



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

VLIV PROVOZNÍCH PODMÍNEK NA VÝKON PLYNOVÉ MIKROTURBÍNY

GAS MICROTURBINE PERFORMANCE IN RELATION TO OPERATIONAL
CONDITIONS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vít Freisleben

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Bobák, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Student: **Vít Freisleben**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Bobák, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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 bakalářské práce:

Vliv provozních podmínek na výkon plynové mikroturbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Téma je vhodné zejména pro ty studenty, kteří mají ambici a schopnosti zpracovat časově náročnější bakalářskou práci. Téma předpokládá samostatnou tvůrčí činnost studenta a jeho opravdový zájem o tuto problematiku.

Práce zapadá do výzkumného programu Centra nových technologií pro strojírenství (NETME Centre) při Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně, konkrétně Laboratoře energeticky náročných procesů, v rámci které byl vybudován provoz průmyslové prádelny jako model energeticky náročného procesu.

Téma je možné v budoucnu rozšířit do podoby diplomové práce řešené v rámci navazujícího magisterského studia Procesní inženýrství.

Cíle bakalářské práce:

Zpracovat stručný úvod do problematiky plynových mikroturbín s odkazy na vhodnou literaturu.

Popsat konstrukci, základní parametry a vlastnosti plynové mikroturbíny Capstone C30 dle údajů udávaných výrobcem.

Na základě dat od výrobce vytvořit matematický model provozních stavů mikroturbíny se sekvenčním výpočtem dle okrajových podmínek (nadmořská výška, teplota vzduchu, tlak zemního plynu aj.). Výpočet může být řešen i v matematických softwarech (např. Maple), musejí být ale použity pouze základní aritmetické operace a cykly, aby jej bylo možné později implementovat do různých aplikací (PLC, desktopová aplikace, internetová aplikace aj.). Výpočet je vhodné členit na dílčí výpočty (pomocí funkcí/procedur/podprogramů). Vytvořit dokumentaci popisující vlastnosti výpočtu (např. jednotlivé vstupní proměnné a jejich definiční obory atd.).

Ověřit model experimentálními měřeními na turbíně Capstone C30 v rámci provozu Laboratoře energeticky náročných procesů, NETME Centre, FSI VUT v Brně, a popsat nestandardní jevy či odchylky od modelu.

Seznam literatury:

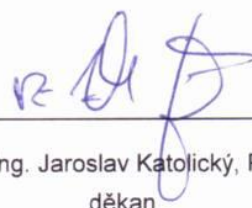
Odborná literatura dostupná z areálové knihovny nebo internetových zdrojů.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 26. 11. 2015



prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá technologií plynových mikroturbín. První část uvádí hlavní principy kombinované výroby energie. Je popsána konstrukce a vlastnosti mikroturbín spolu s hlavními světovými výrobci a jejich produkty. Následuje porovnání této technologie s plynovými motory.

Praktická část se zabývá vlastnostmi mikroturbín při vlivu provozních podmínek. Data od výrobce jsou numericky zpracována v matematickém programu Maple. V poslední části jsou porovnány výsledky experimentálního měření s výsledky vypočítanými.

KLÍČOVÁ SLOVA

Plynová mikroturbína, provozní podmínky, výkon, spotřeba

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on the study of gas microturbine. The first part presents the main principle of cogeneration. Then there is described construction and properties of micro-turbine technology and states major manufacturers and their products. There is also included comparison to gas engines.

Analytical part makes familiar with microturbine performance in relation to operational conditions. It includes using mathematical software Maple for processing data supplied by the manufacturer. The last part compares the results of experimental measurement with calculated results.

KEYWORDS

Gas microturbine, operational conditions, power, consumption

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FREISLEBEN, V. *Vliv provozních podmínek na výkon plynové mikroturbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Bobák, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma „Vliv provozních podmínek na výkon plynové mikroturbíny“ vypracoval samostatně s využitím uvedených zdrojů, dále jsem vycházel z odborné literatury a konzultací.

V Brně dne 27. května 2016

.....
Vít Freisleben

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu své práce Ing. Petru Bobákovi, Ph.D., za jeho odborné vedení, rady, připomínky a ochotu během jejího zpracování. Dále děkuji své nejbližší rodině za veškerou podporu během let studia.

OBSAH

1 Úvod.....	10
2 Kombinovaná výroba energií.....	11
2.1 Kogenerace.....	11
2.2 Trigenerace.....	11
3 Obecně o mikroturbínách.....	12
3.1 Popis zařízení	12
3.2 Základní komponenty	13
3.3 Využití.....	15
4 Porovnání spalovacích turbín s motory	16
4.1 Plynové motory (PM)	16
4.2 Výhody a nevýhody MT proti plynovým motorům.....	17
5 Výrobci a hlavní typy mikroturbín	18
5.1 The Turbec Microturbine Company	18
5.2 FlexEnergy.....	18
5.3 Capstone Turbine Corporation.....	19
6 Výkon mikroturbíny Capstone C30 při provozních podmínkách	20
6.1 Tabulky od výrobce a přepočet na standardní jednotky	20
6.2 Vzorový výpočet maximálního výkonu	23
6.3 Vzorové odečtení parametrů pro obecnou hodnotu výkonu v ISO podmínkách...	24
6.4 Výpočet výkonu a dalších provozních parametrů v prostředí programu Maple....	25
6.5 Experimentální měření.....	26
6.6 Porovnání tabulkových výsledků a experimentálních dat.....	27
6.6.1 Porovnání maximálních výkonů	28
6.6.2 Vypočítaná spotřeba paliva (v ISO podmínkách) a spotřeba změřená.....	29
6.6.3 Výpočet spotřeby paliva při zvoleném výkonu v zatěžujících podmínkách	30
7 Závěr	31
8 Seznam použitých symbolů a zkratk	32
9 Seznam zdrojů	35
10 Příloha	36

1 Úvod

Technologický i společenský vývoj je v dnešním světě závislý na dodávce energie. Společně s růstem obyvatelstva a stoupajícím životním komfortem se v současnosti bouřlivě rozvíjí i energetika, která se potýká s dvěma hlavními problémy.

Prvním je neustálé zvyšování energetických potřeb obyvatelstva a druhým jsou negativní ekologické dopady výroby [1]. Většina elektrické a tepelné energie se v ČR vyrábí ve velkých uhelných elektrárnách, které jsou daleko od místa spotřeby, což je spojeno s nezanedbatelnými ztrátami. Tradiční fosilní paliva navíc pomalu docházejí, což je také spojeno s nutností stále komplikovanější dopravy materiálu do elektrárny. Jaderné elektrárny jsou dobrým a osvědčeným zdrojem, jejich výstavba je ale velice drahá, jsou těžce regulovatelné a s dopravou energie vznikají podstatné ztráty.

Významnou roli přebírá malá energetika, která je lépe regulovatelná a může tak podporovat stabilitu sítě nebo být využita pro energetickou nezávislost konkrétních objektů. Na trhu je více technologií využívajících různé zdroje. Možné řešení problému s ekologií je ve využívání vodní, geotermální, solární a větrné energie. Každý zdroj má ale své výhody a nevýhody. Vodní elektrárny se dají například stavět pouze v místech toků a vodních nádrží. Solární energie je zase závislá na nejistém svitu slunce a síť je tak zásobována nárazově, což způsobuje její nestabilitu. Podmínky v České republice umožňují těžit z těchto zdrojů pouze okrajově. Dobrým zdrojem je například zemní plyn, kterého jsou velké zásoby obzvláště v místech ropných nalezišť, a při jeho spalování vzniká poměrně malé množství škodlivin. Elektrárna či teplárna se spalovací turbínou využívající plyná paliva je malé a čisté zařízení, které se dá postavit přímo v místě spotřeby či těžby za poměrně krátkou dobu. [2]

Tato práce se zabývá technologií plynových mikroturbín, což jsou speciální malé spalovací turbíny. Jsou účinné, spolehlivé a mobilní, proto se mohou dopravovat přímo na strategická místa, čímž se do značné míry redukuje ztráty na vedení. Lze je rychle uvést do provozu a regulovat jejich výkon. Dokáží vyrábět elektřinu i teplo a mohou spalovat celou škálu paliv, například zemní plyn, bioplyn, skládkový a dřevní plyn atd. Vyznačují se nízkými provozními a údržbovými náklady, protože mají malý počet pohyblivých částí a nejčastěji využívají vzduchová ložiska, která nepotřebují olejové hospodářství. Další předností je šetrnost vůči životnímu prostředí. Spalování je velmi účinné, proto jsou spaliny emisně čisté a obsahují velmi nízké hodnoty NO_x a CO. Je to technologie s možností mnoha aplikací. Kromě využití v energetice se také dočkala aplikace v dopravě a má tak potenciál v budoucnu nahradit klasické spalovací motory. Tato zařízení lze pořídit jednotlivě (nižší výkony) nebo je při větší energetické poptávce nabízí výrobce i formou kontejnerů a sestav, které dosahují elektrického výkonu až 30 MW [3]. Mikroturbíny jsou tedy konkurenceschopné. Nejsou zatím příliš známé a jejich výroba není tak rozsáhlá, jako u jiných malých zdrojů energie, proto jsou pořizovací náklady vysoké. Orientační cena mikroturbíny Capstone C30, která produkuje 30 kW_{el}, se pohybuje okolo 2 000 000 Kč. Tato technologie je ale teprve na počátku svého vývoje, proto do budoucna slibuje snižování cen zařízení, vyšší konkurenceschopnost a může se stát důležitým prvkem ve světě malé energetiky.

2 Kombinovaná výroba energií

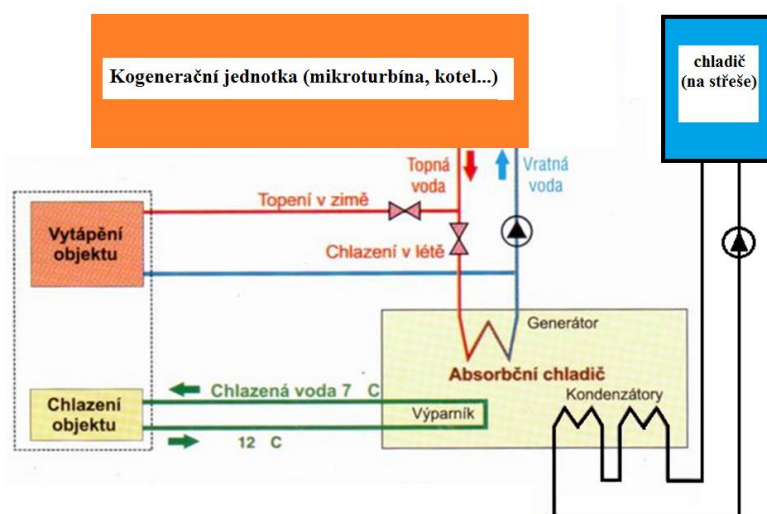
Pro zajištění rozvoje a komfortu potřebuje lidstvo více druhů energií (teplo, elektřinu...). Díky novým technologiím je možné dosáhnout současné produkce v jednom zařízení, což zvyšuje celkovou účinnost procesu, snižuje podíl nevyužitě energie a zkracuje cestu ke spotřebiteli. V této kapitole jsou uvedeny nejčastější typy kombinované výroby, které se odlišují druhy produkovaných energií. Této problematice se věnuje mnoho odborných publikací [1], [2], [4], [5].

2.1 Kogenerace

Současná výroba **elektrické a tepelné energie** se nazývá kogenerace. Díky tomu jsou redukovány ztráty oproti oddělené produkci energií, čímž se šetří palivo i finanční prostředky pro jeho nákup. Samozřejmě to má i kladné ekologické aspekty, kdy při sníženém množství potřebného paliva nevzniká takové množství emisí. Zařízení, která slouží k takovéto kombinované výrobě, se nazývají kogenerační jednotky. Pro jejich konstrukci se využívají například plynové motory, mikroturbíny s připojeným spalínovým výměníkem nebo kotel s parní turbínou. Při správném provedení je tak možné dosáhnout až 90% účinnosti [1], [2].

2.2 Trigenerace

Kombinovanou výrobu **elektřiny, tepla a chladu** (neboli trigenerace) je spojení kogenerační jednotky s absorpčním chladicím zařízením. To je výhodné zejména z pohledu provozu kogenerační jednotky, protože umožňuje využít teplo i mimo topnou sezónu, a tím dosáhnout prodloužení ročního chodu stroje. Právě snížené možnosti využití tepla z kogenerační jednotky v letních měsících vedou často k nasazení menších jednotek, než by bylo jinak vhodné. Pokud je tedy možné přeměnit teplo na chlad, pak může kogenerační jednotka pracovat naplno po celý rok [6]. Taková aplikace může být finančně výhodná například v potravinářském průmyslu, kdy je nutné udržovat ve výrobnách po celý rok konstantní nízkou teplotu (okolo 8 °C), a zároveň zbytek komplexu vytápět. Schéma trigenerace je zobrazeno na obr. 1.



Obr. 1 - Schéma trigenerace (kogenerace s absorpčním chladicím)[5]

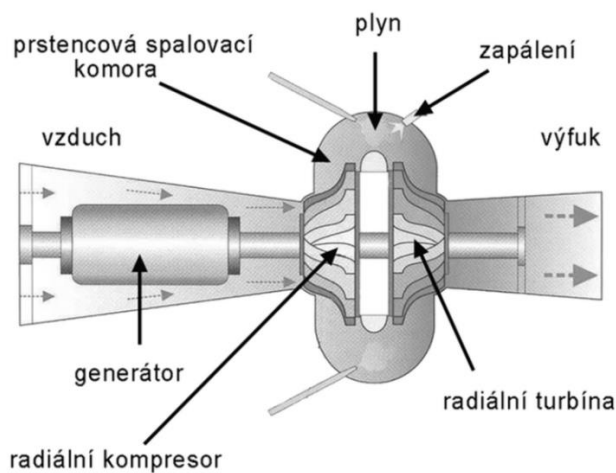
3 Obecně o mikroturbínách

Mikroturbíny (MT) jsou spalovací turbíny malého výkonu, které pracují při vysokých otáčkách. Vyrábí se ve variantách 25-350 kW_{el} [1]. Tato technologie vznikla už v 80. letech v pomocných energetických jednotkách letadel a v posledních letech se stává velmi populární ve světě malé energetiky. Zaručuje velmi čisté výfukové plyny s nízkým obsahem CO a NO_x. Dokonce je možné vývod ze zařízení umístit do skleníku, kde byl prokázán rychlejší růst rostlin díky vyššímu obsahu CO₂ ve spalínách. Jako palivo slouží většinou zemní plyn, ale může být použit i bioplyn, diesel, LPG, vodík, propan... [2], [7].

3.1 Popis zařízení

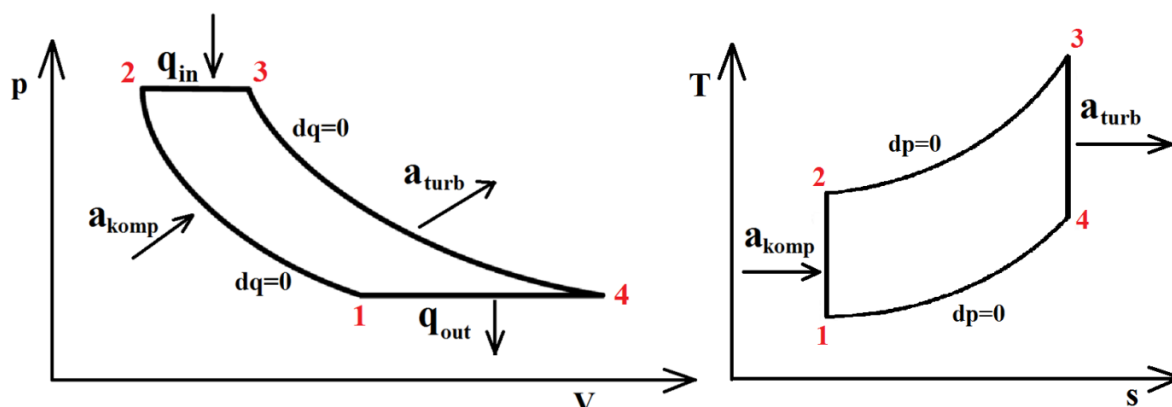
Obecně MT obsahuje pouze jeden pohyblivý díl – rotující hřídel, na kterou je připojeno oběžné kolo turbíny, kompresor a generátor. Uložení hřídele bývá na klasických olejových, nebo vyspělejších vzduchových ložiscích.

Na počátku je soustrojí uvedeno do pohybu pomocí startéru, který roztočí hřídel a s tím i kompresor a turbínu. Tak začíná být nasáván vzduch, který je hnán do soustrojí okolo generátoru při normální počáteční teplotě (teplotě okolí, ze kterého je vzduch nasáván). Následně je stlačen kompresorem a vstupuje do rekuperátoru, kde je ohřát (přibližně na 600 °C). Dále pokračuje do spalovací komory, kam je tryskou přiváděno plyné palivo (nejčastěji zemní plyn). Po promísení dochází k zážehu směsi (tím i k její expanzi). Vzniklé spaliny se následně tlačí skrz turbínu, a tak dochází k její rotaci [2]. Základní schéma prostupu pracovního plynu přes kompresor a turbínu je na obr. 2.



Obr. 2 - Princip radiální mikroturbíny[8]

Z termodynamického hlediska se jedná o děj velmi podobný Braytonovu cyklu (viz obr. 3). Vzduch je nasáván do radiálního kompresoru, kde je adiabaticky stlačen (děj 1-2). Vzduch je ohřát v rekuperátoru a následně je ke stlačenému a ohřátému vzduchu tryskou přivedeno palivo a vzniklá hořlavá směs je zapálena – zjednodušeno na izobarickou expanzi za přívodu tepla q_{in} (děj 2-3). Horké spaliny expandují na turbíně, kde přeměňují svoji tlakovou energii na mechanickou práci oběžného kola (děj 3-4). V rekuperátoru odevzdávají spaliny teplo q_{out} pro předehřev vzduchu směřujícího do spalovací komory [18].



Obr. 3 - Braytonův cyklus pro spalovací turbíny [18]

3.2 Základní komponenty

Základní součásti MT tvoří vzduchový kompresor, turbína a generátor, které jsou spojené na jedné hřídeli. Dále ložiska, na kterých hřídel rotuje. Pro spalování plynu slouží spalovací komora a pro výměnu tepla rekuperátor a spalínový výměník. Palivo je nutné stlačit na požadovaný tlak, k čemuž slouží kompresor paliva.

Vzduchový kompresor je centrifugální rotační stroj, který je spojen s turbínou a generátorem stejnou hřídelí. Stlačuje nasávaný vzduch; přeměňuje kinetickou energii hřídele na tlakovou energii plynu. U mikroturbín je tvořen jedním oběžným kolem, pro větší spalovací turbíny se používají vícestupňové kompresory. Je vyroben, stejně jako hřídel, z nerezové oceli [4].

Turbínu tvoří lopatkové kolo, které převádí tlakovou a tepelnou energii na mechanickou práci (rotace). Jedná se o velmi podobnou konstrukci, jako u vzduchového kompresoru, pouze s obrácenou geometrií. Protékající médium (spaliny) zde mají ale vyšší teplotu (500-1400 °C), proto se pro konstrukci volí teplotně odolnější materiály (žárovzdorné oceli, slitiny titanu...). V současnosti jsou ve vývoji keramické materiály, které poskytnou lepší odolnost za vysokých teplot a proti korozi. Jako u všech spalovacích turbín malých výkonů se zde používá radiální typ oběžného kola, kde vtok spalin na kolo je radiální a výstup axiální [4], [5]. Rotační díl mikroturbíny s kompresorem i turbínou nasazenou na společnou hřídel viz obr. 4.

Prostor, ve kterém probíhá hoření, se nazývá **spalovací komora**. Hořákem a tryskou je sem dopravována hořlavá směs paliva a stlačeného vzduchu. Bývá opět vyrobena z materiálů zaručujících dobré vlastnosti za vysokých teplot, například z martenzitické a feritické oceli nebo ze slitiny niklu. Dříve se používalo levnější, ale méně účinné válcové provedení komory. Dnes se používají účinnější prstencové komory, které obepínají rotor soustrojí [4].

Rekuperátor je výměník tepla, který ochlazuje spaliny za turbínou a ohřívá vzduch z kompresoru. Ohřátí vzduchu před vstupem do spalovací komory zvyšuje výrazně účinnost spalování. „With recuperation electric efficiencies are typically 26-32 % versus 15-22 % for non-recuperated units“ [4]. Nárůst elektrické účinnosti díky rekuperaci činí přibližně 10 %.

Ložiska se dnes používají pro vysokorychlostní mikroturbíny vzduchová, protože se nemusí měnit a nepotřebují složitou mazací technologii (čerpadla, chladič oleje, filtry, armatury...), jako také užívaná ložiska olejová. Díky absenci oleje mají také lepší ekologii spalin, které se tak mohou používat například k sušení potravin. Princip spočívá ve využití odstředivé síly rotoru. Po rozběhu se pevné segmenty ložiska oddělí od hřídele. Rotor se poté otáčí na tenké vrstvě stlačeného vzduchu, kde je velmi nízký otěr [2].

Pro výrobu elektrické energie se používá více typů **generátorů**. U **jednohřídelových MT** pohání turbína generátor i kompresor tak, že všechny 3 součásti mají stejné otáčky. Generátor má tak velmi vysoké otáčky a vyrábí el. energii o frekvenci přibližně 1600 Hz. Pro takové provedení se používá **asynchronní generátor**, kde před přívodem do rozvodné sítě je třeba usměrnit stejnosměrný proud o vysoké frekvenci na střídavý proud s kmitočtem 50 Hz pomocí usměrňovače a měniče. U **dvouhřídelových MT** je turbína spojena s generátorem přes převodovku, kde se frekvence sníží na 50 Hz. Zde se používají **synchronní (pomaloběžné) generátory** a produkovanou energii není třeba usměrňovat [4].

Do spalovací komory se musí obvykle přivádět palivo o tlaku 0,4-0,8 MPa, což je větší tlak, než ve středotlakých a nízkotlakých plynovodech. Proto se používá **kompresor paliva** (plynu) umístěný přímo ve skříni zařízení. V sestavách, kde jeden přívod paliva zásobuje více jednotek, se může použít jediný takový kompresor pro více turbín.

Při výstupu z rekuperátoru mají spaliny teplotu řádově okolo 250 °C. Pokud je zařízení konstruováno pro kogeneraci, tak se za rekuperátor umístí **spalinový výměník**, skrz který proudí topná voda. Připojeno je i bezpečnostní zařízení, které brání přehřátí a poškození výměníku. Vypíná turbínu při růstu teploty či tlaku nebo poklesu průtoku nebo hladiny vody. Dále musí být zajištěno, že ve spalinovém výměníku (nebo následně ve výfukovém traktu) nedochází ke kondenzaci spalin, čímž se zařízení chrání proti korozi a snížení účinnosti v důsledku nižšího přestupu tepla skrz stěny výměníku [2].



Obr. 4 - Pohyblivý díl turbíny Capstone C65 [3]

3.3 Využití

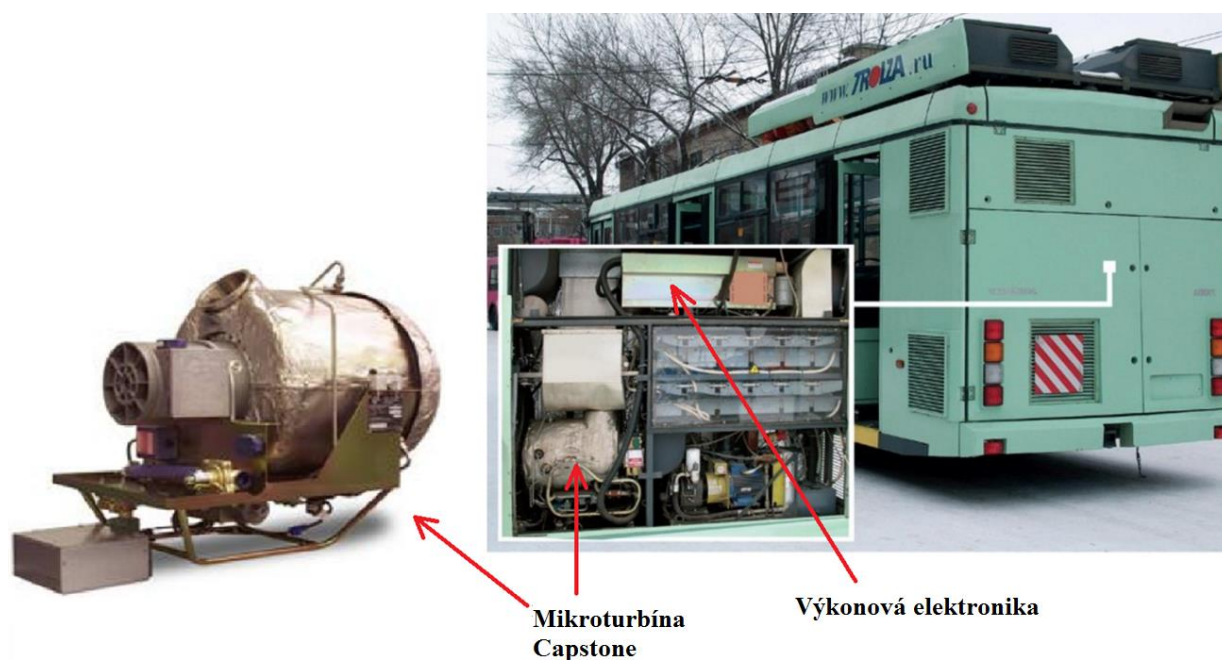
Nejčastější způsob využití MT je se zařízením umístěném přímo v komplexu, kam dodává elektřinu (popřípadě teplo nebo chlad). Příklady takových komplexů uvádí tab. 1 s orientačními hodnotami jejich energetických odběrů. MT může dodávat elektřinu i přímo do elektrické sítě.

Tab. 1 - Přibližný odběr elektrické energie běžných komplexů [4]

Benzínová stanice	50-70 kW _{el}
Supermarkety a obchodní domy	300-2000 kW _{el}
Nemocnice	100-6000 kW _{el}
Velké kancelářské budovy	400-3000 kW _{el}
Továrny	500 kW _{el} a více

Další využití je v dopravě. Elektrická vozidla pracují efektivně a ekologicky, ale jsou limitována kapacitou baterií. Možným řešením jsou hybridní vozidla, kde se většinou používá spalovací motor k dobíjení baterií pro hnací elektromotor. Spalování paliva tak může probíhat za konstantních otáček a je tak účinnější za vzniku nižších emisí.

Firma Capstone, ve spolupráci s argentinským výrobcem autobusů TATSA, instalovala v roce 2010 mikroturbínu C65 (65 kW_{el}) do **autobusu** jako náhradní variantu za spalovací motor. Tato verze turbíny se nazývá HEV a váží pouze 135 kg. Dále je tišší než klasický naftový motor a mnohem ekologičtější. Takové vozidlo má díky elektromotoru lepší akceleraci a díky kombinované výrobě energie je zaručeno i vytápění a klimatizace. Toto provedení se ukázalo jako úspěšné a od té doby se prodaly stovky kusů od různých výrobců. Příklad takového autobusu je uveden na obr. 5. V současné době byly MT instalovány i do **osobních a nákladních automobilů** a díky zpřísnujícím se předpisům o lodních emisích i do **říčních lodí** pro napájení příslušenství [2], [3], [9].



Obr. 5 - Trolza ECObus-5250, ekologická doprava pro ZOH v Soči [2]

4 Porovnání spalovacích turbín s motory

Ať už jsou MT využívány k dodávce energie v komplexech, nebo nahrazují tradiční pístové motory v dopravě, vždy se setkávají s velkou konkurencí ze strany jiných technologií. Největším konkurentem jsou plynové motory, které jsou využívány pro obdobné účely a vzhledem k výkonu mají podobné rozměry.

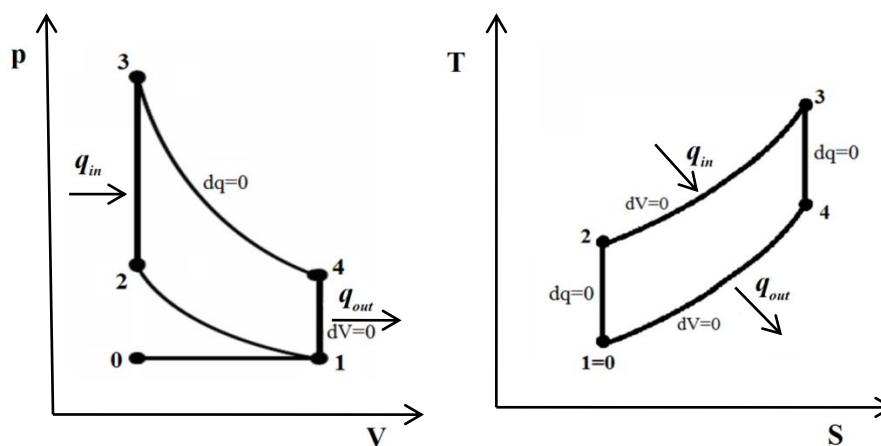
4.1 Plynové motory

Plynové motory (PM) jsou jednotky s vnitřním spalováním, kde uvnitř válce dochází k zapálení a expanzi směsi paliva a vzduchu, která způsobuje pohyb pístu, který přes klikový mechanismus převádí posuvný pohyb na rotaci hřídele.

Plynové motory nachází nejčastější využití v pohonech dopravních vozidel a pro pohon strojních zařízení a dělí se podle více hledisek, například dle způsobu zapalování paliva (zážehové, vznětové), dle typu použitého paliva (plynné, duální), dle počtu rovnoměrných pohybů při tepelném oběhu (dvou a čtyřtákní) atd.

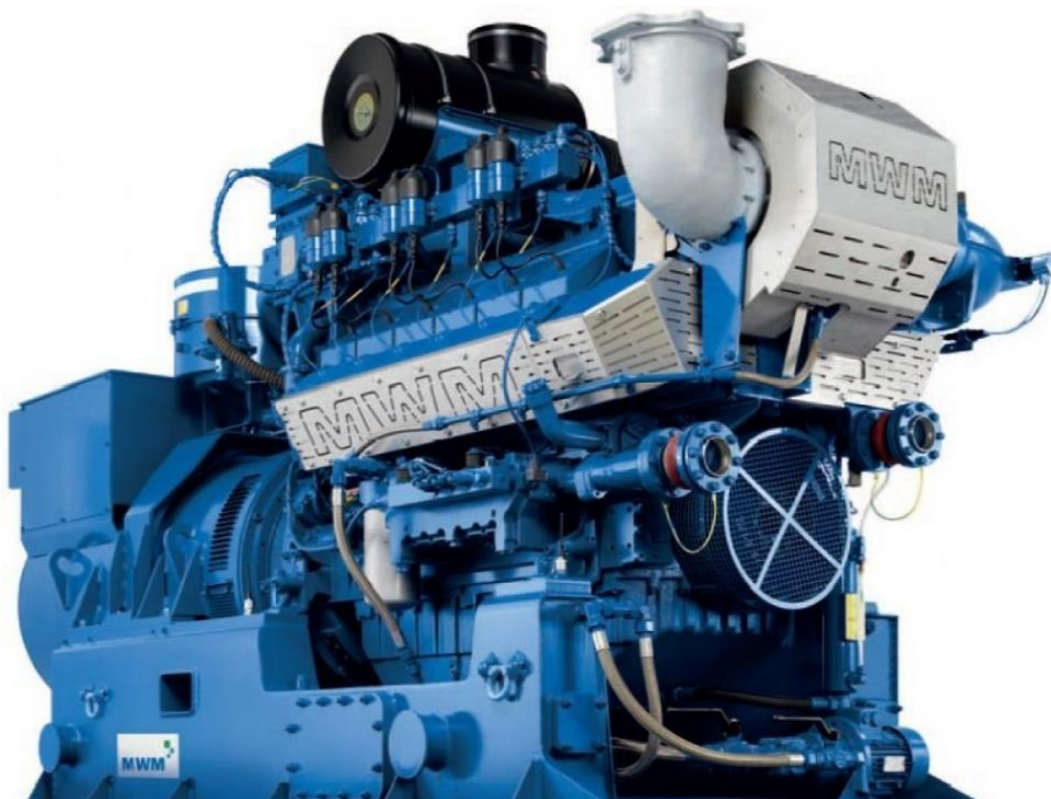
Často jsou PM používány k výrobě elektrické energie, popřípadě ke kogeneraci. Jsou využívány například v bioplynových stanicích. Jejich elektrická účinnost je v rozmezí 30-48 %. Celková účinnost se dále odvíjí od využití tepla. Nejčastěji jsou pro spalování zemního plynu, propan-butanu, skládkového plynu atd. využívány zážehové motory, které pracují s Ottovým tepelným cyklem (viz obr. 6).

Mezi významné výrobce plynových kogeneračních motorů patří firmy MWM a Caterpillar (viz obr. 7). Nejčastější je provedení v rozmezí výkonů 0,4-4,3 MW_{el}, na trhu jsou ale zařízení už od 7 kW_{el} [6].



Obr. 6 - Ottův tepelný cyklus [10]

Nejdříve dochází k nasávání směsi vzduchu a spalovaného plynu (děj 0-1) sacím ventilem, který se v bodě 1 uzavře. Směs je adiabaticky stlačena pístem (děj 1-2), čímž se zvýší její tlak a teplota. V bodě 2 je píst v horní úvrati. Následně je směs zapálena (děj 2-3) elektrickou svíčkou - přívod tepla q_{in} . Zapálená směs adiabaticky expanduje (děj 3-4), čímž koná práci na posuvu pístu, který směřuje k dolní úvrati. V bodě 4 se otvírá výfukový ventil a spaliny unikají z válce ven (odvod tepla q_{out}). Tlak ve válci klesá až k bodu 1. Zbytek spalin je vytlačen pístem (děj 1-0) při pohybu k horní úvrati. V bodě 0 se uzavírá výfukový ventil a otevírá se sací ventil a cyklus se opakuje [10].



Obr. 7 - Kogenerační plynový motor MWM [6]

4.2 Výhody a nevýhody MT proti plynovým motorům

Mezi **výhody MT** patří mnohem nižší emise díky charakteru spalování, kdy po startu turbíny palivo hoří stabilně. V plynových motorech se jedná o hoření přerušované s velmi krátkou periodou, což znamená nedokonalé spálení paliva. Dále většina malých MT obsahuje pouze jeden pohyblivý díl (hřídel s příslušnými komponentami), který rotuje na vzduchových ložiscích. To znamená vyšší spolehlivost, minimum náhradních dílů a díky absenci olejových ložisek i nižší provozní náklady pro olejové hospodářství. Motory údajně obsahují až 200 pohyblivých dílů, proto vyžadují vyšší údržbovou péči [2]. Dále jsou mikroturbíny pro daný výkon menší, proto není tak velký problém s jejich umístěním do stísněných prostor. Oproti nízkofrekvenčnímu hluku motorů lze vysokofrekvenční hluk MT snadněji odstínit a zařízení je tak tišší [1].

Výhody motorů spočívají v jejich stoletém vývoji, díky kterému jsou rozsáhlé zkušenosti s jejich výrobou a provozem. Dále se vyrábí mnohem širší škála strojů dle potřebného výkonu, druhu paliva nebo pracovních podmínek. U PM malých výkonů je vyšší elektrická účinnost. Jsou dobře známé a ověřené, proto bývají nejčastěji volbou projektantů a distributorů, od čehož se odráží nižší pořizovací cena [2].

5 Výrobci a hlavní typy mikroturbín

Trh s mikroturbínami není příliš rozsáhlý. Firma Capstone drží monopol na jejich výrobu, proto mnoho konkurenčních firem zkrachovalo. Také to znamená, že se v nejbližší době neplánuje významné zlevňování této technologie [2].

5.1 The Turbéc Microturbine Company

Firma Turbéc je významná svým výrobkem **Turbéc T100** (viz obr. 9), jehož se ve světě prodalo už přes 500 kusů. Stejně jako turbíny ostatních firem, tak i Turbéc T100 nabízí možnost kogenerace, kdy účinnost dosáhne až přes 80 %. Výstupní el. výkon je přibližně 100 kW_{el} a tepelný 170 kW_{tep} [11].

Zařízení je konstruováno s elektronickou převodovkou, rekuperátorem, **válcovou spalovací komorou, olejovým mazáním a vodním chlazením**. Taková varianta je provozně poměrně drahá kvůli nákladům na mazací hospodářství. Minimální hodnota výkonu je určena na 50 % jmenovitého. Otáčky hřídele se pohybují okolo 70000 min⁻¹ [2].

5.2 FlexEnergy

Významným produktem firmy FlexEnergy je model **FP250** (viz obr. 8). Ten je vhodný pro spalování nečištěného bioplynu či málo kvalitního zemního plynu. Pracuje bez palivového kompresoru a je schopen tolerovat přítomnost siloxanů¹ v palivu i nadměrnou vlhkost vzduchu. Toto je možné díky odlišné konstrukci zařízení a průběhu spalování, než mají jiné MT. Vzduch je smíchán s palivem nízkého přetlaku (21-34 kPa) ještě před vstupem do vzduchového kompresoru. Po stlačení vzniká zahřátá výbušná směs (potencionálně nebezpečná), která vstupuje do rekuperátoru a následně do **oxidačního reaktoru** (náhrada spalovací komory). Zde se uhlovodíky obsažené v palivu vlivem tepla a kyslíku mění na jednoduché látky za uvolnění další tepelné energie. Díky tomuto druhu spalování jsou emise NO_x téměř nulové. Vzniklé médium expanduje na turbíně a pokračuje přes rekuperátor a spalínový výměník do atmosféry, jako u ostatních typů MT. Zaveden je **synchronní generátor a olejová ložiska**. Vstupní teplota vzduchu se musí pohybovat v rozmezí (-23 ; 46) °C. Při ISO podmínkách² je elektrický výkon 250 kW_{el}. Tato hodnota se s nižší teplotou zvyšuje a naopak [2], [12].



Obr. 8 - Mikroturbína FP250 [12]



Obr. 9 - Mikroturbína Turbéc T100 [17]

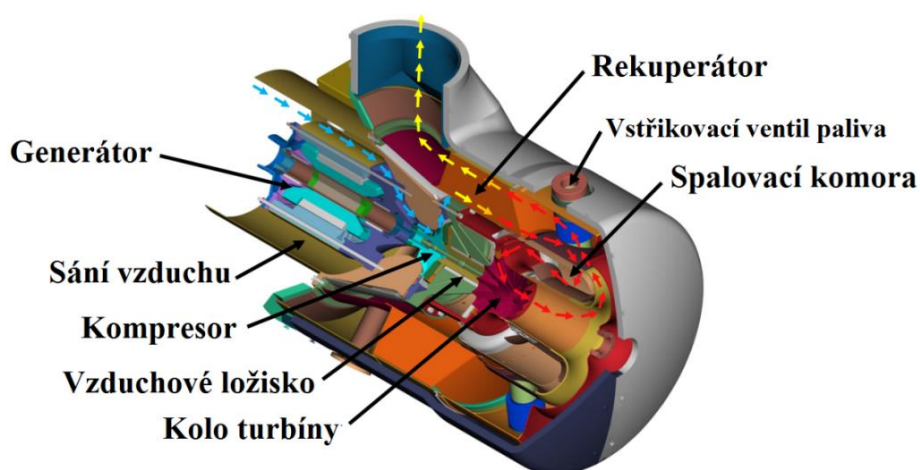
¹**siloxany** jsou organokřemičité sloučeniny, které vlivem vysoké teploty ve spalovací komoře MT (či ve válci motoru) oxidují na jemný prášek SiO₂, který se následně zachycuje na vnitřních plochách zařízení a vytváří usazeniny, ve kterých jsou dále obsaženy sloučeniny chloru, který způsobuje korozi.[13]

²**ISO podmínky** – okolní teplota 15 °C ; okolní tlak 101325 Pa [12]

5.3 Capstone Turbine Corporation

Největší a nejúspěšnější producent mikroturbín na současném trhu je firma Capstone, která prodala v 73 zemích světa přes 8700 jednotek v mnoha provedení. Produkují jednotlivé turbíny o výkonech 30, 65 a 200 kW_{el}, které dále sestavují do kontejnerů o výkonech 600, 800 a 1000 kW_{el} a ty do sestav o výkonu až 30 MW_{el}. Oproti ostatním výrobcům jsou úspěšní v mnoha aplikacích turbín (viz kapitola 3.3) [3].

Model **C30** je nejmenší produkt firmy Capstone o elektrickém výkonu maximálně 30 kW_{el}. Provedení soustrojí je jednohřídelové a zavádí se účinnější **prstencová spalovací komora**. Kompresor paliva obsahuje plynová ložiska. Díky vysokým otáčkám (až 96000 min⁻¹) mohla být zavedena bezúdržbová **vzduchová ložiska** a **asynchronní generátor**, který je chlazen vzduchem (charakteristika jednotlivých komponent viz kapitola 3.2). Celé soustrojí nepotřebuje převodovku, řemeny, olejové mazání ani vodní chlazení [2]. Schéma zařízení a cesta pracovního plynu od nasávaného vzduchu až po výfuk spalin je na obr. 10.



Obr. 10 - schéma zařízení a cesta pracovní látky turbíny Capstone C30 [8]

Mikroturbína C30 se nachází v laboratoři energeticky náročných procesů, NETME Centre FSI VUT v Brně (viz obr. 11). Ostatní kapitoly této práce pojednávají o provozu tohoto zařízení v provozních podmínkách.



Obr. 11 - MT Capstone C30 v laboratoři energeticky náročných procesů, NETME Centre, VUT v Brně

6 Výkon mikroturbíny Capstone C30 při provozních podmínkách

Elektrický výkon turbíny vycházející z názvu zařízení (C30 – 30 kW_{el} atd.) je reálný pouze při ISO podmínkách (teplota 15 °C, tlak 101,325 kPa). Jednotlivé komponenty ale mají proměnlivou účinnost a výkon v závislosti na skutečných okolních podmínkách.

Prvním parametrem je **okolní teplota**. S rostoucí teplotou se částice vzduchu od sebe vzdalují, čímž klesá jeho hustota. Vzduchový kompresor tak musí stlačovat řidší vzduch a pro zachování výkonu turbíny potřebuje vyšší příkon. Z hlediska ekonomiky je výhodnější provoz zařízení při nižších teplotách, popřípadě nasávání vzduchu z venkovního prostředí, kde bývá většinou chladněji, než v hale. Pokles výkonu a účinnosti je patrný z obr. 13.

Stejný efekt má i **nadmořská výška**, kdy s jejím růstem klesá atmosférický tlak a vzduchový kompresor opět potřebuje vyšší příkon. Koeficient klesajícího výkonu vlivem okolního tlaku η_{atm_p} se počítá dle vzorce:

$$\eta_{atm_p} = \frac{p_{ok}}{p_{ISO}} [-], \quad [14] \quad (6.1)$$

kde p_{ok} je okolní tlak a p_{ISO} je nominální tlak u hladiny moře 101,325 kPa.

Palivový kompresor odebírá další energii pro stlačování plynu na potřebné parametry pro spalování. **Tlak přiváděného plynu** je tedy dalším parametrem, který je třeba zohlednit. Pro model C30 uvádí výrobce příkon kompresoru 2,6 kW pro nízkotlaký přívod (přetlak ≈ 1 kPa) a 2 kW pro středotlaký přívod (přetlak ≈ 34 kPa). [14]

Často se k zařízení přidávají různé filtry, dále je tam rekuperátor, komín, výfuk, popřípadě výměník tepla pro kogeneraci. To způsobuje **vstupní a výstupní tlakové ztráty**, které také snižují účinnost chodu [2].

6.1 Tabulky od výrobce a přepočítání na standardní jednotky

Spolu se zařízením jsou dodávány i potřebné tabulky (technický list). Tabulky Capstone jsou ale udávány v angloamerické měrné soustavě (viz obr. 12) a je nutný převod do SI soustavy.

Ambient Temp (F)	Net Power (kW)	Net Efficiency (%)	Exhaust Temp (F)	Exhaust Mass Flow Rate (lbm/s)	Exhaust Energy (Btu/hr)	Fuel Flow Energy (Btu/hr LHV)	Heat Rate (Btu/kWhr LHV)
-4	30.0	27.9	442	0.67	278000	367000	12200

Ambient Pressure (psia)	Power Ratio
14.696	1.000
14.590	0.993

Inlet Pressure Loss (Inches of Water)
0

Obr. 12 - Výběr z tabulek pro Capstone C30 [14]

Přepočítání teplot

Teplotě 0 °F odpovídá -17,778 °C (teplota směsi vody ledu a salmiaku). Teplota lidského těla odpovídá 100 °F. Převod teplot funguje dle vzorce:

$$T_{°C} = \frac{T_{°F} - 32}{1,8} \quad [°C] \quad [15] \quad (6.2)$$

Přepočet hmotnostního průtoku (vzduchu, paliva, spalín)

Převod mezi jednotkou libry za sekundu (lbm/s) a kilogramem za sekundu (kg/s) je stejný, jako převod z libry na kilogram [15]. Převod vyjadřuje vztah (6.3).

$$1 \cdot \left[\frac{\text{lbm}}{\text{s}} \right] = 0,4536 \cdot \left[\frac{\text{kg}}{\text{lbm}} \right] \cdot \left[\frac{\text{lbm}}{\text{s}} \right] = 0,4536 \cdot \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (6.3)$$

Přepočet výkonu

Britská tepelná jednotka (BTU) je odvozena jako množství tepla k ohřátí britské libry vody z teploty 39,2 °C na 40,2 °C a odpovídá teplu 1,055 kJ. Hodina (h) má 3600 sekund [15]:

$$1 \cdot \left[\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right] = \frac{1,055 \cdot \left[\frac{\text{kJ}}{\text{BTU}} \right]}{3600 \cdot \left[\frac{\text{s}}{\text{h}} \right]} \cdot \left[\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right] = \frac{1,055}{3600} \cdot \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] = \frac{1,055}{3600} [\text{kW}] \cong 2,9307 \cdot 10^{-4} \cdot [\text{kW}] \quad (6.4)$$

Podíl výkonu tepelného a elektrického

Známa jednotka kWh definuje práci (resp. energii), která je vykonána za 1 hodinu při výkonu 1 kW a odpovídá tak hodnotě 3600 kJ. Vyjádření BTU je stejné, jako v předchozím případě. Postup je uveden ve vztahu (6.5).

$$1 \cdot \left[\frac{\text{BTU}}{\text{kWh}} \right] = \frac{1,055 \cdot \left[\frac{\text{kJ}_{\text{tep}}}{\text{BTU}} \right]}{3600 \cdot \left[\frac{\text{kJ}_{\text{el}}}{\text{kWh}} \right]} \cdot \left[\frac{\text{BTU}}{\text{kWh}} \right] = \frac{1,055}{3600} \cdot \left[\frac{\text{kJ}_{\text{tep}}}{\text{kJ}_{\text{el}}} \right] \cong 2,93 \cdot 10^{-4} \cdot \left[\frac{\text{kJ}_{\text{tep}}}{\text{kJ}_{\text{el}}} \right] \quad (6.5)$$

Převod atmosférického tlaku

Angloamerická jednotka psi vyjadřuje tlak síly jedné libry na čtverečný palec. Převod libry na kilogramy je zřejmý z předchozích přepočtů. Délková jednotka palce odpovídá 25,4 mm. Gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. Postup je následující:

$$\begin{aligned} [\text{psi}] &= \left[\frac{\text{lbm}}{\text{in}^2} \right] = \frac{0,4536 \cdot \left[\frac{\text{kg}}{\text{lbm}} \right]}{0,0254^2 \cdot \left[\frac{\text{m}^2}{\text{in}^2} \right]} \cdot \left[\frac{\text{lbm}}{\text{in}^2} \right] = \frac{0,4536}{0,0254^2} \cdot \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right] = \frac{0,4536}{0,0254^2} \cdot 9,81 \cdot \left[\frac{\text{N}}{\text{kg}} \right] \cdot \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right] = \\ &= \frac{0,4536 \cdot 9,81}{0,0254^2} \cdot \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] = \frac{0,4536 \cdot 9,81}{0,0254^2} \cdot [\text{Pa}] = \frac{0,4536 \cdot 9,81}{0,0254^2 \cdot 1000} \cdot \left[\frac{\text{kPa}}{\text{Pa}} \right] \cdot [\text{Pa}] \cong 6,9 \cdot [\text{kPa}] \end{aligned} \quad (6.6)$$

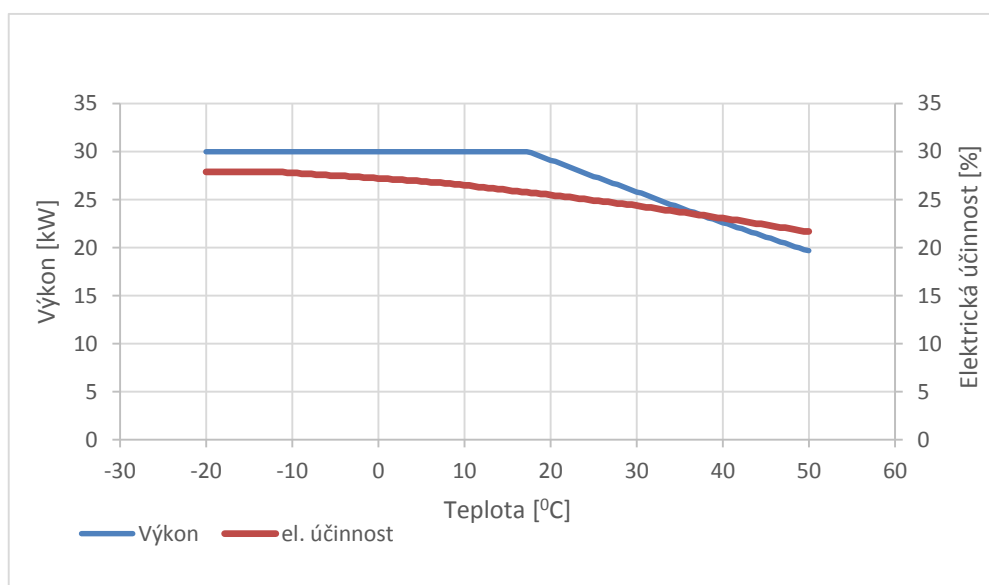
Vstupní a zpětný tlak [15]

Hodnoty jsou uvedeny v palcích vodního sloupce (in H₂O). Vhodný je přepočet na pascaly. Vychází se ze známého vzorce pro výpočet hydrostatického tlaku. Hustota vody je $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ kg/m}^3$ a h je výška vodního sloupce v metrech (s indexem [m]) nebo v palcích (index [inch]).

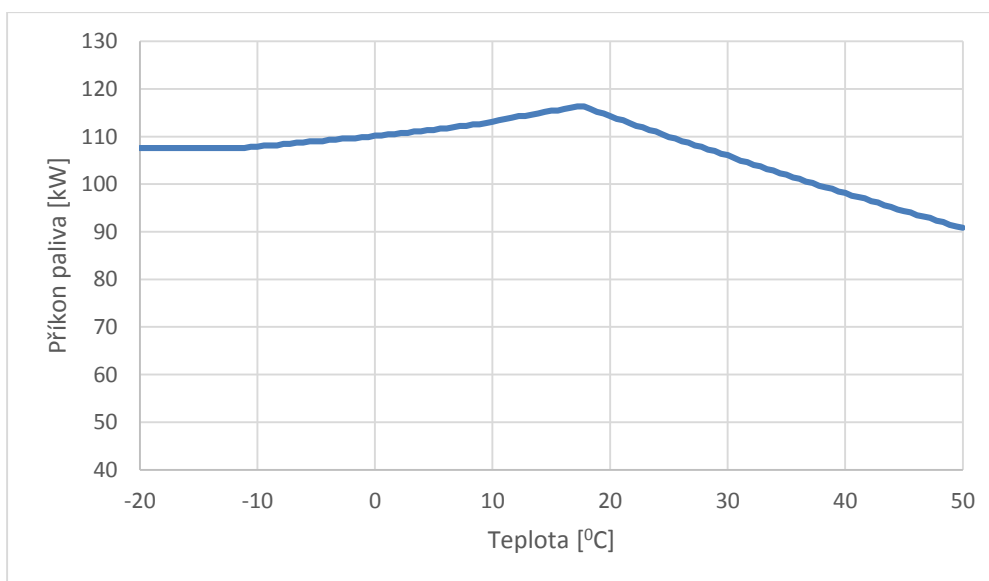
$$p_{[\text{Pa}]} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot g \cdot h_{[\text{m}]} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot g \cdot 0,0254 \cdot h_{[\text{inch}]} = 249,174 \cdot h_{[\text{inch}]} \quad (6.7)$$

Těmito převody byly vytvořeny tabulky, které jsou k práci přiložené a lze je lépe použít pro další výpočty, protože jsou uvedeny ve stejných jednotkách, v jakých jsou uvedena data z experimentálních měření. Tab. 2 až tab. 6 jsou výběry z těchto tabulek. Zároveň je možné vytvořit závislosti různých veličin na proměnné teplotě. Z obr. 13 lze vyčíst, že elektrická účinnost klesá v celém rozsahu teplot, zatímco do teploty $\approx 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ turbína produkuje konstantní výkon 30 kW_{el} , který klesá až při vyšších teplotách.

Do teploty $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ turbína zvyšuje příkon paliva (spotřebu plynu) tak, aby vykompenzovala klesající účinnost a výsledný výkon byl konstantní. Při vyšších teplotách spotřeba paliva klesá, čímž klesá i výkon (viz obr. 14).



Obr. 13 - Graf závislosti výkonu a elektrické účinnosti mikroturbíny C30 na teplotě okolního vzduchu



Obr. 14 - Graf závislosti příkonu paliva MT C30 na teplotě okolního vzduchu

6.2 Vzorový výpočet maximálního výkonu

Vstupní parametry:

Okolní teplota = 20 °C

Nadmořská výška = 244 m

Vstupní přetlak zemního plynu = 34 kPa

Vstupní tlaková ztráta = 997 Pa

Výstupní tlaková ztráta (zpětný tlak) = 498 Pa

Výpočet:

Nejdříve je nutné započítat vliv teploty. K tomu se čerpá z přepočtených tabulek zdroje [14].

Z tab. 2 vyplývá, že jenom kvůli vlivu teploty klesl výkon z $P=30 \text{ kW}_{\text{el}}$ na $P_{\text{TEP}} = 29,1 \text{ kW}_{\text{el}}$.

Tab. 2 - Vliv okolní teploty na výkon mikroturbíny C30 [14]

Okolní teplota [°C]	Čistý výkon [kW]	Výsledná účinnost [%]	Teplota spalin [°C]	Příkon paliva [kW] LVH
-20	30	27,9	227,8	107,6
-19,4	30	27,9	228,3	107,6
⋮				
20 →	29,1	25,5	280,6	114,3

Vliv nadmořské výšky se projeví poklesem tlaku nasávaného vzduchu. Z tab. 3 je odečtena hodnota $p_{\text{ok}} = 98,4 \text{ kPa}$. Účinnost vlivem tlaku dle vztahu (6.1) vychází:

$$\eta_{\text{atm}_p} = \frac{p_{\text{ok}}}{p_{\text{ISO}}} = \frac{98,4}{101,325} = 0,971$$

Tab. 3 - Okolní tlak v závislosti na nadmořské výšce [14]

Nadmořská výška [m]	Okolní tlak [kPa]	Nadmořská výška [m]	Okolní tlak [kPa]
0	101,3	305	97,7
61	100,6	366	97,0
122	99,9	427	96,3
183	99,1	488	95,6
244 →	98,4	549	94,9

Pro vstupní přetlak plynu 34 kPa (středotlaký přívod) uvádí výrobce příkon palivového kompresoru při maximálním příkonu paliva $P_{K,P_MAX} = 2 \text{ kW}$.

Zbývá už pouze určit vliv vstupní tlakové ztráty (tab. 4) a zpětného tlaku (tab. 5). Při vstupním tlaku 997 Pa je vstupní ztrátový součinitel $\eta_{\text{vstup}} = 0,973$. Zpětnému tlaku 498 Pa odpovídá výstupní ztrátový součinitel $\eta_{\text{výstup}} = 0,992$.

Tab. 4 - Vliv vstupní tlakové ztráty

Vstupní tlaková ztráta [Pa]	Výkonový poměr [-]	Účinnostní poměr [-]
0	1,000	1,000
249	0,993	0,997
498	0,986	0,994
748	0,979	0,991
997	0,973	0,988

Tab.5 - Vliv výstupní tlakové ztráty

Výstupní tlaková ztráta [Pa]	Výkonový poměr [-]	Účinnostní poměr [-]
0	1,000	1,000
249	0,996	0,997
498	0,992	0,994
748	0,987	0,991
997	0,983	0,988

Výsledek:

Při započítání všech výše získaných parametrů odpovídajících zátěžným podmínkám je vztah pro maximální dosažitelný výkon následující:

$$P_{MAX} = \eta_{atm} \cdot \eta_{vstup} \cdot \eta_{výstup} \cdot P_{TEP} - P_{K_P_MAX} = 0,971 \cdot 0,973 \cdot 0,992 \cdot 29,1 - 2 = \underline{\underline{25,27 \text{ kW}_{el}}}$$

6.3 Vzorové odečtení parametrů pro obecnou hodnotu výkonu v ISO podmínkách

Výkon turbíny se dá regulovat dle aktuálních potřeb. Výrobce uvádí, že výkon MT může klesnout až na 2 kW_{el}. Zároveň poskytuje informace o dalších provozních parametrech turbíny při ISO podmínkách, viz tab. 6.

Vstupním parametrem je nastavená hodnota výkonu 5 kW_{el}. Pro něj vychází termická účinnost spalování 15,2 %, což znamená, že tolik z příkonu v palivu se přemění na elektrickou energii. Z tabulky je také patrné, že s nižším výkonem termická účinnost klesá. Provoz je při nízkých výkonech proto dlouhodobě nevýhodný. Výhodou je ale například v případě kogenerace, pokud je nízký odběr elektřiny s vyšším odběrem tepla. Zařízení také nemusí být odstaveno z důvodu snížené dodávky plynu apod. [2], [14].

Další parametry (tab. 6), jako teplota spalin = 203,3 °C (za rekuperátorem), hmotnostní průtok spalin = 0,141 kg/s, či energetický poměr = 6,56 kJ_{tep}/kJ_{el}, jsou pouze orientační. Záleží na zatěžujících podmínkách (kap. 6), druhu paliva atd.

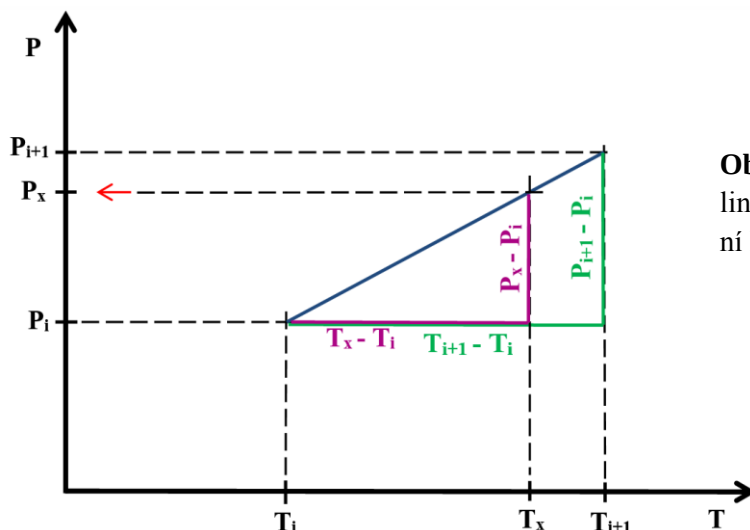
Tab. 6 - Provozní parametry mikroturbíny při obecném výkonu při ISO podmínkách

Čistý elektrický výkon [kW]	Termická účinnost [%]	Teplota spalin [°C]	Průtok spalin [kg/s]	Tep. výkon ve spalinách [kW]	Příkon v palivu [kW]	Energetický poměr [kJ _{tep} /kJ _{el}]
2	8,8	201,7	0,109	21,9	22,8	11,4
3	11,5	196,7	0,122	24,0	26,1	8,7
4	13,6	200,0	0,132	26,4	29,3	7,4
5	15,2	203,3	0,141	28,9	32,8	6,6

6.4 Výpočet výkonu a dalších provozních parametrů v prostředí programu Maple

Většinou hodnoty vnějších zatěžujících podmínek neodpovídají přesně hodnotám uvedeným v tabulkách od výrobce. Například pokud je teplota okolí 20,46 °C, tak se jedná o hodnotu „mezi řádky“, protože výrobce uvádí parametry pro teploty 20 °C a 20,6 °C. Jedna možnost výpočtu je akceptovat chybu a výkon počítat k bližší tabulkové hodnotě. Vhodnější je zvolit některou aproximační nebo interpolační metodu, která chybu sníží. Ruční výpočet v takovém případě je zdoluhavý, protože je třeba (na rozdíl od kapitoly 6.2 a 6.3) všechny kroky nejdříve interpolovat. Často je také nutné takový výpočet provést mnohokrát za sebou. Proto je výhodné vytvořit program, který zadané parametry spočítá. Pro jeho tvorbu je zvolen matematický software Maple 17, protože nabízí příjemné uživatelské prostředí. K práci jsou přiloženy programy „**Maximální výkon**“ (odpovídající postupu v kap. 6.2) a „**Obecný výkon**“ (odpovídající postupu v kap. 6.3). V obou programech jsou použity pouze základní aritmetické operace, cykly a podmínky (*for*, *if*), aby je bylo možné případně implementovat do jiných aplikací.

Tabulkové hodnoty jsou uváděny s malým krokem a celkové množství dat je poměrně velké, proto je pro jejich zpracování zvolena lineární interpolace, která funguje na principu podobnosti trojúhelníků. Jsou zadány dvě tabulkové nezávislé hodnoty (například teploty T_i a T_{i+1}), ke kterým jsou přiřazeny závislé hodnoty (například výkony P_i a P_{i+1}). Je hledán výkon P_x , který náleží k teplotě $T_x \in (T_i; T_{i+1})$. Jsou tedy dány dva body $[T_i; P_i]$ a $[T_{i+1}; P_{i+1}]$, které se spojí přímkou, na níž je hledán výkon P_x pro zvolenou teplotu T_x . Princip je zřetelný na obr. 15.



Obr. 15: Grafické zobrazení lineární interpolace pro získání hodnoty P_x

Z podobnosti trojúhelníků vychází vztah (6.8), ze kterého se vyjádří vztah (6.9) pro výkon P_x , který odpovídá teplotě T_x . Vzorec je nekomplikovaný a vypovídá o jednoduchosti a spolehlivosti celé interpolační metody.

$$\frac{P_{i+1} - P_i}{T_{i+1} - T_i} = \frac{P_x - P_i}{T_x - T_i} \quad (6.8)$$

$$P_x = \frac{P_{i+1} - P_i}{T_{i+1} - T_i} \cdot (T_x - T_i) + P_i \quad (6.9)$$

6.5 Experimentální měření

Z dostupných archivních záznamů byla získána data z experimentálního měření na turbíně C30. Pozorován byl skutečný průměrný elektrický výkon. Dále se měřila spotřeba, tlak a teplota spalovaného zemního plynu. Posledními potřebnými parametry byla teplota a tlak okolního vzduchu. Všechny získané hodnoty jsou zobrazené v tab. 7.

První čtyři měření odpovídala obecným výkonům 5-20 kW_{el}. Je zde patrný rozdíl mezi hodnotami nastaveného a průměrného (skutečného) výkonu. Skutečná produkce elektřiny je v řádech desetin kW_{el} nižší, než nastavený výkon. Důvodem může být najížděcí doba, během které turbína produkovala výkon nižší, což se projevilo ve výsledném průměru. Dále může například existovat chyba v regulační elektronice, která řídí spalovací proces. Pro další výpočty bude vždy směrodatná hodnota průměrného výkonu, protože lépe odpovídá realitě.

Tab. 7 - Výsledné experimentální hodnoty při měření MT C30

Číslo měření	Nastavený výkon [kW]	Průměrný elektrický výkon [kW]	Spotřeba paliva [m ³ /hod]	Přetlak zem. plynu [kPa]	Teplota zem. plynu [°C]	Okolní teplota [°C]	Okolní tlak [kPa]
1	5	4,9	4,61	1,8	15	22,2	99,4
2	10	9,99	6,66	1,8	15	22,4	99,4
3	15	14,76	8,71	1,8	15	22,5	99,4
4	20	19,75	11,22	1,8	15	21,7	97,3
5	30	22,96	12,16	1,8	15	22,7	99,2
6	30	22,37	12,26	1,8	15	22	97
7	30	21,97	12,28	1,8	15	22,1	97,3
8	30	22,55	12,27	1,8	15	22,1	98

6.6 Porovnání tabulkových výsledků a experimentálních dat

V experimentálních výsledcích (tab. 7) je uvedena hodnota spotřeby paliva v m³/hod. Výrobce ale uvádí spotřebu, jako hodnotu příkonu paliva v kW (viz tab. 2 a tab. 6). Pro možnost srovnání experimentálních výsledků a předpokládaných výsledků (z programů v kap. 6) je nutné vyjádřit energii protékajícího paliva. K tomu je nutné znát výhřevnost³ dodávaného zemního plynu. Dodavatel uvádí hodnotu výhřevnosti za normálních fyzikálních podmínek jako $LVH_{ZP} = 35812 \text{ kJ/m}_N^3$ [16]. Normální fyzikální podmínky jsou:

$$p_{ISO} = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_{ISO} = 273,15 \text{ K}$$

Další postup je přepočet objemového průtoku paliva, ke kterému je LVH_{ZP} vztažena (vzorce (6.10) a (6.11)). Další potřebné parametry jsou vybrány z tab. 7. Jedná se pouze o ukázkový přepočet pro hodnoty odpovídající nastavenému výkonu 5 kW_{el}. Tlak vzduchu je $p_{v_5} = 99,4 \text{ kPa}$, přetlak plynu $p_{z_p_5} = 1,8 \text{ kPa}$, teplota plynu $T_{z_p_5} = 15 \text{ °C}$ (přepočteno na kelviny: $T_{z_p_5} = 288,15 \text{ K}$) a spotřeba paliva $V_{z_p_5} = 4,61 \text{ m}^3/\text{hod} = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

$$\frac{p_{ISO} \cdot \dot{V}_{ISO_5}}{T_{ISO}} = \frac{(p_{v_5} + p_{z_p_5}) \cdot \dot{V}_{z_p_5}}{T_{z_p_5}} \quad (6.10)$$

$$\dot{V}_{ISO_5} = \frac{(p_{v_5} + p_{z_p_5}) \cdot \dot{V}_{z_p_5} \cdot T_{ISO}}{T_{z_p_5} \cdot p_{ISO}} = \frac{(99,4 + 1,8) \cdot 1,28 \cdot 10^{-3} \cdot 273,15}{288,15 \cdot 101,325} = 1,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.11)$$

Experimentálně zjištěný příkon paliva při výkonu 5 kW_{el} se spočítá dle vzorce (6.12).

$$P_{z_p_5} = \dot{V}_{ISO_5} \cdot VZP = 1,21 \cdot 10^{-3} \cdot 35812 = 43,33 \text{ kW} \quad (6.12)$$

Stejným způsobem se přepočítají hodnoty příkonu paliva u ostatních měřených výkonů (viz tab. 9).

³ **Spalné teplo** – množství energie uvolněné při dokonalém spálení jednotkového množství paliva, kde se uvažuje i teplo uvolněné kondenzací obsažené vody [2].

Výhřevnost – množství energie uvolněné při dokonalém spálení jednotkového množství paliva, kde nedochází ke kondenzaci obsažené vody. Mikroturbíny bývají většinou konstruované tak, aby ke kondenzaci vody nedocházelo z důvodu koroze. Je to proto směrodatný parametr pro výpočet energie obsažené v palivu [2].

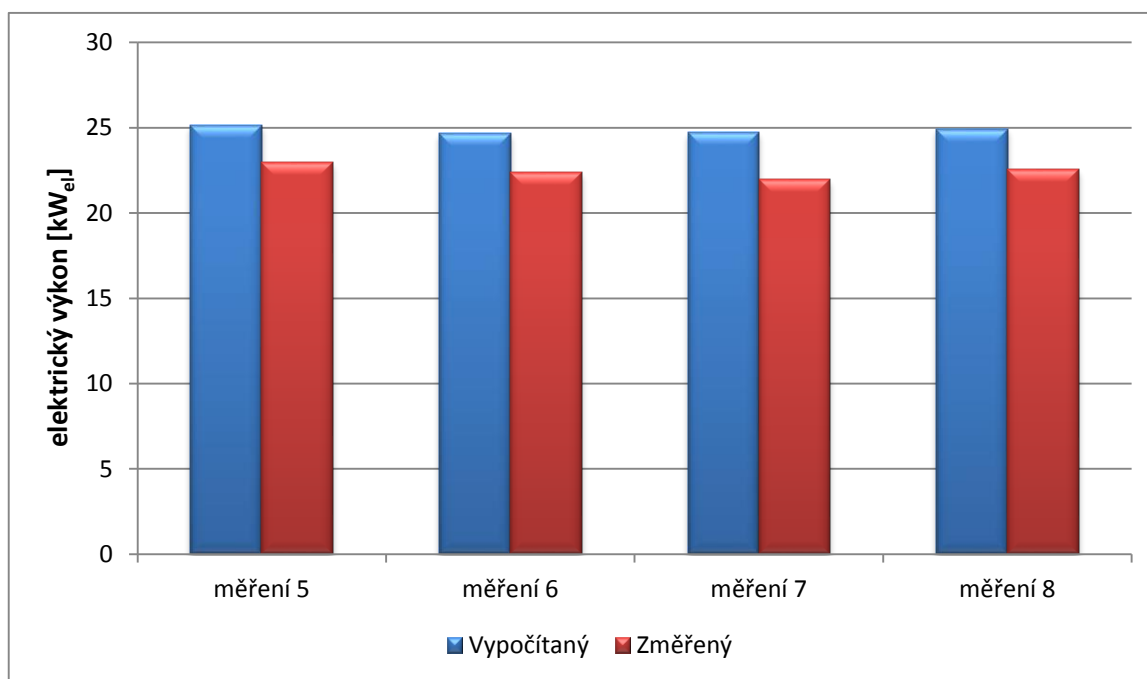
6.6.1 Porovnání maximálních výkonů

Proběhla 4 měření, kdy byla turbína nastavena na maximální výkon 30 kW_{el} a byl na ní sledován skutečný výkon, kterého dosáhla. Pro získání vypočítaných hodnot se využil program „Maximální výkon“.

Výsledky jsou zpracovány v tab. 8 a zobrazeny na obr. 16. Zde je vidět, že změřené výkony jsou přibližně o 2,3 kW_{el} menší než výkony vypočítané. Zařízení tedy nevyrábí tolik energie, kolik by se dalo předpokládat z postupu uvedeného výrobcem. Tato nesrovnalost může být způsobena mnoha faktory. Například není přesně známa hodnota vstupní tlakové ztráty, pouze se předpokládá, že je nulová. Dále hodnota výhřevnosti plynu uvedená výrobcem může být již neaktuální, nebo došlo k chybě v měření.

Tab. 8 - Porovnání změřených a vypočítaných maximálních výkonů

Číslo měření	Okolní teplota [°C]	Okolní tlak [kPa]	Přetlak zem. plynu [kPa]	Předpokládaný el. výkon [kW]	Skutečný el. výkon [kW]	Odchylka [kW]
5	22,7	99,2	1,8	25,11	22,96	2,15
6	22	97	1,8	24,67	22,37	2,3
7	22,1	97,3	1,8	24,72	21,97	2,75
8	22,1	98	1,8	24,92	22,55	2,37



Obr. 16 - Graf srovnání změřených a vypočítaných maximálních výkonů

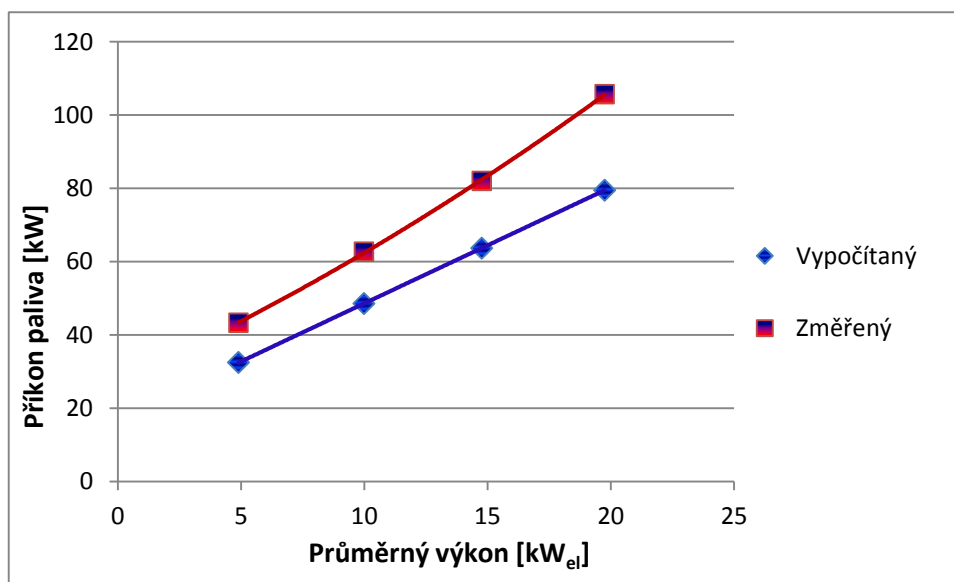
6.6.2 Vypočítaná spotřeba paliva (v ISO podmínkách⁴) a spotřeba změřená

Při výpočtu je využit program „Obecný výkon“ (viz kap. 6), který provoz vyhodnocuje pouze při ISO podmínkách bez použití kompresoru zemního plynu a bez započítání vstupních a výstupních tlakových ztrát. Dá se tedy předpokládat, že skutečná spotřeba paliva bude vyšší, než vypočítaná. Výsledky jsou zobrazené v tab. 9 a na obr. 17. Pro lepší představu jsou přidány i hodnoty elektrických účinností, které jsou vždy dány podílem průměrného výkonu a příslušného příkonu v palivu.

Rozdíl je dle očekávání veliký. Je zde vidět, jak významné jsou zatěžující podmínky pro výkon zařízení. Aby měla turbína požadovaný elektrický výkon, tak spotřeba vzrostla přibližně o třetinu. Při provozu je ale často nutné pracovat při nastaveném výkonu a pro potenciálního zákazníka je důležité, aby znal provozní charakteristiky (jako elektrická účinnost atd.) a dokázal tak posoudit ekonomii zařízení ještě před jeho nákupem. Je tedy vhodné vytvořit program, který dokáže zohlednit zatěžovací podmínky stejně jako program „Maximální výkon“, ale pro celý definiční obor nastavitelného výkonu (viz kapitola 6.6.3).

Tab. 9 - Vypočítaný a změřený příkon v palivu a příslušné účinnosti

Průměrný výkon [kW _{el}]	Vypočítaný příkon [kW]	Vypočítaná účinnost [%]	Změřený příkon [kW]	Změřená účinnost [%]
4,9	32,47	15,1	43,33	11,3
9,99	48,62	20,5	62,73	15,9
14,76	63,7	23,2	82,03	18,0
19,75	79,5	24,8	105,67	18,7



Obr. 17 - Graf srovnání změřené a předpokládané spotřeby paliva při nastaveném výkonu

⁴ Výrobce stanovuje data v tabulce popisující stavy při obecném výkonu pro okolní teplotu 15 °C a tlak 101,325 kPa. Dále není zahrnut příkon kompresoru paliva a vstupní i výstupní tlakové ztráty jsou nulové [14].

6.6.3 Výpočet spotřeby paliva při zvoleném výkonu v zatěžujících podmínkách

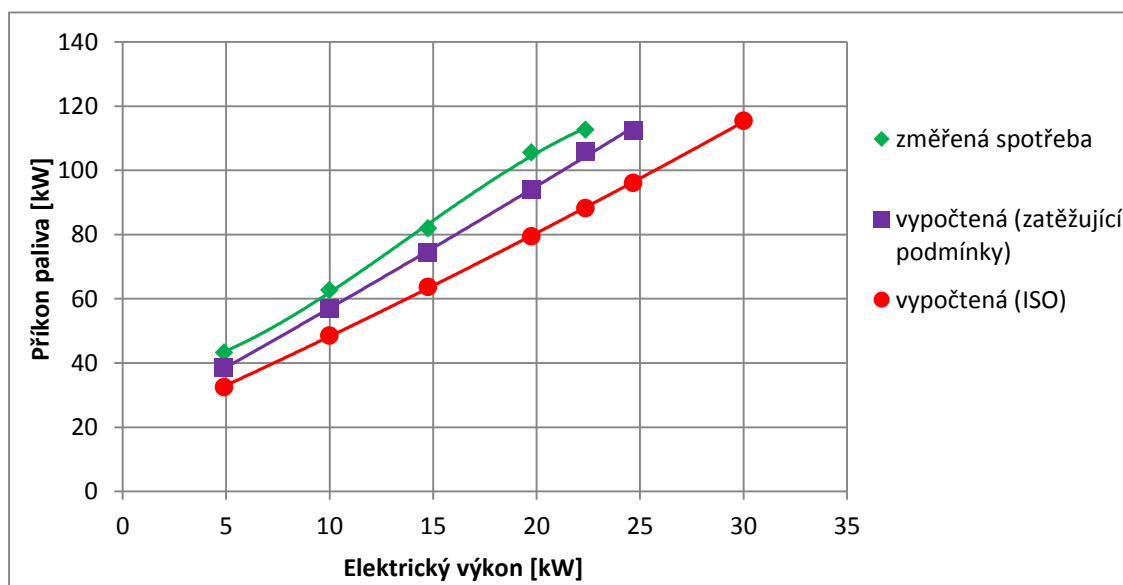
V potaz je brána okolní teplota, nadmořská výška a tlak paliva. Při odvozování spotřeby se vychází pouze z dat od výrobce [14], je ale nutné stanovit **hypotézy**, které umožní výpočet i s malým množstvím informací, které technický list udává. Danými hypotézami je myšlena například konstantní změna teploty nasávaného vzduchu v kompresoru, která je nezávislá na aktuálním výkonu turbíny. Dále například lineární závislost mezi příkonem kompresoru paliva a hmotnostním průtokem nasávaného zemního plynu. Kompletní odvození je obsaženo v příloze (kap. 10). Po získání analytického postupu výpočtu je opět v programu Maple vytvořen numerický model výpočtu „Spotřeba paliva při zvoleném výkonu“ podobným způsobem, jako předchozí programy z kapitoly 6.

V tab. 10 a na obr. 18 je zpracováno srovnání mezi spotřebou podle výrobce v ISO podmínkách, spotřebou vypočítanou a spotřebou naměřenou. Hodnoty se pohybují od výkonu 5 kW_{el} až po maximální dosažitelný výkon získaný pomocí příslušné metody. Rozdíl mezi změřenými a vypočítanými hodnotami v ISO podmínkách je veliký stejně jako na obr. 17. Hodnoty vypočtené spotřeby v definovaných zatěžujících podmínkách leží blíže změřené spotřebě, a proto lépe odpovídají reálným výsledkům.

Stále je zde ale poměrně velká odchylka, která mohla vzniknout kvůli výše zmíněným hypotézám. Dále je zde vidět stejná chyba, jaká se objevila v kapitole 6.6.1, kde vypočítaný maximální výkon se zohledněním vnějších vlivů byl vyšší, než naměřený výkon. Zde je předpokládán maximální výkon 24,67 kW_{el}, zatímco změřeno bylo pouze 22,37 kW_{el}. Zřejmě jsou tedy skutečné zatěžující podmínky odlišné od těch předpokládaných (vstupní tlaková ztráta příkonu kompresorů a elektroniky, vliv vlhkosti...).

Tab. 10 - Měřená a počítaná spotřeba paliva při obecných i maximálních výkonech v kW

Elektrický výkon	4,9	9,99	14,76	19,75	22,37	24,67	30
Změřený příkon paliva	43,3	62,7	82,0	105,7	112,7	-	-
Příkon paliva (zatěžující podmínky)	38,5	57,0	74,4	94,0	105,8	112,5	-
Příkon paliva (ISO podmínky)	32,5	48,6	63,7	79,5	88,2	96,1	115,5



Obr. 18 - Graf změřené a počítané spotřeby paliva od výkonu 5 kW_{el} po maximální výkon

7 Závěr

První část této práce je rešerší na téma plynových mikroturbín. Jsou zde popsány hlavní principy kombinované výroby energie, což je často jediná výhodná možnost při aplikaci této technologie. Dále pojednává o principu chodu zařízení a druzích paliv. Jsou zde popsány hlavní součásti soustrojí spolu s nejčastějšími materiály používanými k jejich výrobě. Jsou uvedeny nejrůznější aplikace, kde je patrná veliká konkurence ze strany různých technologií, například ze strany plynových motorů v dopravě i energetice. Následuje stručný úvod k plynovým motorům a porovnání s turbínami. Poslední kapitola rešeršní části uvádí hlavní výrobce a jejich nejvýznamnější produkty.

Druhá část se zabývá vlivem okolních podmínek na provozní parametry MT, které jsou následně srovnávány s naměřenými hodnotami reálného zařízení. Za tímto účelem poskytuje výrobce technický list, který obsahuje tabulky a vzorové příklady sloužící k odhadu o spotřebě, výkonu, účinnosti atd. Tato znalost je důležitá z hlediska posouzení ekonomiky zařízení. Součástí této práce je i soubor Excel, který obsahuje zmíněné tabulky přepočítané na jednotky SI. Hlavním úkolem byla tvorba programů „**Maximální výkon**“ a „**Obecný výkon**“, které vycházely z technického listu. S jejich pomocí byly předpovídány provozní stavy zařízení jako spotřeba paliva, termická účinnost atd.

Získané hodnoty se od výsledků experimentálního měření poměrně významně liší. Například maximální dosažitelný výkon nebyl tak veliký, jak se předpokládalo (odchylka produkce elektřiny činila až 2,75 kW_{el}). To může vypovídat o chybných okrajových podmínkách vycházejících z konstrukce zařízení, kvality paliva, nebo při experimentu došlo k chybě v měření. K větším odchylkám docházelo při srovnávání spotřeby při obecném výkonu, pro který uvádí výrobce parametry pouze při ISO podmínkách. Tím byl ale dokázán význam vlivu okolního prostředí na účinnost zařízení, proto byl vytvořen další program „**Spotřeba paliva při zvoleném výkonu**“. Ten je jakousi kombinací předchozích dvou programů. Při jeho tvorbě muselo být zavedeno mnoho předpokladů, aby se vykompenzoval nedostatek informací v technickém listu. Parametry jednotlivých komponent (turbína, kompresory a generátor) jsou popsány v souvislosti s množstvím přiváděného paliva. Bylo tak možné počítat spotřebu při nastaveném výkonu i se započítáním ztráty kvůli vlivu okolní teploty, nadmořské výšky a komprese nasávaného paliva. Výsledky odpovídaly realitě už více, ale ze stejných důvodů jako u předchozích programů je zde patrná odchylka.

Do budoucna by se práce mohla zabývat hlubší analýzou chodu zmíněné reálné turbíny a objasněním jejího sníženého výkonu. Dalším zajímavým výstupem by byl program, který stanoví účinnost zařízení s vyšší přesností a tím bude významný pro potenciálního kupce, který chce provozovat zařízení při jiných provozních podmínkách.

8 Seznam použitých symbolů a zkratek

Zkratka	Popis
GEN	Generátor
HEV	Hybrid Electric Vehicle
MT	Mikroturbína
PM	Plynový motor
KP	Kompresor paliva
KV	Kompresor vzduchu
TURB	Turbína

Chemická sloučenina	Název
CO	Oxid uhelnatý
CO ₂	Oxid uhličitý
H ₂ O	Voda
NO _x	Oxidy dusíku

Dolní index	Popis
$i, i+1$	Pořadové číslo členu
in	Vstup
M	Médium
MAX	Maximální
O	Obecný
out	Výstup
P	Palivo
V	Vzduch

Symbol	Jednotka	Popis
a_{komp}	J	Práce kompresoru
a_{turb}	J	Práce turbíny
$h_{[\text{inch}]}$	inch	Výška vodního sloupce v palcích
$h_{[\text{m}]}$	m	Výška vodního sloupce v metrech
m	kg/s	Hmotnostní průtok
p	kPa	Tlak
p_{v_5}	kPa	Tlak okolního vzduchu při měření provozních podmínek turbíny nastavené na výkon 5 kW _{el}
$p_{Z_P_5}$	kPa	Přetlak zemního plynu při měření provozních podmínek turbíny nastavené na výkon 5 kW _{el}
p_{ISO}	kPa	Nominální tlak u hladiny moře (101,325 kPa)
P	kW	Výkon
P_{GEN}	kW _{el}	Výkon generátoru
P_K	kW	Příkon kompresoru
P_{K_P}	kW _{el}	Příkon kompresoru paliva
P_{K_V}	kW _{el}	Ztrátový výkon kompresoru vzduchu vlivem okolních podmínek
P_{TEP}	kW	Snížený výkon o vliv okolní teploty
$P_{\text{TEP_TLAK}}$	kW	Snížený výkon o vliv okolní teploty a tlaku
P_{TURB}	kW	Výkon na hřídeli bezprostředně za turbínou
P_{Z_P}	kW	Příkon přiváděný v palivu (zemním plynu)
q	J	Teplo
r	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	Měrná plynová konstanta
S	J·K ⁻¹	Entropie
T	°C	Teplota
V	m ³	Objem
LVH_{ZP}	kJ·kg ⁻¹	Výhřevnost zemního plynu
$\dot{V}_{\text{ISO_5}}$	m ³ /s	Objemový průtok zemního plynu odpovídající normálnímu tlaku a teplotě při výkonu turbíny 5 kW _{el}
$\dot{V}_{Z_P_5}$	m ³ /s	Objemový průtok zemního plynu při naměřeném okolním tlaku a teplotě a při výkonu turbíny 5 kW _{el}

Řecký symbol	Jednotka	Popis
ΔT	$^{\circ}\text{C}$	Změna teploty
η_{atm_p}	—	Součinitel klesajícího výkonu s klesajícím okolním tlakem
η_{vstup}	—	Ztrátový součinitel vstupní tlakové ztráty
$\eta_{výstup}$	—	Ztrátový součinitel výstupní tlakové ztráty
κ	—	Izoentropický exponent
ρ	kg/m^3	Hustota látky

9 Seznam zdrojů

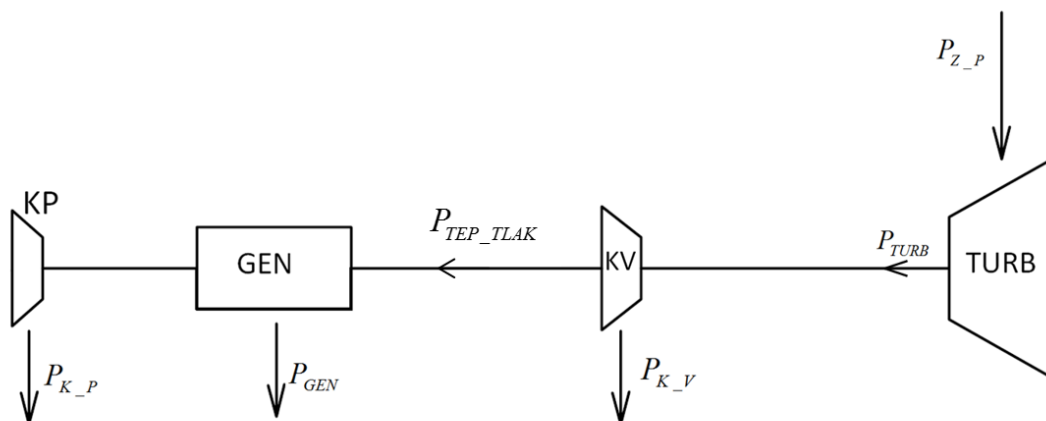
- [1] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 281 s. ISBN 80-7300-118-7.
- [2] ŠUROVSKÝ, Jan. Spalovací turbíny. Česko: J. Šurovský, 2013, 245 s. ISBN 978-80-260-4106-1
- [3] *Capstone Turbine Corporation (CPST)* [online]. 2016 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.capstoneturbine.com>
- [4] GIAMPAOLO, Tony. Gas turbine handbook: principles and practice. 4th ed. Lilburn : Fairmont Press, c2009, xiii, 447 s. ISBN 978-1-4398-0191-8.
- [5] ŠUROVSKÝ, Jan. Mikroturbína: [energetická revoluce pro 21. století : malý zdroj elektřiny - velký skok pro lidstvo]. 1. vyd. Praha, 2003, 220 s.
- [6] *Kogenerační jednotky Tedom* [online]. 2016 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com>
- [7] *Microturbines* [online]. College of Engineering, University of Florida, 2014 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.wbdg.org/resources/microturbines.php>
- [8] *Asociace mikroturbín, os: Mikroturbína* [online]. 2014 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.mikroturbina.cz>
- [9] *FlexEnergy* [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://flexenergy.com>
- [10] MACEK, Jan a Bohuslav SUK. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Praha: ČVUT Praha, 1996. ISBN 80-01-00919-X
- [11] *Combined Heat Power Inverters Power Technologies* [online]. 2016 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.newenco.co.uk/combined-heat-power>
- [12] *Flex powerstation™ fp250 - FlexEnergy* [online]. 2012 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.flexenergy.com/wp-content/uploads/2012/03/Flex-FP250-Specs_3-12.pdf
- [13] *TĚŽBA A ZPRACOVÁNÍ BITUMENU A EXTRA TĚŽKÉ ROPY* [online]. 2012 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://paliva.vscht.cz/download.php?id=70>.
- [14] *Technical Reference Capstone MicroTurbine™ Systems Emissions* [online]. 2008 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://interstatepower.us/Capstone%20Document%20Library/Technical%20Reference/410065B_Emissions_Tech_Ref.pdf
- [15] *Převody - conVERTER* [online]. 2002 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/prevody/>
- [16] HORNÍK, Jan. *Studie provozu plynové mikroturbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2014. 37s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Mgr. Marek Vondra
- [17] *T100 microturbine system Technical description T100 Natural Gas* [online]. 2009 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://people.unica.it/danielecocco/files/2012/07/Microturbina_T100_Detailed_Specifications1.pdf
- [18] ENENKL, Vladimír, Jiří HLOUŠEK a Eva JANOTKOVÁ. *Termomechanika*. 10. vyd. Brno: VUT, 1983, 289 s.

10 Příloha

Výpočet spotřeby paliva při nastaveném výkonu a zatěžujících podmínkách (okolní teplota, tlak vzduchu a tlak zemního plynu)

Energie spalovaného paliva se přenáší na hřídel a z ní na generátor. Pouze část z uvolněné energie se může ale přeměnit na práci hřídele. Dále během přenosu část výkonu odebírá kompresor vzduchu a kompresor paliva (viz obr. 19). Na turbínu je přiveden příkon zemního plynu P_{Z_P} . Část se přemění na výkon na hřídeli P_{TURB} bezprostředně za turbínou. Generovaný elektrický výkon P_{GEN} je nižší než P_{TURB} kvůli ztrátám na kompresorech. Ztráty vlivem okolní teploty a tlaku se projevují na kompresoru vzduchu (KV) kde je snížen výkon P_{TURB} o ztrátový výkon P_{K_V} na výkon P_{TEP_TLAK} . Ztrátový výkon P_{K_V} neznačí celou hodnotu příkonu kompresoru vzduchu, ale pouze ztrátu, která vznikla kvůli vlivu okolních podmínek! Stejně dochází i ke ztrátám P_{K_P} na kompresoru plynu (KP) vlivem nízkého vstupního přetlaku paliva. Odsud vychází základní rovnice (10.1), která je totožná, jako rovnice pro výpočet maximálního výkonu v kapitole 6.2. Zde je zavedena **první hypotéza** → základní rovnice pro výpočet maximálního výkonu se principiálně neliší od rovnice výpočtu obecného výkonu.

$$P_{GEN} = P_{TEP_TLAK} - P_{K_P} \quad (10.1)$$



Obr. 19 - schéma přenosu výkonu na hřídeli mikroturbíny

Jednotlivé komponenty na obrázku je třeba popsat a určit, na kterých parametrech a zatěžujících podmínkách jsou závislé a spojit je v rovnici (10.1) tak, aby byla řešitelná.

Vliv okolní teploty a tlaku

Tyto podmínky mají vliv hlavně na kompresor vzduchu. Při charakteristice tohoto prvku se vychází ze základní rovnice (10.2) pro výkon (a zároveň příkon) ideálního kompresoru P_K při stlačování ideálního plynu.

$$P_K = m \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot \Delta T \quad (10.2)$$

, kde m je hmotnostní průtok plynu, κ je izoentropický exponent, r je měrná plynová konstanta a ΔT je změna teploty způsobená kompresí. Hodnoty κ i r jsou konstantní.

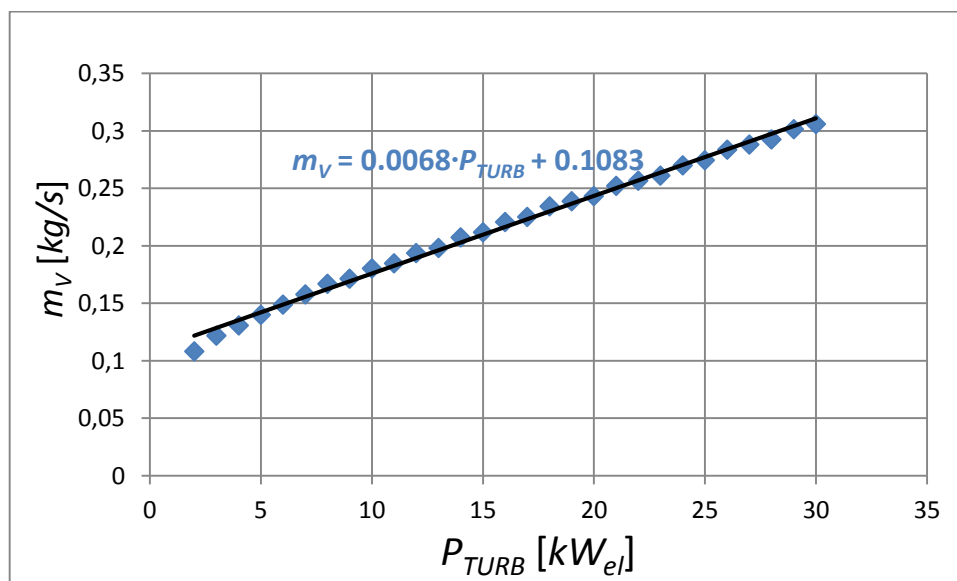
Je zde zavedena **druhá hypotéza** → nezávisle na výkonu turbíny, nebo okolních podmínkách je $\Delta T = konst.$. Tak je možné říci, že příkon P_K je závislý pouze na hmotnostním průtoku plynu (lineárně).

Dále je nutné vyjádřit závislost průtoku vzduchu na výkonu P_{TURB} , který je úzce spjat se spotřebou paliva.

K tomu poslouží tab. 6, kde výrobce uvádí průtok spalin a příkon paliva v závislosti na nastaveném elektrickém výkonu P_{GEN} při ISO podmínkách. Při znalosti výhřevnosti paliva LVH_{ZP} je výpočet hmotnostního průtoku paliva snadný. Z toho lze vypočítat průtok vzduchu jako rozdíl průtoku spalin a průtoku paliva.

Dále při ISO podmínkách nedochází ke ztrátám na kompresoru vzduchu, proto $P_{K_V} = 0$. Vliv kompresoru paliva zatím není třeba uvažovat. Z toho vyplývá, že pro potřebné hodnoty v tab. 6 platí z rovnice (10.1) $P_{GEN} = P_{TURB}$. Na základě toho je možné sestavit graf závislosti obecného výkonu P_{TURB} na průtoku vzduchu (obr. 20). Závislost je to téměř lineární a lze ji popsat rovnicí (10.3).

$$m_V = 0,0068 \cdot P_{TURB} + 0,1083 \quad (10.3)$$



Obr. 20 - Graf závislosti výkonu na hřídeli za turbínou na hmotnostním průtoku vzduchu

Nyní je možné využít poznatek z rovnice (10.2). Pokud je příkon kompresoru lineárně závislý na průtoku stlačovaného média a je znám jeho maximální příkon P_{K_MAX} při maximálním průtoku média m_{M_MAX} , pak se jeho příkon P_{K_O} při částečném průtoku média $m_{M_Č}$ spočítá pomocí vztahu (10.4).

$$P_{K_O} = P_{K_MAX} \cdot \frac{m_{M_Č}}{m_{M_MAX}} \quad (10.4)$$

Tento vztah také znamená, že pokud kompresorem teče pouze částečné množství plynu (turbína je nastavena na obecný výkon), pak i jeho ztráty jsou pouze částečné. Po dosazení vztahu (10.3) do vztahu (10.4) vznikne vztah (10.5), který spojuje hodnotu ztráty výkonu generátoru ze strany kompresoru paliva P_{K_V} a výkonu na hřídeli za turbínou P_{TURB} . $P_{K_V_MAX}$ je hodnota výkonu, která se odečte z tab. 2 jako rozdíl čistého maximálního výkonu a maximálního výkonu při ISO podmínkách (což je 30 kW_{el}). Vypovídá o ztrátě výkonu generátoru kvůli zvýšenému příkonu kompresoru vzduchu, aby byl vykompenzován vliv teploty.

$$P_{K_V} = P_{K_V_MAX} \cdot \frac{m_V}{m_{V_MAX}} = P_{K_V_MAX} \cdot \frac{0,0068 \cdot P_{TURB} + 0,1083}{m_{V_MAX}} \quad (10.5)$$

Hodnota ztráty způsobené kvůli vlivu okolní teploty a tlaku při maximálním výkonu se vypočítá pomocí postupu uvedeného v kapitole 0. Výkon na turbíně byl nastaven na hodnotu $P_{TURB_MAX} = 30 \text{ kW}_{el}$, ale kvůli vlivu okolní teploty byl podle tab. 2 dosažitelný pouze výkon $P_{TEP_MAX} = 29,1 \text{ kW}_{el}$.

To znamená, že kompresor vzduchu odebírá navíc příkon, který odpovídá ztrátě na generátoru $P_{K_V_MAX} = 0,9 \text{ kW}_{el}$. Odsud vychází rovnice (10.6).

$$P_{TEP_MAX} = P_{TURB_MAX} - P_{K_V_MAX} \quad (10.6)$$

Dochází k zavedení **třetí hypotézy** → pokud rovnice (10.6) platí pro maximální výkon, pak platí i pro obecný výkon a lze použít vztah:

$$P_{TEP} = P_{TURB} - P_{K_V} \quad (10.7)$$

Nyní lze započítat vliv okolního tlaku. Výkon P_{TEP} je vynásoben koeficientem klesajícího výkonu s rostoucí nadmořskou výškou η_{atm_p} ze vztahu (6.1). Výsledný výkon při vlivu okolní teploty a tlaku se tedy počítá dle vzorce (10.8).

$$P_{TEP_TLAK} = \eta_{atm_p} \cdot P_{TEP} = \eta_{atm_p} \cdot (P_{TURB} - P_{K_V}) \quad (10.8)$$

Při dosazení vztahu (10.5) do vztahu (10.8) vychází vztah (10.9), který obsahuje vliv teploty ve členu $P_{K_V_MAX}$, vliv okolního tlaku ve členu η_{atm_p} , dále průtok vzduchu při maximálním výkonu m_{V_MAX} (přepočet z technického listu; odpovídá hodnotě $\approx 0,3 \text{ kg/s}$). Nepřímo je zde zahrnuta spotřeba díky členu P_{TURB} .

$$P_{TEP_TLAK} = \eta_{atm_p} \cdot \left(P_{TURB} - P_{K_V_MAX} \cdot \frac{0,0331 \cdot P_{TURB} + 0,5276}{m_{V_MAX}} \right) \quad (10.9)$$

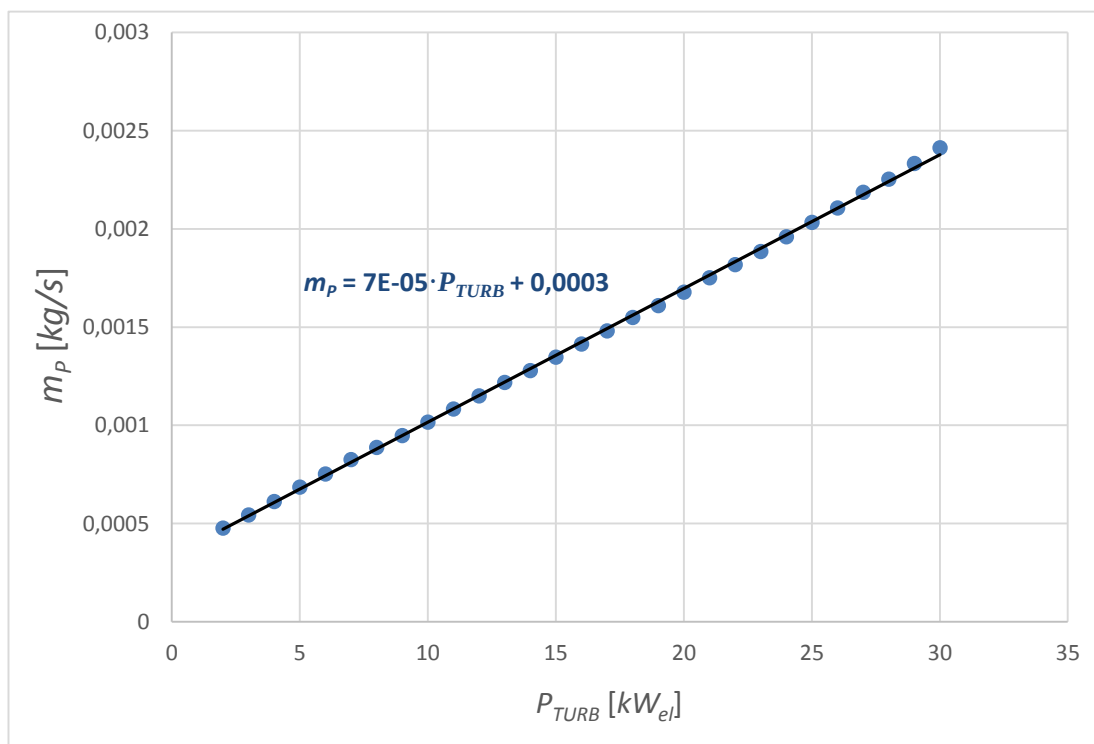
Vliv přetlaku vstupního paliva

Tento vliv se projevuje na kompresoru paliva. Vychází se opět ze stejných předpokladů, jako v předchozím případě. Kompresor je tedy opět ideální a řídí se vztahem (10.4), který si lze upravit na tvar (10.10). Hodnota $P_{K_P_MAX}$ je příkon palivového kompresoru při maximálním výkonu a je závislý na vstupním tlaku paliva (viz kapitola 6). Veličina m_P je hmotnostní průtok paliva při zvoleném výkonu a $m_{P_MAX} \approx 2,4 \text{ g/s}$ je průtok paliva při maximálním výkonu, který je vypočítán z příkonu v palivu z technického listu.

$$P_{K_P} = P_{K_P_MAX} \cdot \frac{m_P}{m_{P_MAX}} \quad (10.10)$$

Obdobně je vykreslena závislost obecného výkonu P_{TURB} na průtoku paliva m_P (viz obr. 21). Opět se jedná o lineární závislost popsanou rovnicí (10.11).

$$m_P = 7 \cdot 10^{-5} \cdot P_{TURB} + 0,0003 \quad (10.11)$$



Obr. 21 Graf závislosti výkonu na hřídeli za turbínou na hmotnostním průtoku paliva

Spojením rovnic (10.10) a (10.11) vznikne vztah (10.12). Hodnota příkonu kompresoru paliva P_{K_P} při nastaveném výkonu je závislá na vstupním tlaku paliva (obsaženo v členu $P_{K_P_MAX}$), maximálním průtoku paliva při plném výkonu (m_{P_MAX}) a nakonec na skutečném průtoku paliva (nepřímo z členu P_{TURB}).

$$P_{K_P} = P_{K_P_MAX} \cdot \frac{7 \cdot 10^{-5} \cdot P_{TURB} + 0,0003}{m_{P_MAX}} \quad (10.12)$$

Výsledný vztah

Vztahy (10.9) a (10.12) popisují potřebné členy pro vyřešení rovnice (10.1). Výsledný vztah pro výpočet výkonu P_{TURB} při zvolených okolních parametrech a zvoleném elektrickém výkonu P_{GEN} se spočítá dle vzorce (10.13).

$$P_{TURB} = \frac{P_{GEN} + \frac{P_{K_V_MAX} \cdot 0,1083 \cdot \eta_{atm_p}}{m_{V_MAX}} + \frac{0,0003 \cdot P_{K_P_MAX}}{m_{P_MAX}}}{\eta_{atm_p} - \frac{P_{K_V_MAX} \cdot 0,0068 \cdot \eta_{atm_p}}{m_{V_MAX}} - \frac{7 \cdot 10^{-5} \cdot P_{K_P_MAX}}{m_{P_MAX}}} \quad (10.13)$$

Výsledná hodnota P_{TURB} se dosadí do tab. 6 a odečte se příslušná spotřeba paliva P_{Z_P} .

Například je-li požadován elektrický výkon $P_{GEN} = 3 \text{ kW}_{el}$ a dle vzorce (10.13) vyjde hodnota $P_{TURB} = 4,5 \text{ kW}_{el}$, pak to znamená, že kvůli zadaným provozním podmínkám turbína vyrábí pouze 3 kW_{el} ale spotřebuje na to takové množství paliva, jaké by stačilo pro produkci $4,5 \text{ kW}_{el}$ v ISO podmínkách dle výrobce. Odečtení spotřeby funguje následovně:

Čistý elektrický výkon [kW]	Termická účinnost [%]	Teplota spalin [°C]	Průtok spalin [kg/s]	Tep. výkon ve spalinách [kW]	Příkon v palivu [kW]	Energetický poměr [kJ _{tep} /kJ _{el}]
2	8,8	201,7	0,109	21,9	22,8	11,4
3	11,5	196,7	0,122	24,0	26,1	8,7
4	13,6	200,0	0,132	26,4	29,3	7,4
5	15,2	203,3	0,141	28,9	32,8	6,6

Pro hodnotu $4,5 \text{ kW}_{el}$ zde odpovídá příkon paliva $P_{Z_P} \in (29,3 ; 32,8) \text{ kW}$. Lineární interpolací je získána hodnota $P_{Z_P} = 31,05 \text{ kW}$.