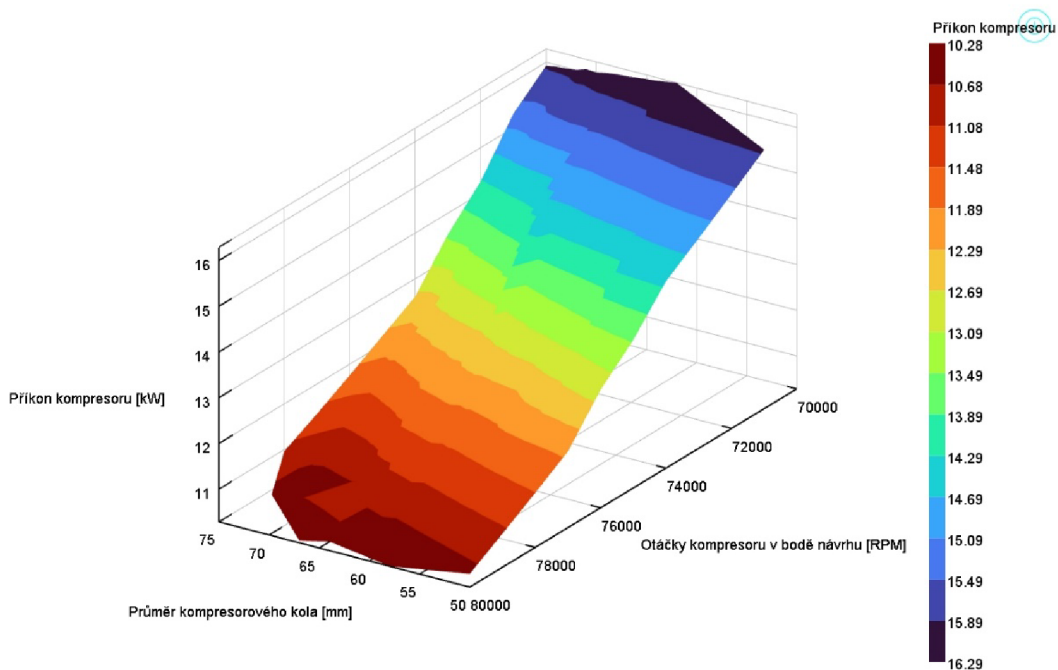
Pro tuto analýzu byl vybrán rozsah průměrů od 40 do 80 mm a otáčky kompresoru od 40000 do 80000 min^{-1} . Při otáčkách do 65000 min^{-1} bylo pozorováno prudké zvýšení nutného příkonu kompresoru, proto spodní hranice otáček byla omezena na hodnotu 65000 min^{-1} . Maximální výkonový požadavek nebyl splněn ani v případě průměru kompresorových kol nad 75 mm. Kola s průměry do 50 mm dále vykazovala vysoký požadovaný příkon. Proto byl rozsah průměrů pro následující analýzu omezen na 50 až 75 mm.

Dalším bodem byla analýza pomocí DOE Setup s již omezenými rozsahy. Po provedení simulace pomocí DOE Setup bylo nutné ověření stanovených podmínek, a to zejména dosažení maximálního výkonového požadavku a dodržení maximální obvodové rychlosti a maximálního tlakového poměru. Hodnoty, které tyto podmínky nesplňovaly, byly ze souboru dat odstraněny.

V tab. 14 je shrnuto 5 kombinací průměru kompresorového kola a otáček v bodě návrhu seřazených od nejvhodnějších po nejméně vhodné. Z obr. 32 je zřejmé, že s nárůstem otáček kompresoru v bodě návrhu dochází k poklesu požadovaného příkonu z důvodu posunu kompresorové mapy do oblasti s vyšší účinností kompresoru.

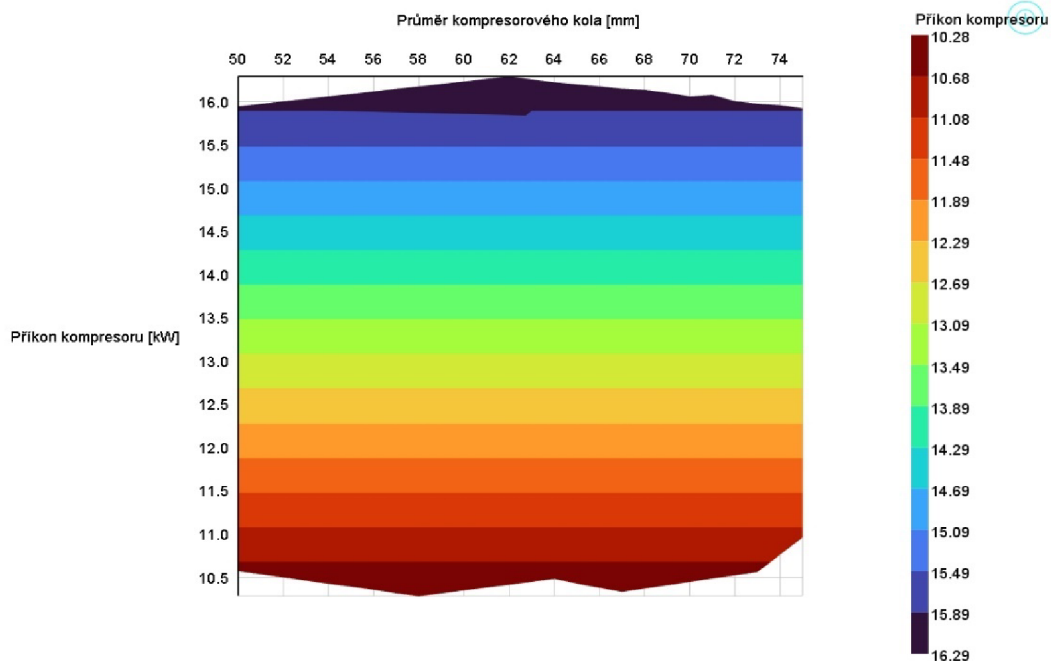
Tab. 14 Příkon kompresoru v závislosti na průměru kompresorového kola a otáčkách kompresoru v bodě návrhu

Výkonový požadavek	Veličina	1	2	3	4	5	Jednotka
	Průměr kompresorového kola	58	57	67	56	66	[mm]
	Otáčky v bodě návrhu	80000	80000	80000	80000	80000	$[\text{min}^{-1}]$
92 kW	Příkon kompresoru	10,283	10,318	10,333	10,357	10,380	[kW]
	Účinnost kompresoru	0,737	0,738	0,726	0,739	0,727	[-]
	Účinnost palivového článku	0,478	0,479	0,476	0,480	0,477	[-]



Obr. 32 Příkon kompresoru v závislosti na průměru kompresorového kola a otáčkách kompresoru v bodě návrhu

Pohled zprava (obr. 33) znázorňuje rovnoměrné rozložení závislosti příkonu na průměru kompresorového kola, kde pro každý zvolený průměr lze pozorovat odlišné příkonové charakteristiky, které jsou ovlivněny volbou otáček pro daný průměr.



Obr. 33 Příkon kompresoru v závislosti na průměru kompresorového kola a otáčkách kompresoru v bodě návrhu – pohled zprava

6.2 TLAKOVÝ POMĚR A IZENTROPICKÁ ÚČINNOST V BODĚ NÁVRHU

V další analýze jsou sledovány výkonové charakteristiky kompresoru a palivového článku s ohledem na změnu tlakového poměru v rozsahu od 1,8 do 3 a izentropické účinnosti od 0,6 do 0,8. Další specifické parametry pro návrh kompresorové mapy a požadavky pro optimalizaci zůstaly beze změny.

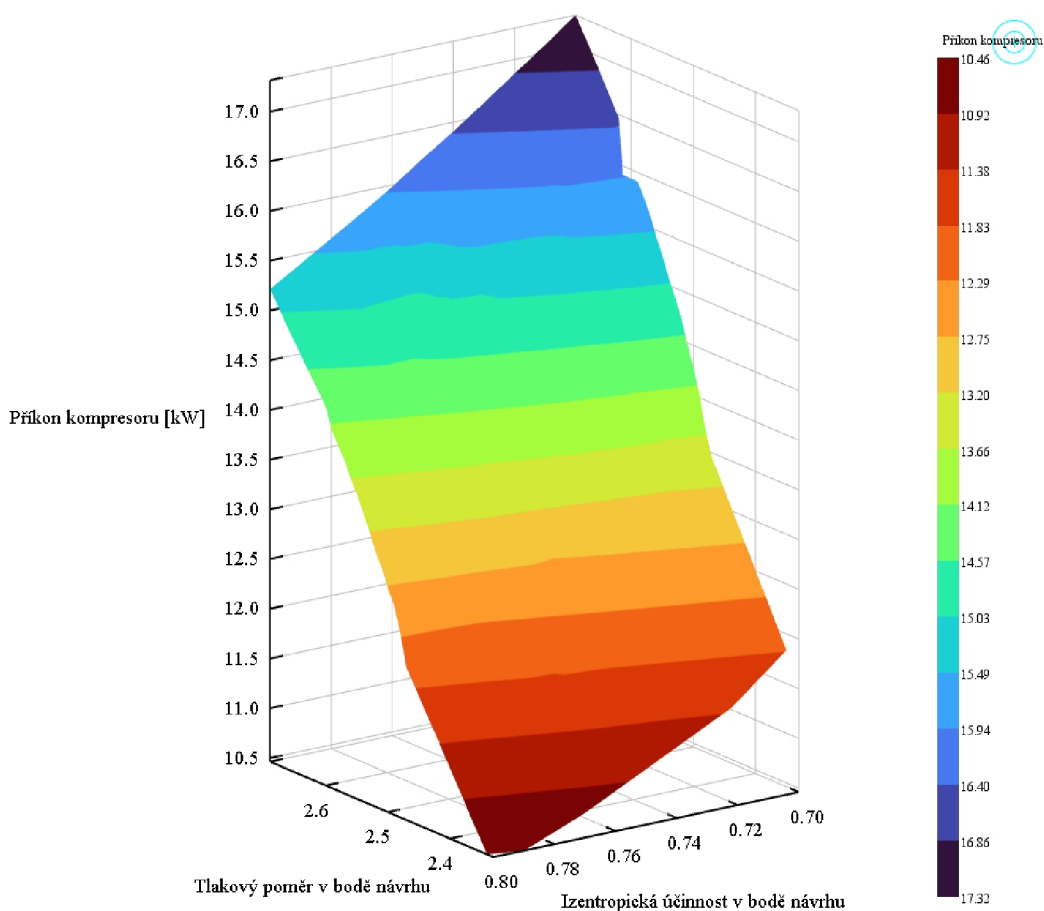
Pro zrychlení času výpočtu DOE Setupu byly nejprve ověřeny podmínky splnění maximálního výkonového požadavku jízdního cyklu v celém vyšetřovaném rozsahu s využitím Design Optimizeru. Při tlakovém poměru do 2,3 nebylo dosaženo maximálního výkonového požadavku, proto pro další simulaci pomocí DOE Setupu byla nastavena spodní hranice rozsahu na 2,3. Tlakový poměr nad 2,7 vykazoval vysoké hodnoty příkonu. Důsledkem bylo omezení rozsahu tlakového poměru v bodě návrhu pro následující analýzu od 2,3 do 2,7. V případě izentropické účinnosti byla zkoumána oblast rozsahů od 0,6 do 0,8. Při izentropické účinnosti v bodě návrhu do 0,7 měl kompresor příliš vysoké hodnoty příkonu, proto další vyhodnocení proběhlo již v oblasti od 0,7 do 0,8.

Po provedení výpočtu pomocí DOE Setupu bylo nutné ověřit stanovené podmínky. Hodnoty, které nevykazovaly splnění maximálního požadavku na výkon a hodnoty, jejichž průměrný tlakový poměr při zatížení 92 kW přesahoval 3,6 byly ze souboru dat odstraněny.

Obr. 34 znázorňuje závislost příkonu kompresoru na tlakovém poměru a izentropické účinnosti v bodě návrhu. Z grafu vyplývá, že při výkonovém požadavku 92 kW s rostoucím tlakovým poměrem roste i požadovaný příkon kompresoru. Tato skutečnost je dána přímou úměrou závislosti příkonu na tlakovém poměru, jež vyplývá z termodynamických zákonů dle vztahu (15). Graf níže také znázorňuje stále klesající tendence požadovaného příkonu při zvyšování izentropické účinnosti. Tento fakt je ve shodě s nepřímou úměrou závislosti příkonu na účinnosti kompresoru. Výsledky provedeného experimentu jsou uvedeny v tab. 15, kde je shrnuto 5 kombinací tlakových poměrů a izentropických účinností seřazených od nejvhodnějších po nejméně vhodné.

Tab. 15 Příkon kompresoru v závislosti na tlakovém poměru a izentropické účinnosti v bodě návrhu

Výkonový požadavek	Veličina	1	2	3	4	5	Jednotka
	Tlakový poměr	2,33	2,34	2,35	2,33	2,34	[-]
	Izentropická účinnost	0,79	0,8	0,8	0,78	0,79	[-]
92 kW	Příkon kompresoru	10,462	10,462	10,577	10,583	10,586	[kW]
	Účinnost kompresoru	0,726	0,736	0,737	0,717	0,727	[-]
	Účinnost palivového článku	0,479	0,481	0,483	0,478	0,481	[-]



Obr. 34 Příkon kompresoru v závislosti na tlakovém poměru a izentropické účinnosti v bodě návrhu

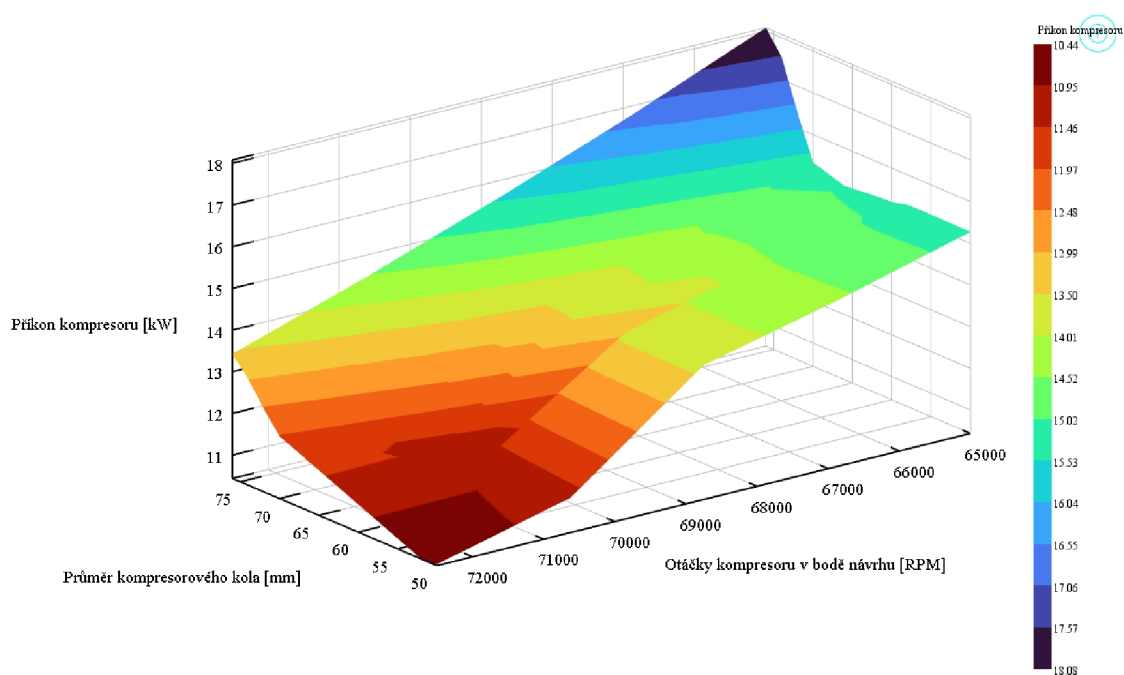
6.3 KOMBINACE NAVRHOVANÝCH PARAMETRŮ

Posledním krokem bylo provedení analýzy kombinací nejvhodnějších parametrů z předchozích kapitol popsanych výše. Byla zkoumána nejlepší možná kombinace hodnot pro dosažení minimálního příkonu kompresoru.

Při otáčkách kompresoru do 65000 min^{-1} příkon kompresoru vykazoval vysoké hodnoty. Rozsah otáček kompresoru byl proto nastaven od 65000 do 80000 min^{-1} . Tlakový poměr do 2,1 nesplňoval kritérium maximálního výkonového požadavku. Nad 2,6 bylo vyžadováno příliš vysokého příkonu. Tlakový poměr byl nastaven v rozmezí od 2,1 do 2,6. Horní hranice průměru byla omezena na 75 mm. Izentropická účinnost s ohledem na předchozí analýzu byla parametrizována v oblasti pouze od 0,78 do 0,8. Celkově by tato analýza měla obsahovat 27216 různých kombinací. Pro zjištění trendu ovšem bylo postačující tuto analýzu omezit na 1512 kombinací.

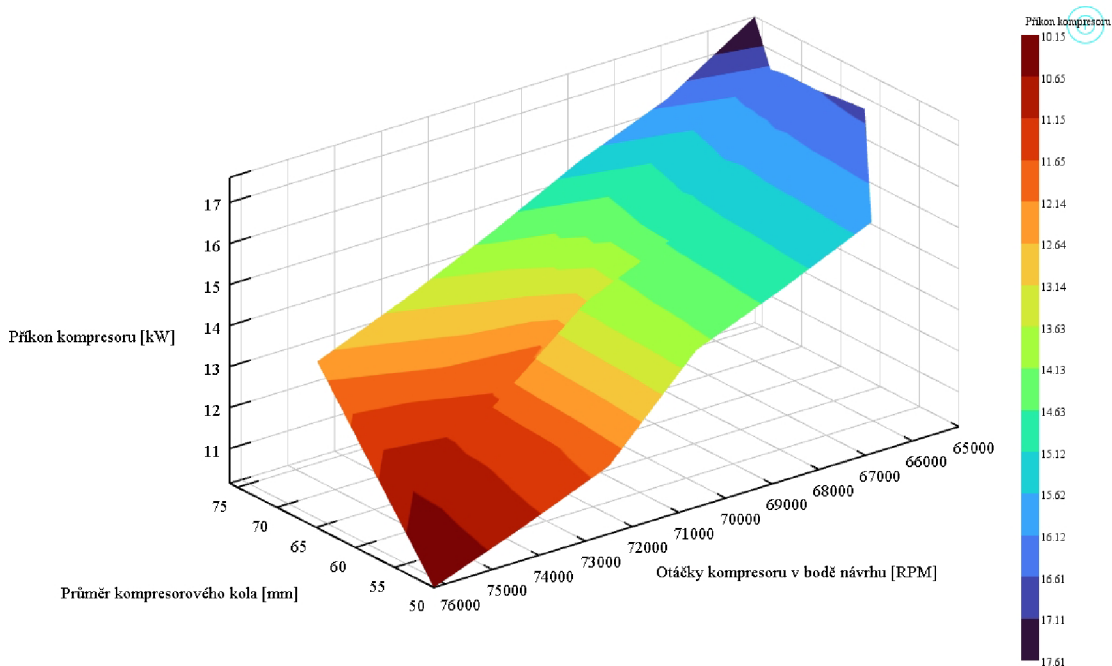
Po provedení simulace pomocí DOE Setupu bylo nutné ověření stanovených podmínek, a to zejména dosažení maximálního výkonového požadavku 92 kW a dodržení maximální obvodové rychlosti a maximálního tlakového poměru. Kompresorová kola s izentropickou účinností 0,8 vykazovala nejmenší požadovaný příkon, pro následné vyhodnocení bylo využito pouze hodnot s danou izentropickou účinností. Kola s tlakovým poměrem v bodě návrhu 2,1 a 2,6 měla vyšší požadavek na příkon, než 2,2–2,5. Obr. 35–obr. 38 znázorňují příkon kompresoru v závislosti na průměru kompresorového kola a otáčkách v bodě návrhu. Každý graf níže odpovídá určitému tlakovému poměru.

Obr. 35 znázorňuje příkon kompresoru při tlakovém poměru 2,2. Na grafu lze vidět, že nejmenší příkon kompresoru vykazuje kompresorové kolo s nejmenším průměrem při nejvyšších otáčkách kompresoru v bodě návrhu.



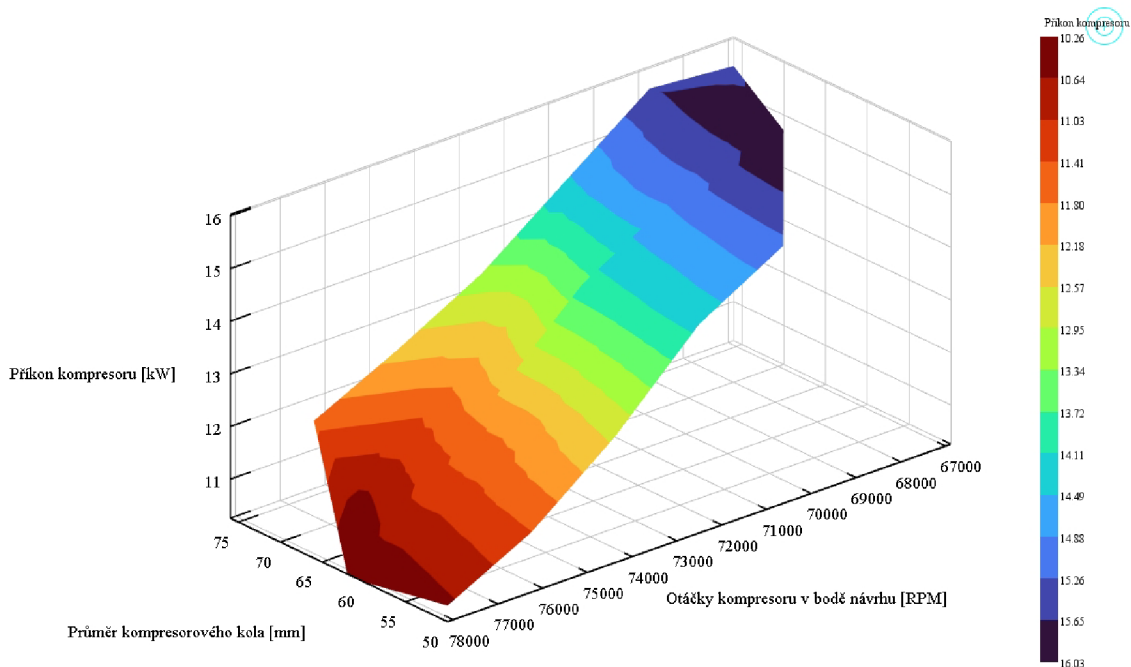
Obr. 35 Příkon kompresoru v závislosti na navrhovaných parametrech (izentropická účinnost 0,8, tlakový poměr 2,2)

Na obr. 36 je zobrazena totožná závislost, avšak při tlakovém poměru 2,3. Na grafu lze vidět, totožnou tendenci závislosti požadovaného příkonu.



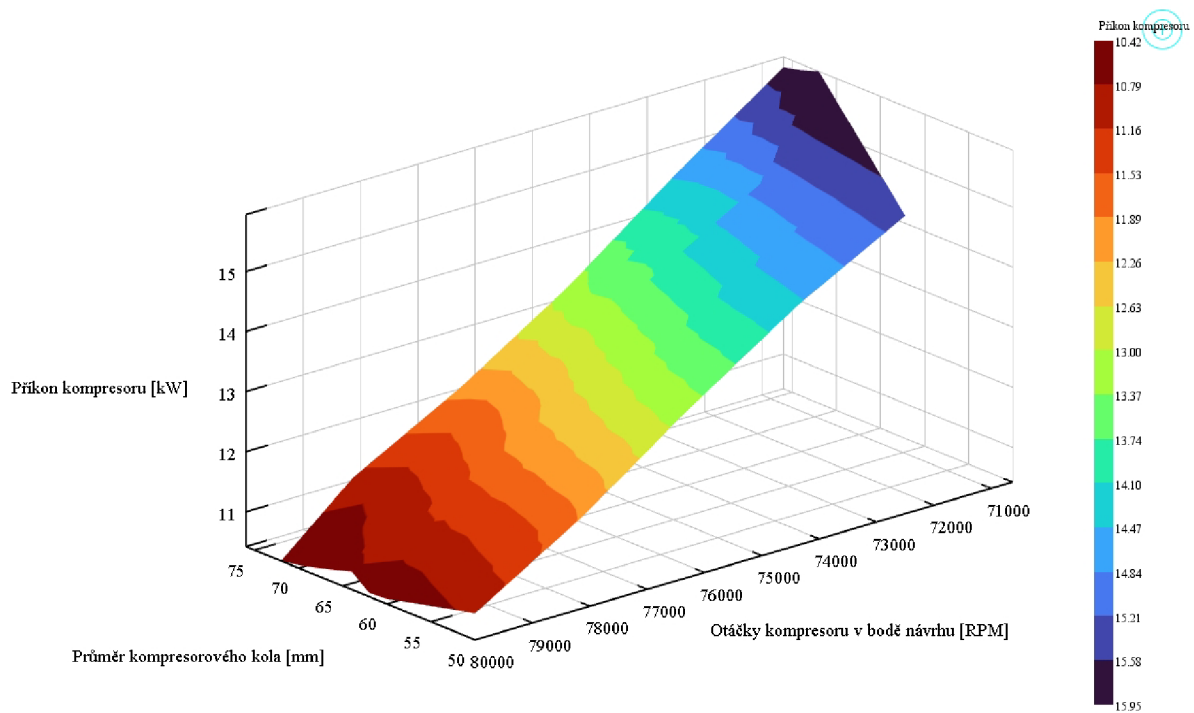
Obr. 36 Příkon kompresoru v závislosti na navrhovaných parametrech (izentropická účinnost 0,8, tlakový poměr 2,3)

Obr. 37 a obr. 38 zobrazují příkon kompresoru v závislosti na průměru kompresorového kola a otáčkách v bodě návrhu při tlakových poměrech 2,4 a 2,5.



Obr. 37 Příkon kompresoru v závislosti na navrhovaných parametrech (izentropická účinnost 0,8, tlakový poměr 2,4)

Na grafech (obr. 37 a obr. 38) jsou patrné mírné odchylky od chování kompresorových kol s tlakovými poměry 2,2 a 2,3. V těchto případech lze pozorovat odklon nejmenšího příkonu ve směru ke zvyšujícímu se průměru, který je způsoben nesplněním menších průměrů maximálního výkonového požadavku, jenž je kladen na palivový článek.



Obr. 38 Příkon kompresoru v závislosti na navrhovaných parametrech (izentropická účinnost 0,8, tlakový poměr 2,5)

SOUHRN PRÁCE

Pro účely práce byla nejprve realizována rozsáhlá rešerše koncepcí pohonných jednotek využívající palivových článků s možností uplatnění v užitkových vozidlech.

Zadavatelem této diplomové práce, společností Garrett Motion, byl stanoven požadavek na vývoj nástroje umožňujícího analyzovat dodávku vzduchu kompresorem do zásobníku palivových článků. Ačkoli cílem diplomové práce bylo zpracování systému dodávky vzduchu, pro komplexní funkci modelu bylo nutné uskutečnit návrh i ostatních částí systému palivového článku. Výpočtový model tak obsahuje zjednodušený systém dodávky vodíku a chlazení, nicméně je tento model navržen s ohledem na další případné úpravy a optimalizace.

Pro účely analýzy dodávky vzduchu do zásobníku palivových článků bylo vyžadováno zatížení systému pomocí výkonových parametrů, které budou v budoucnu definované zákazníkem. Zásobník palivových článků byl zatížen pomocí jízdního cyklu CLTC-C – China light-duty vehicle test cycle – commercial vehicles. Tento jízdní cyklus dosahuje maximálního požadovaného výkonu 92 kW, nejčastěji se výkon pohybuje mezi 20 až 40 kW. V první řadě byl proveden návrh parametrů jednotlivých prvků systému. Jako výchozí parametry, v případě absence reálných hodnot, byla použita data z již existujícího modelu Fuel_Cell_Truck-Flow [60] z knihovny GT-Power. Dále byl proveden návrh kompresoru s ohledem na splnění jízdního cyklu vozidla. Výsledná optimalizace výpočtového modelu byla uskutečněna v rozmezí s největší četností výskytu výkonového požadavku. Z tohoto důvodu je nutné velmi dobře zvážit výkonové rozsahy, ve kterých se vozidlo bude nejčastěji pohybovat a provádět návrh parametrů s ohledem na tuto oblast.

V poslední části byl sledován vliv parametrů, pomocí kterých je definována kompresorová mapa na výkonové charakteristiky kompresoru a palivového článku. Zadavatel diplomové práce formuloval jako hlavní požadavek příkon kompresoru. V této analýze byl sledován vliv průměru kompresorového kola, otáček, tlakového poměru a izentropické účinnosti v bodě návrhu a jejich vhodných kombinací pomocí optimalizační nástrojů, které zahrnuje software GT-Suite.

Nejprve byla provedena analýza vlivu změny průměru kompresorového kola od 40 do 80 mm a otáček kompresoru v bodě návrhu od 40000 do 80000 min^{-1} . Další navrhované veličiny definující kompresorovou mapu zůstaly beze změn. Tato analýza dokázala, že s nárůstem otáček kompresoru v bodě návrhu docházelo k poklesu požadovaného příkonu. Závislost příkonu na průměru kompresorového kola vykazovala rovnoměrné rozložení, kde bylo možné pozorovat odlišné příkonové požadavky u jednotlivých průměrů dle volby otáček v bodě návrhu.

Následovala analýza výkonové odezvy systému na změnu navrhovaného tlakového poměru v rozsahu od 1,8 do 3 a izentropické účinnosti od 0,6 do 0,8. Tlakové poměry do 2,3 a nad 2,7 nesplňovaly požadavky kladené na minimalizaci příkonu a zároveň dosažení maximálního elektrického výkonu systému. Závěrem experimentu bylo, že při zvyšování izentropické účinnosti v bodě návrhu dochází k poklesu požadovaného příkonu kompresoru. Rostoucí tlakový poměr vedl k nárůstu požadovaného příkonu kompresoru.

Poslední simulace zahrnovala změnu příkonu kompresoru v závislosti na kombinaci navrhovaných parametrů. Tlakový poměr v bodě návrhu 2,1 a 2,6 způsoboval vyšší

požadavek na příkon, než 2,2–2,5. Pro tlakový poměr 2,2 a 2,3 nejmenší příkon vykazovalo kompresorové kolo s nejmenším průměrem při nejvyšších otáčkách kompresoru v bodě návrhu. V případě poměru 2,4 a 2,5 trend vykazoval odklon nejmenšího příkonu ve směru ke zvyšujícímu se průměru z důvodu nesplnění maximálního výkonového požadavku kompresoru.

Vodíkové palivové články se jeví jako slibná alternativa k fosilním palivům v oblasti užitkových vozidlech. Ke komerčnímu využití nákladních vozidel s palivovými články je stále zapotřebí výrazného pokroku, jak v technologii, tak i v infrastruktuře. Na základě provedených analýz lze tvrdit, že zásadním parametrem pro celkovou optimalizaci systému je stanovení maximálního výkonového požadavku pro zatížení zásobníku palivových článků. Tento parametr se odvíjí zejména od jízdních cyklů a provozních podmínek jednotlivých vozidel. V oblasti středních užitkových vozů se jeví výhodnější kombinace škálování a vícenásobného použití komponentů, které zahrnují nejnižší náklady na vývoj. To vede k použití méně robustních kompresorů s nižšími požadavky na příkon. Oblast těžkých užitkových vozidel vyžaduje kompletní škálování systému, které umožňuje dosažení vyšší účinnosti z důvodu lepšího přizpůsobení konkrétní aplikaci. Pro dosažení konkurenceschopnosti těžkých nákladních vozidel s FC je nutné zaměřit se na robustnější kompresory s maximalizací účinnosti palivových článků. Z důvodu technologického pokroku palivových článků typu SOFC je vhodné se zaměřit na turbokompresory, jež jsou z důvodu vysokých provozních teplot pro tyto články neoptimálnější.

ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zaměřuje na aktuální problematiku dekarbonizace sektoru užitkových vozidel pomocí použití technologie palivových článků. Hlavním cílem této diplomové práce bylo provedení návrhu výpočtového modelu pro analýzu dodávky vzduchu kompresorem do systému palivových článků. Výpočtový model byl zpracován v softwaru od výrobce Gamma Technologies – GT-Suite v2022, který umožňuje řešení simulace v reálném čase.

Výsledný model vede ke zefektivnění nalezení optimálního kompresoru pro použití v systému palivových článků dle požadavku stanovených zákazníkem. Práce zahrnuje detailní analýzu prvotního návrhu, a to zejména vliv navrhovaných parametrů na výsledné výkonové charakteristiky, jak palivového článku, tak i kompresoru. Zadavatelem diplomové práce byl stanoven prioritní požadavek na příkon kompresoru. Provedené analýzy ukázaly, že nárůst izentropické účinnosti v bodě návrhu vedl k poklesu požadovaného příkonu, zatímco při zvyšování tlakového poměru docházelo k jeho nárůstu. Tyto skutečnosti jsou dány přímou úměrou závislosti příkonu na tlakovém poměru a nepřímou úměrou závislosti příkonu na účinnosti kompresoru. Nárůst otáček kompresoru v bodě návrhu způsoboval pokles požadovaného příkonu z důvodu posunu kompresorové mapy do oblasti vyšší účinnosti. Provedení souhrnné kombinované analýzy potvrdilo předpoklady stanovené v dílčích analýzách, s mírnou odchylkou chování změny tlakového poměru, který byl závislý na dodržení maximálního výkonového požadavku. Pro výchozí návrh kompresoru byly nalezeny návrhové parametry s nižším příkonovým požadavkem (téměř o 40 %) při zachování totožných výkonových charakteristik. Výsledkem je, že při stejné konfiguraci použitých komponentů lze dosáhnout vyššího užitečného výkonu systému, než je tomu v případě prvotního návrhu.

Model je navržen tak, aby byl všestranně aplikovatelný pro různá pohonná ústrojí s možností dalších úprav a je tak vhodným základem pro sestavení kompletního vodíkového systému, resp. vozidla.

Modelování systému palivových článků je v softwaru GT-Suite stále ve vývojové fázi. V průběhu modelování bylo zjištěno několik chybějících, resp. nedostačujících záležitostí, které byly nahlášeny výrobcem softwaru. Zejména se jedná o možnosti jízdních cyklů v případě výkonového zatěžování zásobníku, které neobsahují data pro samostatné zatěžování systému palivových článků, pouze pro kompletní vozidlo. V modelu byla provedena určitá zjednodušení z důvodu redukce výpočtového času a zaměření výpočtu zejména na systém dodávky vzduchu. Zjednodušení systému dodávky vodíku a chlazení ovlivňuje výkonové parametry palivového článku, které nejsou zcela přesné. Zásobník palivového článku nezahrnuje model dynamické difuzivity, která je nevhodná pro výkonové zatěžování zásobníku, jež se používá pro tento výpočtový model. Nebylo uvažováno ani stárnutí zásobníku, jež je důležitým parametrem při použití FC, nicméně pro problém, jenž byl stanoven pro tuto práci, je tento parametr zanedbatelný.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *The Future of Trucks Implications for energy and the environment: EXECUTIVE SUMMARY* [online]. OECD/IEA, 2017 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: <https://euagenda.eu/upload/publications/untitled-93874-ea.pdf>
- [2] *REGULATION (EU) 2019/1242 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 20 June 2019 setting CO2 emission performance standards for new heavy-duty vehicles and amending Regulations (EC) No 595/2009 and (EU) 2018/956 of the European Parliament and of the Council and Council Directive 96/53/EC*. Official Journal of the European Union. 2019.
- [3] Fuel Cell Systems for Heavy Duty Applications: From Concept to System Validation. *SPECTRUM: "DEVELOPMENT SOLUTIONS FOR A SUSTAINABLE MOBILITY"* [online]. 2019, (68), 24-27 [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: https://www.fev.com/fileadmin/user_upload/Media/Spectrum/en/Spectrum_68_EN.pdf
- [4] KAST, James, Geoffrey MORRISON, John GANGLOFF, Ram VIJAYAGOPAL a Jason MARCINKOSKI. Designing hydrogen fuel cell electric trucks in a diverse medium and heavy duty market. *Research in transportation economics* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2018, 70(), 139-147 [cit. 2021-12-30]. ISSN 0739-8859. Dostupné z: doi:10.1016/j.retrec.2017.07.006
- [5] CULLEN, David, K.C NEYERLIN, Rajesh AHLUWALIA et al. New roads and challenges for fuel cells in heavy-duty transportation. *Nature Energy* [online]. London: Nature Publishing Group, 2021, 6(5), 462-474 [cit. 2022-05-05]. ISSN 2058-7546. Dostupné z: doi:10.1038/s41560-021-00775-z
- [6] MARCINKOSKI, Jason, Ram VIJAYAGOPAL, Jesse ADAMS, Brian JAMES, John KOPASZ a Rajesh AHLUWALIA. *DOE Advanced Truck Technologies: Subsection of the Electrified Powertrain Roadmap Technical Targets for Hydrogen-Fueled Long-Haul Tractor-Trailer Trucks* [online]. [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: https://www.hydrogen.energy.gov/pdfs/19006_hydrogen_class8_long_haul_truck_targets.pdf
- [7] TAN, Xuguang, Wenmiao CHEN a Fengwen PAN. Fuel Cell Heavy-Duty Trucks: Application and Prospect. *Engineering (Beijing, China)* [online]. Elsevier Ltd, 2021, 7(6), 728-730 [cit. 2022-04-30]. ISSN 2095-8099. Dostupné z: doi:10.1016/j.eng.2021.01.008
- [8] CASTILLO, Oscar, Roberto ÁLVAREZ a Rosario DOMINGO. Opportunities and barriers of hydrogen–electric hybrid powertrain vans: A systematic literature review. *Processes* [online]. Basel: MDPI AG, 2020, 8(10), 1-32 [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: doi:10.3390/pr8101261
- [9] NTZIACHRISTOS, Leonidas a Panagiota DILARA. *Sustainability Assessment of Road*

- Transport Technologies*. Luxembourg: European Union, 2012. ISBN 978-92-79-24998-3. ISSN 1831-9424.
- [10] *Hydrogen Fuel Cell Vehicles to Accelerate Electrification in the Global Auto Industry*. Garrett Motion Inc., 2020.
- [11] Advanced hybrid powertrains for commercial vehicles. *Reference & Research Book News* [online]. Portland: Ringgold, Inc, 2012, **27**(5) [cit. 2022-02-09]. ISSN 0887-3763.
- [12] *2021 Technology & Market Report: Chapter 1*. FCH 2 JU, 2021.
- [13] ROBINIUS, Martin, Jochen LINßEN, Thomas GRUBE, Markus REUß, Peter STENZEL, Konstantinos SYRANIDIS, Patrick KUCKERTZ a Detlef STOLTEN. *Comparative Analysis of Infrastructures: Hydrogen Fueling and Electric Charging of Vehicles* [online]. Forschungszentrum Jülich GmbH, Zentralbibliothek, Verlag, 2018 [cit. 2022-01-23]. ISBN 978-3-95806-295-5. Dostupné z: http://www.smartenergyportal.ch/wp-content/uploads/2018/04/Energie_Umwelt_408_NEU.pdf
- [14] BARTOLOZZI, I, F RIZZI a M FREY. Comparison between hydrogen and electric vehicles by life cycle assessment: A case study in Tuscany, Italy. *Applied energy* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2013, **101**, 103-111 [cit. 2021-12-30]. ISSN 0306-2619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2012.03.021
- [15] HEMMER, Stefan, Marius WALTERS a Sören TINZ. Scalable Fuel Cell Systems for Commercial Vehicles. *MTZ worldwide* [online]. 2019, **80**(7-8), 64-71 [cit. 2021-12-30]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: doi:10.1007/s38313-019-0062-8
- [16] ECKHARDT, Patrick, Phillip HENNE, Walter CZARNETZKI a Ralf WÖRNER. Simulation and energy management of a fuel cell hybrid heavy-duty truck. *EVS33* [online]. [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: doi:10.5281/zenodo.4026788
- [17] Durability-Lifetime of stacks for Heavy Duty trucks. In: *Funding & tenders - European Commission* [online]. European Commission, 2018 [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://ec.europa.eu/info/funding-tenders/opportunities/portal/screen/opportunities/topic-details/fch-01-2-2020>
- [18] GNANN, Till, Martin WIETSCHER, André KÜHN et al. *Teilstudie "Brennstoffzellen-Lkw: kritische Entwicklungshemmnisse, Forschungsbedarf und Marktpotential": Wissenschaftliche Beratung des BMVI zur Mobilitäts- und Kraftstoffstrategie der Bundesregierung*. Karlsruhe, 2017, 117.
- [19] KAST, James, Geoffrey MORRISON, John J GANGLOFF, Ram VIJAYAGOPAL a Jason MARCINKOSKI. Designing hydrogen fuel cell electric trucks in a diverse medium and heavy duty market. *Research in transportation economics* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2018, **70**(), 139-147 [cit. 2021-12-30]. ISSN 0739-8859. Dostupné z: doi:10.1016/j.retrec.2017.07.006

- [20] Refueling Protocols for Medium and Heavy-Duty Vehicles. In: *Funding & tenders - European Commission* [online]. European Commission, 2018 [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://ec.europa.eu/info/funding-tenders/opportunities/portal/screen/opportunities/topic-details/fch-04-2-2019>
- [21] *H2 MOBILITY SERVICES: Wir unterstützen Sie rund um Planung, Bau und Betrieb von Wasserstofftankstellen* [online]. In: . [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://h2-mobility.de/>
- [22] Fleet of Hyundai XCIENT Fuel Cell trucks pass 1M-kilometer mark in Switzerland. In: *Green Car Congress* [online]. BioAge Group, © 2004-2021 [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2021/07/fleet-of-hyundai-xcient-fuel-cell-trucks-pass-1m-kilometer-mark-in-switzerland.html>
- [23] DHL EXPRESS IS PILOTING THE FIRST HYDROGEN TRUCK THROUGHOUT DEUTSCHE POST DHL GROUP. In: *Global Logistics - International Shipping | DHL Home | Global* [online]. 2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.dhl.com/global-en/home/press/press-archive/2021/dhl-express-is-piloting-the-first-hydrogen-truck-throughout-dpdhl-group.html>
- [24] LUTH, Mark. Fuel Cell Customers - Medium and Heavy-Duty Transportation. In: *Fuel Cell & Hydrogen Energy Association* [online]. [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.fchea.org/in-transition/2019/9/2/fuel-cell-customers-medium-and-heavy-duty-transportation>
- [25] OHNSMAN, Alan. Nikola Kicks Off Hydrogen Truck Tests With Pre-Super Bowl Beer Runs For Anheuser-Busch. In: *Forbes Magazine* [online]. [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.forbes.com/sites/alanohnsman/2022/02/11/nikola-kicks-off-hydrogen-truck-tests-with-pre-super-bowl-beer-runs-for-anheuser-busch/?sh=7304d8f85f87>
- [26] SCHICK, Nico. Reference Fuel Cell System for Electric Vehicles. *MTZ worldwide* [online]. 2019, **80**(11), 94-98 [cit. 2021-12-30]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: doi:10.1007/s38313-019-0116-y
- [27] PORŠ, Zdeněk. *Palivové články*. ČEZ, 2002.
- [28] CORREA, J.M, F.A FARRET, L.N CANHA a M.G SIMOES. An electrochemical-based fuel-cell model suitable for electrical engineering automation approach. *IEEE transactions on industrial electronics (1982)* [online]. PISCATAWAY: IEEE, 2004, **51**(5), 1103-1112 [cit. 2021-12-30]. ISSN 0278-0046. Dostupné z: doi:10.1109/TIE.2004.834972
- [29] DAUD, W.R.W, R.E ROSLI, E.H MAJLAN, S.A.A HAMID, R MOHAMED a T HUSAINI. PEM fuel cell system control: A review. *Renewable energy* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2017, **113**, 620-638 [cit. 2021-12-30]. ISSN 0960-1481. Dostupné z: doi:10.1016/j.renene.2017.06.027

- [30] BOCCALETTI, Chiara, Gerardo DUNI, Gianluca FABBRI a Ezio SANTINI. Simulation Models of Fuel Cell Systems. *ICEM, Electrical Machines* [online]. 2006, 6 [cit. 2021-12-30].
- [31] KLÜTSCH, Johannes, Stefan PISCHINGER, Adrian SCHLOSSHAUER a Dominik LÜCKMANN. Simulation-driven Fuel Cell Air Compressor Design. *MTZ worldwide* [online]. 2021, **82**(7-8), 28-37 [cit. 2021-12-30]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: doi:10.1007/s38313-021-0668-5
- [32] *Fuel Cell Handbook*. Seventh Edition. Lulu.com, 2004. ISBN 1365101134.
- [33] KERVIEL, Arthur, Apostolos PESYRIDIS, Ahmed MOHAMMED a David CHALET. An evaluation of turbocharging and supercharging options for high-efficiency Fuel Cell Electric Vehicles. *Applied sciences* [online]. BASEL: MDPI, 2018, **8**(12), 2474 [cit. 2021-12-30]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app8122474
- [34] SAISIRIRAT, Penyarat. The Solid Oxide Fuel Cell (SOFC) and Gas Turbine (GT) Hybrid System Numerical Model. *Energy procedia* [online]. Elsevier Ltd, 2015, **79**, 845-850 [cit. 2021-12-30]. ISSN 1876-6102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2015.11.576
- [35] MCPHAIL, Stephen, Anja AARVA, Hary DEVIANTO, Roberto BOVE a Angelo MORENO. SOFC and MCFC: Commonalities and opportunities for integrated research. *International journal of hydrogen energy* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2011, **36**(16), 10337-10345 [cit. 2021-12-30]. ISSN 0360-3199. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijhydene.2010.09.071
- [36] PUKRUSHPAN, Jay, Huei PENG a Anna STEFANOPOULOU. Control-Oriented Modeling and Analysis for Automotive Fuel Cell Systems. *Journal of dynamic systems, measurement, and control* [online]. NEW YORK: ASME, 2004, **126**(1), 14-25 [cit. 2022-04-27]. ISSN 0022-0434. Dostupné z: doi:10.1115/1.1648308
- [37] AHSAN, Nabeel, Ans AL RASHID, Asad ZAIDI, Ramsha IMRAN a Sikandar ABDUL QADIR. Performance analysis of hydrogen fuel cell with two-stage turbo compressor for automotive applications. *Energy reports* [online]. Elsevier Ltd, 2021, **7**, 2635-2646 [cit. 2021-12-30]. ISSN 2352-4847. Dostupné z: doi:10.1016/j.egy.2021.05.007
- [38] JUNG, Seungsoo. A Sneak Peek at the Next-Generation Hydrogen Engine for Commercial Trucks. In: *Ballard Power: Fuel Cell & Clean Energy Solutions* [online]. Ballard Power Systems, 2022 [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <https://blog.ballard.com/hydrogen-engine>
- [39] CHBC BRIEFING: HYDROGEN RAIL PROJECT SHOWCASE. In: *California Hydrogen Business Council* [online]. 2021 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: https://www.californiahydrogen.org/wp-content/uploads/2021/05/20210519-CHBC-Briefing-Slides_Final-3.pdf

- [40] NIKIFOROW, K, H KARIMÄKI, T.M KERÄNEN a J IHONEN. Optimization study of purge cycle in proton exchange membrane fuel cell system. *Journal of power sources* [online]. AMSTERDAM: Elsevier B.V, 2013, **238**, 336-344 [cit. 2022-04-21]. ISSN 0378-7753. Dostupné z: doi:10.1016/j.jpowsour.2012.11.153
- [41] WIEBE, Wilhelm, Thomas V. UNWERTH a Sven SCHMITZ. Hydrogen pump for hydrogen recirculation in fuel cell vehicles. *E3S Web of Conferences* [online]. Osaka, Japan: HEET, 2019, **2020**(155) [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1051/e3sconf/202015501001
- [42] GUO, Ai, Weirong CHEN, Qi LI, Zhixiang LIU a Haidan QUE. Air flow control based on optimal oxygen excess ratio in fuel cells for vehicles. *Journal of Modern Transportation* [online]. 2013, **21**(2), 79-85 [cit. 2022-02-15]. ISSN 2095-087X. Dostupné z: doi:10.1007/s40534-013-0009-8
- [43] BLUNIER, Benjamin a Abdellatif MIRAOUI. Air management in PEM fuel cells: State-of-the-art and perspectives. In: *2007 International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics* [online]. IEEE, 2007, s. 10 [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: doi:10.1109/ACEMP.2007.4510510
- [44] CHANG, Yafei, Yanzhou QIN, Yan YIN, Junfeng ZHANG a Xianguo LI. Humidification strategy for polymer electrolyte membrane fuel cells – A review. *Applied energy* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2018, **230**, 643-662 [cit. 2021-12-30]. ISSN 0306-2619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2018.08.125
- [45] SPRINGER, T., T. ZAWODZINSKI a S. GOTTESFELD. Polymer Electrolyte Fuel Cell Model. *J. Electrochem. Soc.* [online]. Los Alamos, New Mexico: ECS - The Electrochemical Society, 1991, **138**(8) [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: https://iopscience.iop.org/article/10.1149/1.2085971
- [46] CERAOLO, M, C MIULLI a A POZIO. Modelling static and dynamic behaviour of proton exchange membrane fuel cells on the basis of electro-chemical description. *Journal of power sources* [online]. AMSTERDAM: Elsevier B.V, 2003, **113**(1), 131-144 [cit. 2022-04-21]. ISSN 0378-7753. Dostupné z: doi:10.1016/S0378-7753(02)00565-7
- [47] CHEN, Dongmei a Huei PENG. A Thermodynamic Model of Membrane Humidifiers for PEM Fuel Cell Humidification Control. *Journal of dynamic systems, measurement, and control* [online]. NEW YORK: ASME, 2005, **127**(3), 424-432 [cit. 2022-04-21]. ISSN 0022-0434. Dostupné z: doi:10.1115/1.1978910
- [48] GELFI, S, A.G STEFANOPOULOU, J.T PUKRUSHPAN a Huei PENG. Dynamics of low-pressure and high-pressure fuel cell air supply systems. In: *2003 American Control Conference; Denver, CO; USA; 4-6 June 2003* [online]. IEEE, 2003, , 2049-2054 vol.3 [cit. 2022-04-28]. ISBN 9780780378964. ISSN 0743-1619. Dostupné z: doi:10.1109/ACC.2003.1243376

- [49] ZONG, Bihuan, Weilin ZHUGE, Qiyu YING, Haoxiang CHEN a Yangjun ZHANG. Design and Investigation on a Centrifugal Compressor for PEM Fuel Cell System. *Volume 2: Fluid Applications and Systems; Fluid Measurement and Instrumentation* [online]. American Society of Mechanical Engineers, 2021 [cit. 2022-04-23]. ISBN 978-0-7918-8529-1. Dostupné z: doi:10.1115/FEDSM2021-65274
- [50] RAND, David a Andrew DICKS. *Fuel Cell Systems Explained*. Somerset: John Wiley & Sons, Incorporated, 2018. ISBN 111861352X.
- [51] LARMINIE, James a Andrew DICKS. *Fuel Cell Systems Explained*. Second Edition. John Wiley & Sons Ltd,., 2003. ISBN 9781118878330.
- [52] SUGAWARA, Tatsuya, Takuma KANAZAWA, Naoki IMAI a Yu TACHIBANA. *Development of Motorized Turbo Compressor for Clarity Fuel Cell*. 2017. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:10.4271/2017-01-1187
- [53] YU, Wan, Xu SICHUAN a HuaiSheng NI. Air Compressors for Fuel Cell Vehicles: An Systematic Review. *SAE International Journal of Alternative Powertrains* [online]. 2015, 4(1), 115-122 [cit. 2022-01-27]. ISSN 2167-4205. Dostupné z: doi:10.4271/2015-01-1172
- [54] QI, Lei, Haipeng GENG, Jigang ZHANG, Tingchen DU, Hao LV a Lie YU. Design and Research of a Centrifugal Compressor for Automotive Fuel Cell Systems. *2018 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)* [online]. IEEE, 2018, 1777-1781 [cit. 2022-04-23]. ISBN 978-1-5386-6074-4. Dostupné z: doi:10.1109/ICMA.2018.8484322
- [55] KERVIEL, A., A. PESYRIDIS a D. CHALET. *Boosting System Options for High Efficiency Fuel Cell Electric Vehicles* [online]. [cit. 2022-04-26]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/327703488_Boosting_system_options_for_high_efficiency_Fuel_Cell_Electric_Vehicles
- [56] DAS, Himadry, Chee TAN a A.H.M YATIM. Fuel cell hybrid electric vehicles: A review on power conditioning units and topologies. *Renewable & sustainable energy reviews* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2017, 76, 268-291 [cit. 2022-05-03]. ISSN 1364-0321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2017.03.056
- [57] SIM, Kyuhyun, Ram VIJAYAGOPAL, Namdoo KIM a Aymeric ROUSSEAU. Optimization of component sizing for a fuel cell-powered truck to minimize ownership cost. *Energies (Basel)* [online]. BASEL: MDPI, 2019, 12(6), 1125 [cit. 2021-12-30]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en12061125
- [58] GAO, Y a M EHSANI. Systematic design of fuel cell powered hybrid vehicle drive train. In: *IEMDC 2001. IEEE International Electric Machines and Drives Conference (Cat. No.01EX485)* [online]. IEEE, 2001, s. 604-611 [cit. 2021-12-30]. ISBN 9780780370913. Dostupné z: doi:10.1109/IEMDC.2001.939375

- [59] Automotive - Gamma Technologies: Automotive Engineering Simulation. In: *GT-POWER - Gamma Technologies: Industry Leading Engine Simulation Software* [online]. Gamma Technologies, 2022 [cit. 2022-04-19]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/automotive-simulation/>
- [60] *GT-ISE Help: Reference Manual*. Gamma Technologies LLC, 2022.
- [61] KABZA, Alexander. *Fuel Cell Formulary November 24, 2021* [online]. [cit. 2022-04-19]. Dostupné z: http://pemfc.de/FCF_A4.pdf
- [62] LONGO, Stefano a Kambiz EBRAHIMI. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*. Third Edition. CRC Press, 2018. ISBN 978-1-4987-6177-2.
- [63] BARBIR, Frano. *PEM Fuel Cells*. Burlington: Elsevier Science & Technology, 2005. ISBN 0120781425.
- [64] POZZI, Silvano. Introducing FCmove™-HD+: Our Newest High-Performing Zero-Emission Fuel Cell Engine for Commercial Buses and Trucks. In: *Ballard Power: Fuel Cell & Clean Energy Solutions* [online]. Ballard Power Systems, 2022 [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <https://blog.ballard.com/fcmove-hd-hydrogen-fuel-cell>
- [65] Basic Diagram Of A PEMFC (Proton Exchange Membrane Fuel Cell) Source. In: *Electrical Engineering Pics* [online]. 2013 [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <http://electrical-engineering-pics.blogspot.com/2014/10/basic-diagram-of-pemfc-proton-exchange.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

BEV		Battery Electric Vehicle
CAD		Computer aided design
CFD		Computational Fluid Dynamics
CLTC-C		China light-duty vehicle test cycle – commercial vehicles
DOE		Design of Experiments
FC		Fuel cell
FCEV		Fuel Cell Electric Vehicle
FCEV		Elektrické vozidlo s palivovými články
FCREx		Bateriové elektrické vozidlo s prodlužovačem dojezdu
FEA		Finite element analysis
FCHEV		Hybridní elektrické vozidlo s palivovými články
FCHO		Fuel Cell Hydrogen Observatory
GVWR		Gross Vehicle Weight Rating
HHDDT		Heavy Heavy-Duty Diesel Truck
MEA		Membrane Electrode Assemblies
PEM		Proton-exchange membrane
PEMFC		Proton-exchange membrane fuel cell
PPS		Peaking power source
SoC		State of charge
SOFC		Solid oxide fuel cell
\dot{V}_{H_2}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok tekutiny v potrubí vystupující ze zásobníku
\dot{m}_{H_2}	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok vodíku
\dot{m}_{O_2}	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok kyslíku
$\dot{m}_{dry\ air}$	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok suchého vzduchu vstupující do kompresoru
\dot{m}_{vap}	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok páry vstupující do kompresoru
\dot{m}_{air}	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok vzduchu
$\dot{n}_{H_2,in}$	[mol·s ⁻¹]	Molární průtok vodíku přivedeného do zásobníku
$\dot{n}_{H_2,use}$	[mol·s ⁻¹]	Molární průtok vodíku spotřebovaného chemickou reakcí
$\dot{n}_{O_2,in}$	[mol·s ⁻¹]	Molární tok vzduchu přivedeného do zásobníku
$\dot{n}_{O_2,use}$	[mol·s ⁻¹]	Molární tok vzduchu spotřebovaného chemickou reakcí
A_f	[m ²]	Čelní plocha vozidla
A_{fc}	[cm ²]	Aktivní plocha palivového článku

C_D	[-]	Koeficient aerodynamického odporu vozidla
h_v	[mJ·kg ⁻¹]	Výhřevnost vodíku
I_{st}	[A]	Proud zásobníku
M_{H_2}	[g·mol ⁻¹]	Molární hmotnost vodíku
M_{O_2}	[g·mol ⁻¹]	Molární hmotnosti kyslíku
M_{vap}	[g·mol ⁻¹]	Molární hmotnosti páry
M_{air}	[g·mol ⁻¹]	Molární hmotnosti vzduchu
N_{cell}	[-]	Počet článků
P_{fc}	[kW]	Jmenovitý výkon zásobníku palivových článků
P_m	[kW]	Výkon motoru
P_{motor}	[kW]	Maximální výkon motoru
P_{pps}	[kW]	Jmenovitý výkon sekundárního zdroje
P_{stack}	[kW]	Výkon zásobníku palivových článků
R_{ohm}	[Ω·cm ²]	Ohmický odpor
T_1	[°C]	Teplota na vstupu do kompresoru
V_{act}	[V]	Aktivační přepětí
V_{conc}	[V]	Koncentrační přepětí
V_{fc}	[V]	Provozní napětí palivového článku
V_{ohm}	[V]	Ohmické přepětí
f_r	[-]	Koeficient valivého odporu pneumatiky
p_1	[Pa]	Tlak na vstupu do kompresoru
p_2	[Pa]	Tlak na výstupu z kompresoru
v_{H_2}	[kg·s ⁻¹]	Rychlost spotřeby vodíku
w_{H_2}	[-]	Hmotnostní podíl vodíku
η_{comp}	[-]	Účinnosti kompresoru
η_{motor}	[-]	Účinnost motoru
η_{stack}	[-]	Účinnost zásobníku
λ_{H_2}	[-]	Stechiometrický poměr na anodě
λ_{O_2}	[-]	Stechiometrický poměr na katodě
λ_{O_2/H_2}	[-]	Stechiometrický poměr kyslíku a vodíku
ρ_{H_2}	[kg·m ⁻³]	Statická hustota tekutiny v potrubí vystupující ze zásobníku
ρ_a	[kg·m ⁻³]	Hustota vzduchu
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení

I	[A]	Proudové zatížení jednoho palivového článku
r	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Plynová konstanta
κ	[-]	Poissonova konstanta
E	[V]	Napětí naprázdno
F	[C · mol ⁻¹]	Faradayova konstanta
M	[kg]	Hmotnost vozidla
V	[V]	Napětí produkované jedním palivovým článkem
i	[A·cm ⁻²]	Proudová hustota
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost vozidla
δ	[-]	Hmotnostní faktor rotujících hmot
φ	[-]	Stoupání silnice
ψ	[-]	Procento kyslíku ve směsi vzduchu