

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta elektrotechnická
Katedra elektrických pohonů a trakce



Bakalářská práce

Využití, vlastnosti a regulace kogeneračních jednotek

Jan Kowala

Vedoucí práce: Doc. Ing. Jiří Šťastný, CSc.

Studijní obor: Elektrotechnika, energetika a management

Bakalářský

Obor: Aplikovaná elektrotechnika

2017

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kowala** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **382585**
Fakulta/ústav: **Fakulta elektrotechnická**
Zadávající katedra/ústav: **Katedra elektrických pohonů a trakce**
Studijní program: **Elektrotechnika, energetika a management**
Studijní obor: **Aplikovaná elektrotechnika**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Využití, vlastnosti a regulace kogeneračních jednotek

Název bakalářské práce anglicky:

The use, properties and regulation of cogeneration units

Pokyny pro vypracování:

Rozbor provozních vlastností, možnosti a hranice použitelnosti včetně rozboru regulační možnosti základních typů kogeneračních jednotek a jednotlivých typů točivých redukcí, používaných v energetických systémech.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Balátě, J.: Regulace a automatizace tepelně energetických zařízení, 1982.
- [2] Dvorský, E., Hejtmánková, P.: Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie, 2005.
- [3] Dvorský, E.: Optimalizace provozu kogeneračních jednotek (habilitační práce).
- [4] Krbek, J., Po, B.: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Šťastný CSc., katedra elektrických pohonů a trakce FEL

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **30.09.2016** Termín odevzdání bakalářské práce: **10.01.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Poděkování

Tímto bych velmi rád poděkoval Doc. Ing. Jiřímu Šťastnému, CSc. za odborné vedení, důležité rady, náměty a za čas a trpělivost, kterou mi byl ochoten věnovat.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu §60 Zákona č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (zákon autorský).

V Praze dne 3. 1. 2017

.....

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá kogenerační výrobou, přehledem základních druhů kogeneračních jednotek, jejich výhodami a nevýhodami oproti oddělené výrobě a použitím v praxi. Druhá část je zaměřená na vysvětlení pojmu točivá redukce a její výhody. Jsou probrány základní způsoby řízení točivé redukce při kogenerační výrobě a uvedeny vztahy pro výpočet základních parametrů objemového parního stroje. Tyto základní metody jsou porovnány mezi sebou, uvedeny výhody a nevýhody. V závěru jsou tyto získané informace vyhodnoceny.

Klíčová slova: kogenerace, kogenerační jednotka, točivá redukce, regulace škrcením, regulace změnou otáček

Abstract

This thesis deals with cogeneration, an overview of the basic types of cogeneration units, their advantages and disadvantages compared to separate production and use in practice. The second part is dedicated to explaining the concept of rotating reduction and its benefits. Basic ways to control rotational reduction in cogeneration are discussed and formulas for calculating the basic parameters of the volume of the steam engine are included. These basic methods are compared with one another, their advantages and disadvantages are discussed, and in conclusion, the results are evaluated.

Keywords: Cogeneration, cogeneration unit, rotating reduction, throttle control, regulation of speed change

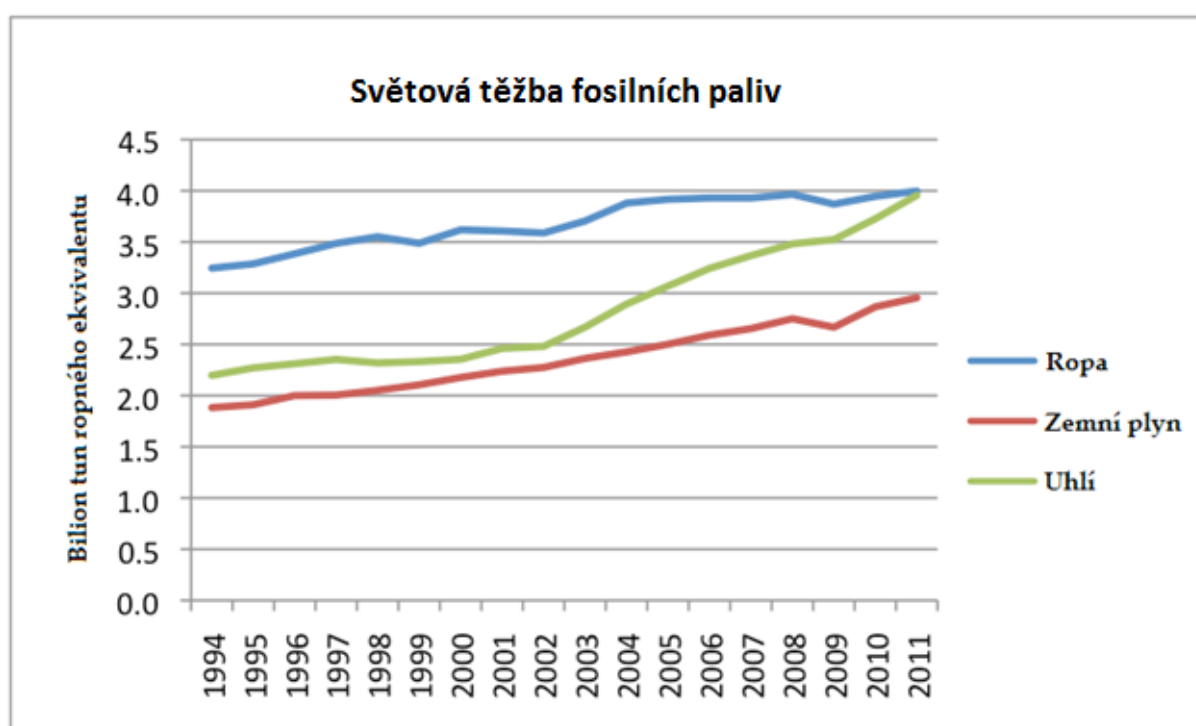
Obsah:

1. Úvod.....	2
2. Kogenerace.....	4
2.1. Velká kogenerace	5
2.2. Malá kogenerace.....	6
2.3. Kogenerační jednotka	7
2.3.1. Kogenerační jednotka s plynovým spalovacím motorem	7
2.3.2. Kogenerační jednotka s plynovou spalovací turbínou.....	9
2.3.3. Kogenerační jednotka s parní turbínou	11
2.4. Řízení kogenerační jednotky	13
2.5. Použití kogenerační jednotky.....	14
2.6. Výhody a nevýhody kogenerační výroby	17
3. Točivá redukce	18
3.1. Dynamické parní stroje.....	22
3.2. Objemové parní stroje.....	24
3.3. Způsoby zapojení točivých redukcí	26
3.3.1. „Paralelní“ zapojení točivé redukce	26
3.4. Regulace točivé redukce s objemovým strojem	28
3.4.1. Regulace škrcením	29
3.4.2. Regulace změnou otáček.....	34
4. Závěr.....	39
5. Použitá literatura	40
6. Seznam obrázků.....	41

1. Úvod

Většina domácností, firem či podniků obvykle odebírá současně elektrickou a tepelnou energii. Elektřinu kupují ze sítě a teplo si vyrábějí sami (kotelní jednotka, elektrický bojler), nebo ho odebírají z centralizované topné soustavy. To ale vede k neekonomickému využití primárního paliva a spolu s rostoucí cenou je tento způsob výroby a přenosu energie jak pro spotřebitele, tak i pro výrobce nevýhodný.

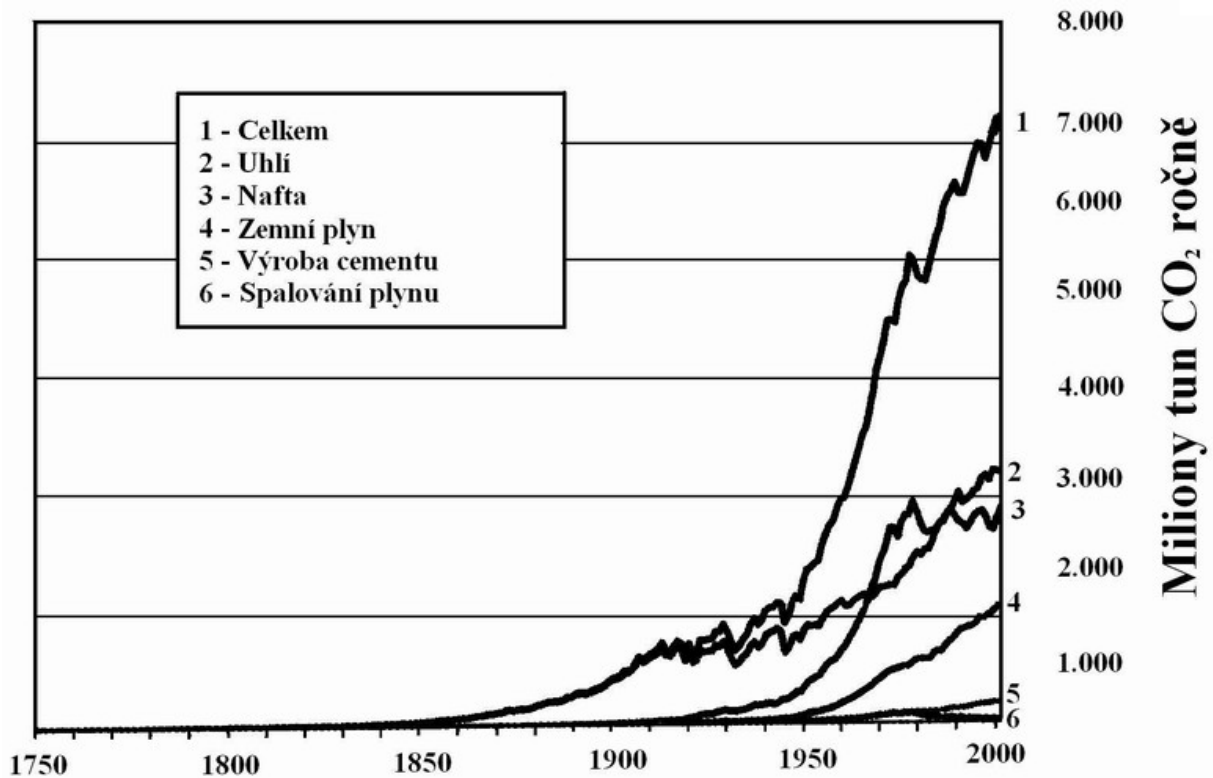
Z celkového množství vyrobené elektrické energie je 67% energie získáno z fosilních paliv. Mezi největší spotřebitele patří USA, Čína, Japonsko, Rusko a Indie. Z následujícího grafu je vidět, že poptávka po fosilních palivech neustále roste, i když tyto paliva patří mezi neobnovitelné zdroje. Měli bychom je proto lépe využívat.



Obr. 1: Světová těžba fosilních paliv [1]

S lepším využitím primární energie fosilních paliv nesouvisí pouze jejich spotřeba, ale také velké množství vyprodukovaných emisí. I přes veškeré modernizace a odsiřování elektráren a tepláren, hodnota vyprodukovaného CO₂ stále roste, což je dobře vidět na následujícím grafu. Jedním s řešení je kombinovaná výroba tepla a elektřiny neboli kogenerace, která lépe využívá energii primárního paliva a dopad na životní prostředí je menší v porovnání s oddělenou výrobou.

Světová produkce CO₂



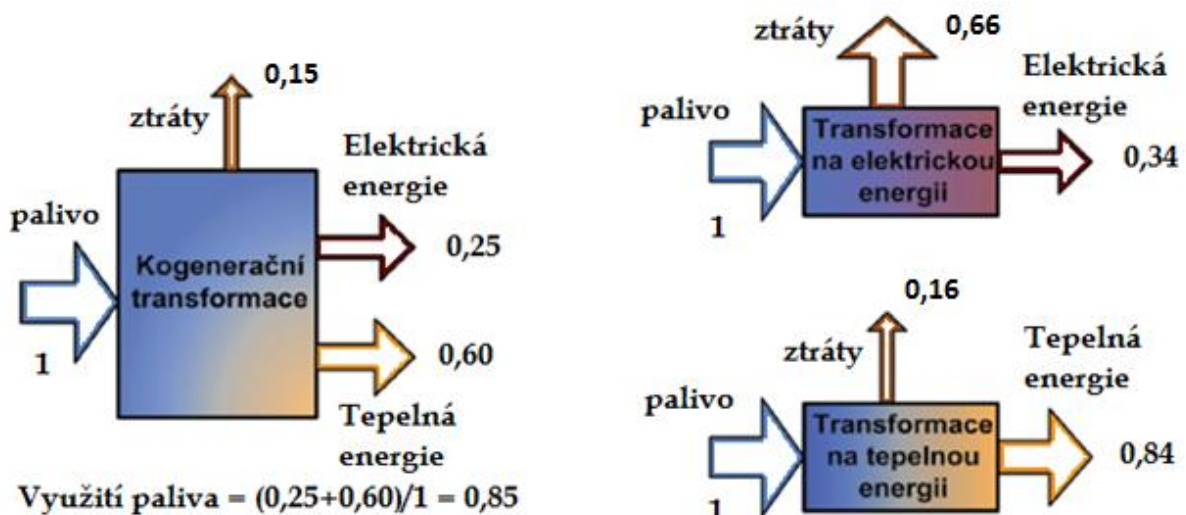
Obr. 2: Světová produkce CO₂ [2]

V první části se tato práce zabývá vysvětlením pojmu kogenerace, výhodami a nevýhodami této výroby oproti oddělené výrobě a vysvětlením pojmů velká a malá kogenerace. Dále jsou zde uvedeny základní druhy kogeneračních jednotek a jejich principy.

Druhá část se zabývá vysvětlením pojmu točivá redukce a důvody jejího uvedení na trh. Dále způsoby zapojení točivé redukce a jejich výhody. Také jsou zde uvedeny základní druhy řízení točivé redukce a vztahy pro výpočet základních parametru přidaného stroje.

2. Kogenerace

Kogenerace je název pro kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla. Tento způsob transformace energie je velmi hospodárný a k životnímu prostředí ohleduplný. Z 2. věty termodynamické vyplývá, že nelze veškerou tepelnou energii převést na mechanickou. Aby se mohla převést tepelná energie na mechanickou, nestačí mít jen obecně těleso o určité teplotě pro konání práce, ale musí být těleso o nižší teplotě, které toto „odpadní“ teplo přijme. Právě toto teplo je u kombinované výroby efektivně využito. To má za následek vyšší využití energie obsažené v primárním palivu, tím se sníží spotřeba neobnovitelných fosilních paliv a také emise. Při kogeneraci lze „ušetřit“ až 40 % primárního paliva v porovnání s oddělenou výrobou (viz obr. 3). Používané palivo není pro princip kombinované výroby podstatný. Lze spalovat tuhá, kapalná i plynná paliva. Pojem kogenerační technologie je velice široký, začíná od mikrokogenerace, kde se používají malé pístové motory, pokračuje přes plynové motory o výkonu řádově stovek až tisíc kilowatt končí u plynových turbín a paroplynových cyklů nebo u teplárenských energetických soustav s parními turbínami.



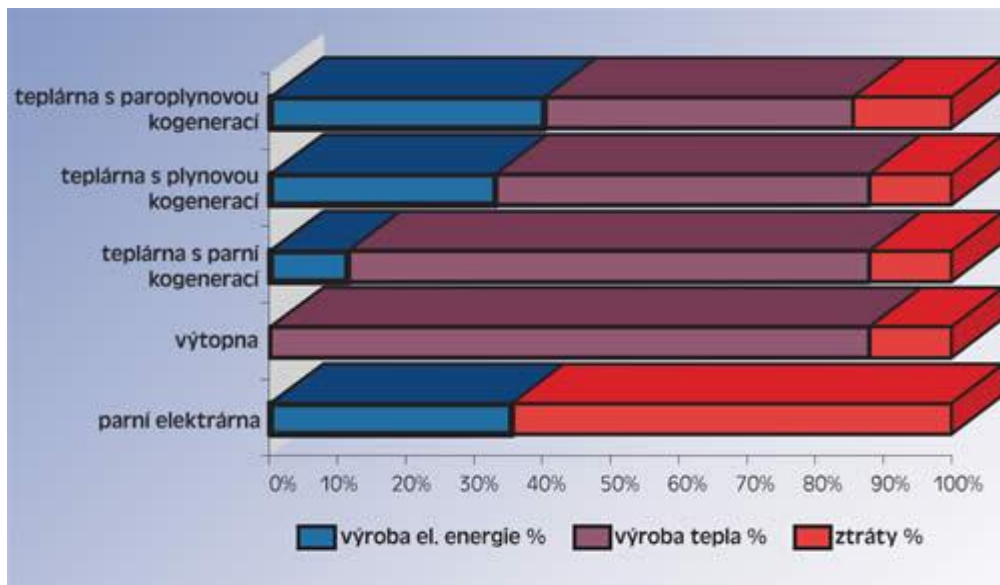
Obr. 3: Kvantitativní porovnání přeměny energie [3]

V případě velkých jednotek s elektrickým výkonem řádově desítek megawattů a větší se tyto výhody už delší dobu uplatňují, kdežto u menších energetických zdrojů není tento způsob tak rozšířen. Rostoucí tlak na rekonstrukci či modernizaci je i u relativně malých zdrojů, určených původně pro dodávku tepla, vyvolán kromě zprůšňujících emisních limitů (vyžaduje se např. záměna hnědého uhlí za ušlechtlejší formu paliva nebo přechod na kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla) také nárůstem spotřeby a cenou primárního paliva.

Vyrobená elektrická energie z kogenerace je závislá na odběru tepla, to má ale často silnou sezonní závislost. Výroba elektřiny je také závislá na různém odběru elektrické energie během dne (ranní špičky apod.). Proto je nutné zkoumat kvalitu elektřiny z točivé redukce, ne jen z hlediska technických parametrů (účinník, frekvence atd.), ale také je potřeba respektovat její obchodovatelnost, která vyplývá z:

- Tvaru odběrového diagramu tepla
- Podmínek připojení zdroje do ES

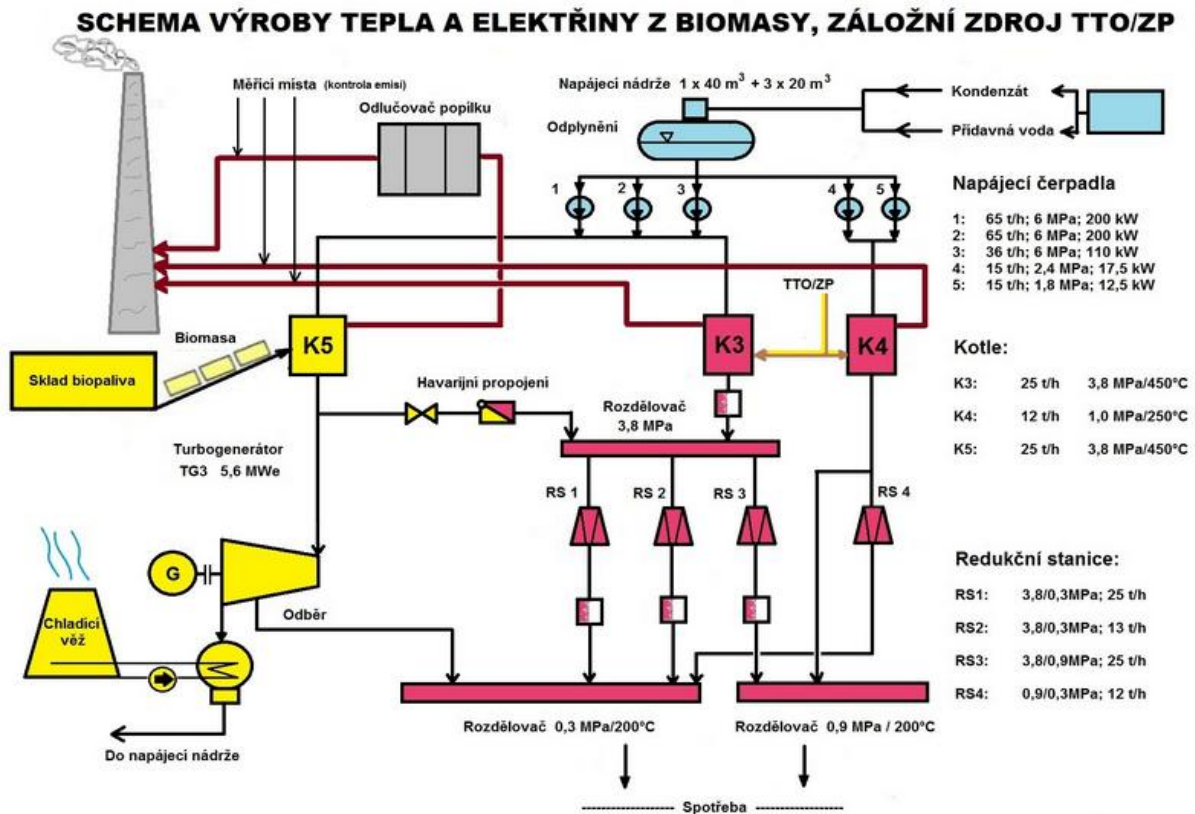
Výše uvedené podmínky nemusí být dodrženy v případě, že vyrobena elektrická energie bude sloužit pro vlastní spotřebu objektu.



Obr. 4: Porovnání výroby energie a jejich ztráty [4]

2.1. Velká kogenerace

Termínem velká kogenerace se rozumí kogenerační výroba v závodních podnicích, průmyslových teplárnách apod. Zdrojem tepla v průmyslových podnicích byly v minulosti nejčastěji závodní výtopny nebo teplárny, jejichž palivem bylo většinou uhlí. V současné době počet závodních tepláren přesahuje v ČR stovku a dochází u nich k postupnému přechodu na zemní plyn. Závodní teplárny jsou převážně vybaveny turbínami protitlakovými a kondenzačními s regulovanými odběry páry. Narůstá počet závodních tepláren se spalovacími turbínami a to i v paroplynovém zapojení. Pro kogeneraci jsou vhodné podmínky zejména v závodech s vícesměnným provozem a s větší potřebou tepla pro technologii. Dimenzování výkonu kogeneračních jednotek by mělo být takové, aby elektrická energie byla v závodě z co největší části spotřebovaná. Přitom musí být zcela využit jejich tepelný výkon. Ve větších průmyslových kotelnách s teplovodním systémem lze kogenerační agregáty se spalovacími motory zařadit paralelně k plynovým kotelním jednotkám nebo sériově jako stupeň přehřevu otopné vody. Pro určení velikosti agregátů je nutno uvážit celoročně trvajícím potřebu TUV a také způsob provozu otopného zařízení. Jestliže teplovodní systém se v otopné sezóně provozuje nepřetržitě, lze volit větší jednotkové výkony agregátů. V kotelnách s parním systémem dodávky tepla mohou být jednotky použity pro přehřev napájecí vody parních kotelních jednotek. [6]



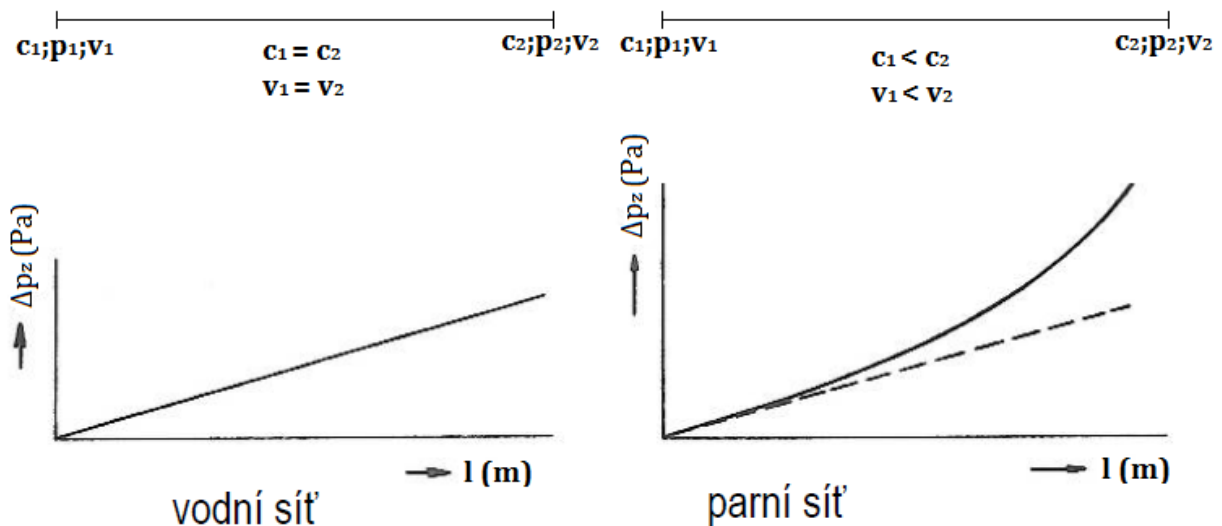
Obr. 5: Schéma zapojení teplárny [7]

2.2. Malá kogenerace

Termínem malá kogenerace se označuje kogenerační výroba v místě spotřeby vyrobené energie, tzn., že se kogenerační jednotka nainstaluje přímo, popř. poblíž objektu, který bude odebírat vyrobenou elektrickou a tepelnou energii.

Výhoda malé kogenerace oproti velké kogeneraci je, že při dodávce tepla se minimalizují ztráty způsobené přenosem. Na rozdíl od kapaliny, kde hustota nezávisí na tlaku vody, se proudění plynu v potrubí s konstantním průměrem liší vzhledem k závislosti měrného objemu plynu v (m^3/kg) na tlaku p (Pa) a teplotě T (K) se zvyšuje rychlost proudění. S poklesem tlaku při proudění roste měrný objem. Závislost růstu ztrát na délce potrubí je znázorněno na obr. 6. U krátkých potrubí lze nelinearitu zanedbat, ovšem u dlouhých potrubí zanedbání vede k chybě v dimenzování a následným provozním potížím. [8]

Více bude probráno v kapitole 2.3. Kogenerační jednotky.



Obr. 6: Závislost ztrát na délce potrubí [13]

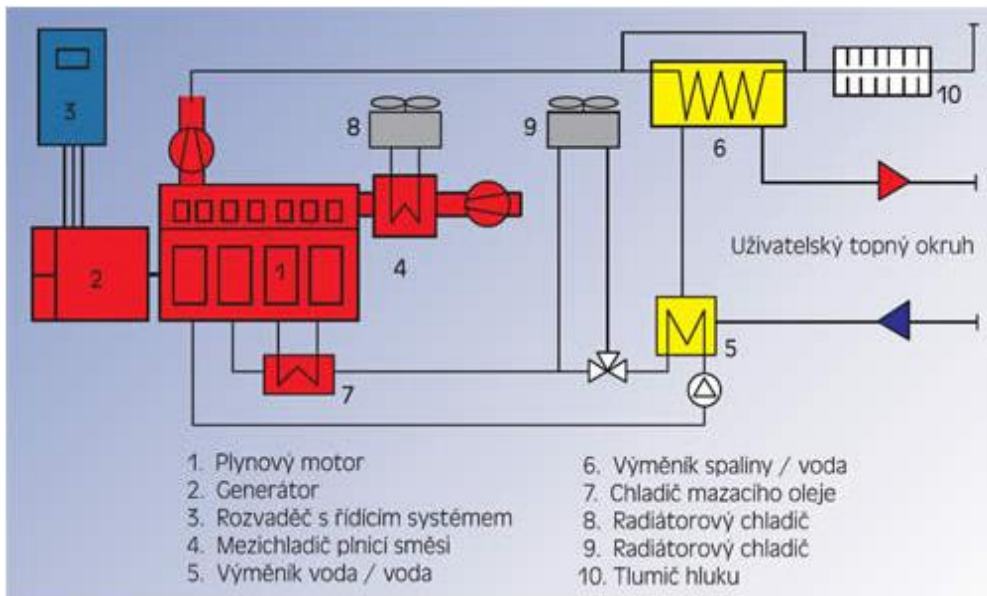
2.3. Kogenerační jednotka

Kogenerační jednotky jsou technologická zařízení určená ke společné výrobě elektřiny a tepla. Pro pohon generátoru kogenerační jednotky se běžně používá:

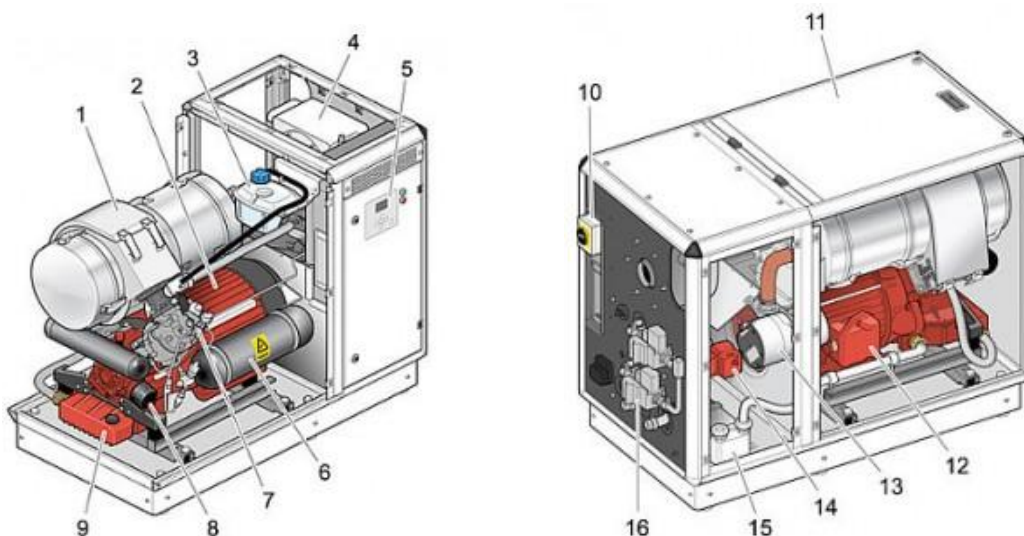
- plynový spalovací motor (nejčastěji)
- plynová spalovací turbína
- parní turbína
- parní stroj

2.3.1. Kogenerační jednotka s plynovým spalovacím motorem

Má obvykle výkon od desítek kW až po tisíce kW. Skládá se ze zážehového spalovacího motoru, který přímo pohání generátor vyrábějící elektrickou energii a výměníků využívající odpadní teplo z motoru. Odpadní teplo se z motoru odvádí pomocí dvou výměníků, které mají dvě teplotní úrovně a jsou z hlediska průtoku teplotního média zapojeny sériově. První výměník odvádí teplo z motoru a z oleje o teplotě cca 80 – 90 °C. Druhý výměník odvádí teplo z výfukových spalin o teplotě cca 400 – 500 °C. Nejpoužívanějším palivem je zemní plyn, popř. bioplyn nebo skládkový plyn. Může být také použit dřevoplyn, který se získá v generátoru dřevoplynu.



Obr. 7: Blokové schéma kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem [4]



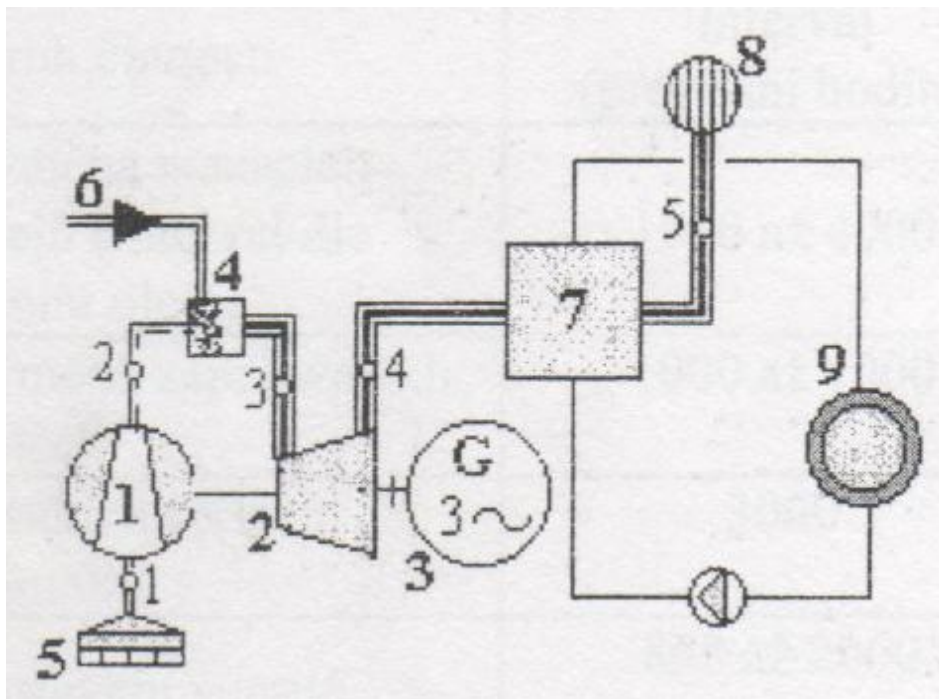
Obr. 8: Hlavní části kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem [12]

Hlavní části kogenerační jednotky:

- | | |
|--|--------------------------------------|
| 1) Spalovací jednotka | 9) Olejová vana |
| 2) Generátor | 10) Hlavní vypínač |
| 3) Expanzní nádrž | 11) Horní kryt |
| 4) Tepelný výměník spalin (je-li součástí) | 12) Startér (je-li součástí systému) |
| 5) Řídicí panel/ovládací skříň | 13) Rozvodná skříň, generátor |
| 6) Tlaková láhev s pracovním plynem | 14) Ventilátor hořáku |
| 7) Ventily pracovního plynu | 15) Oběhové čerpadlo |
| 8) Olejový filtr | 16) Deskový výměník tepla |

2.3.2. Kogenerační jednotka s plynovou spalovací turbínou

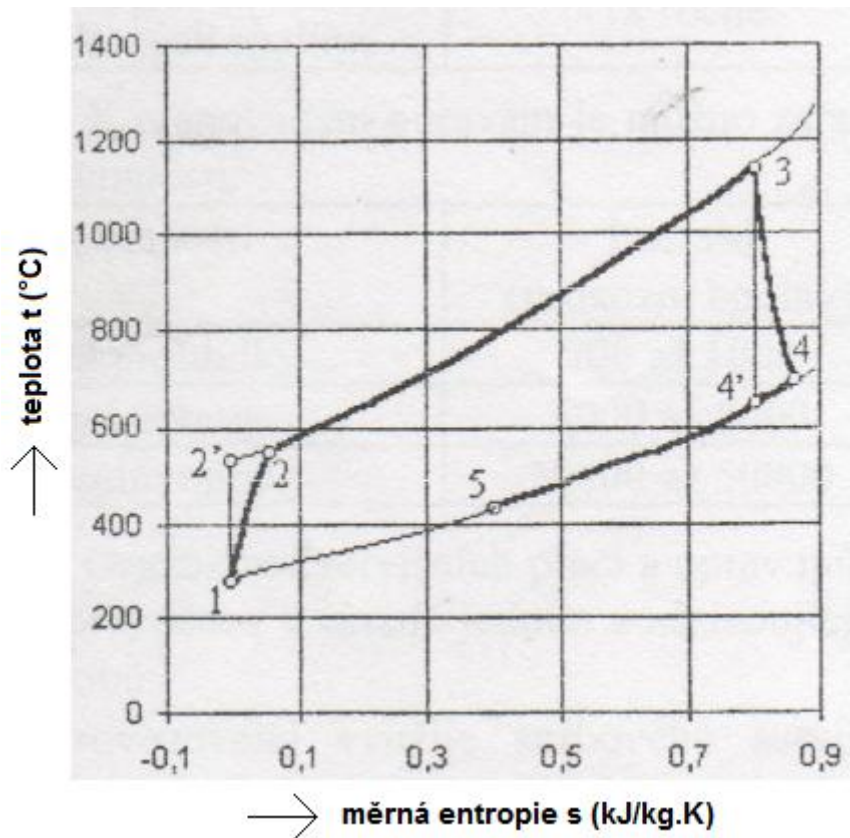
Jsou vhodné pro rozsah elektrického výkonu nad 10 MW. Skládá se ze spalovací turbíny, která obvykle přes převodovku pohání elektrický generátor. Z plynové turbíny vystupují spaliny, ty jsou přivedeny do spalínové kotelní jednotky, která zajišťuje využití odpadního tepla ze spalin. Z této kotelní jednotky lze využít teplo ve formě teplé či horké vody nebo ve formě páry. Na společné hřídeli plynové turbíny je připojen kompresor, který stlačí vzduch na potřebný tlak přiváděný do spalovací komory. Do spalovací komory je přiveden plyn, který má vstupní tlak cca 1,5 až 2,5 MPa. Přes lopatky oběžných kol turbíny prochází spaliny vystupující ze spalovací komory. Teplota spalin při opuštění turbíny je cca 450 až 600 °C. V případě, že je potřeba zvýšit teplotu spalin za účelem zvýšit tepelný výkon spalínového kolte, lze použít přídatný plynový hořák, který ohřívá spaliny na maximální teplotu 900 °C. Na konci spalínové cesty se nachází výfuk. V některých případech lze výstupní spaliny z turbíny přímo použít pro technologické účely, např. vytápění rotačních pecí v cementárnách atd.



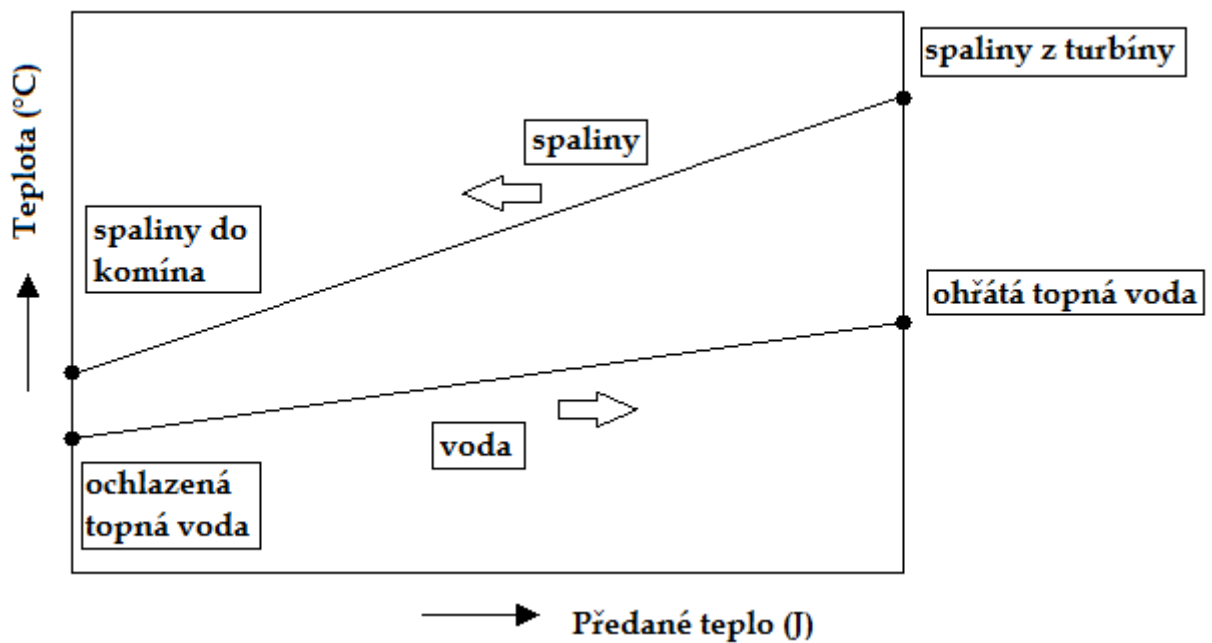
Obr. 9: Blokové schéma kogenerační jednotky s plynovou spalovací turbínou [11]

Hlavní části kogenerační jednotky s plynovou spalovací turbínou:

- | | |
|--------------------------------------|----------------------|
| 1) Vzduchový kompresor | 9) Spotřebitel tepla |
| 2) Plynová turbína | |
| 3) Elektrický generátor | |
| 4) Spalovací komora | |
| 5) Sací filtr a tlumič hluku | |
| 6) Přívod paliva | |
| 7) Kotelní jednotka na odpadní teplo | |
| 8) Výfukový trakt spalin | |



Obr. 10: t - s diagram kogenerační jednotky s plynovou spalovací turbínou [11]



Obr. 11: Průběh teplot v kotelní jednotce na odpadní teplo [11]

2.3.3. Kogenerační jednotka s parní turbínou

Kogenerační jednotku lze realizovat i prostřednictvím pracovní látky ve formě páry. Pro pohon elektrického generátoru se používá protitlaká parní turbína nebo parní motor. Je nutno použít standardní parní kotelní jednotku s ohledem na požadovaný tlak páry na vstupu hnací jednotky. Při použití plynové spalovací turbíny a parní kotelní jednotky na odpadní teplo, která dodává vyrobenou páru k pohonu parní turbíny, se jedná o tzv. paroplynový cyklus. Paroplynové cykly se používají u jednotek vyššího výkonu. V případě použití protitlaké parní turbíny jsou oproti použití s parním strojem kladeny na parní kotelní jednotku následující požadavky:

- Je třeba zajistit vyšší teplotu páry, aby se dosáhl přijatelný entalpický spád páry na turbíně. To zajistí přídavný přehřívák páry v kotelní jednotce. Aby životnost lopatek turbíny nesnižovaly kapičky vody, musí být pára na výstupu z turbíny ve vymezené oblasti „suchosti páry“.
- Použití kotelní jednotky s přehřívákem páry znamená vyšší investiční náklady oproti použití parní kotelní jednotky na sytou páru.

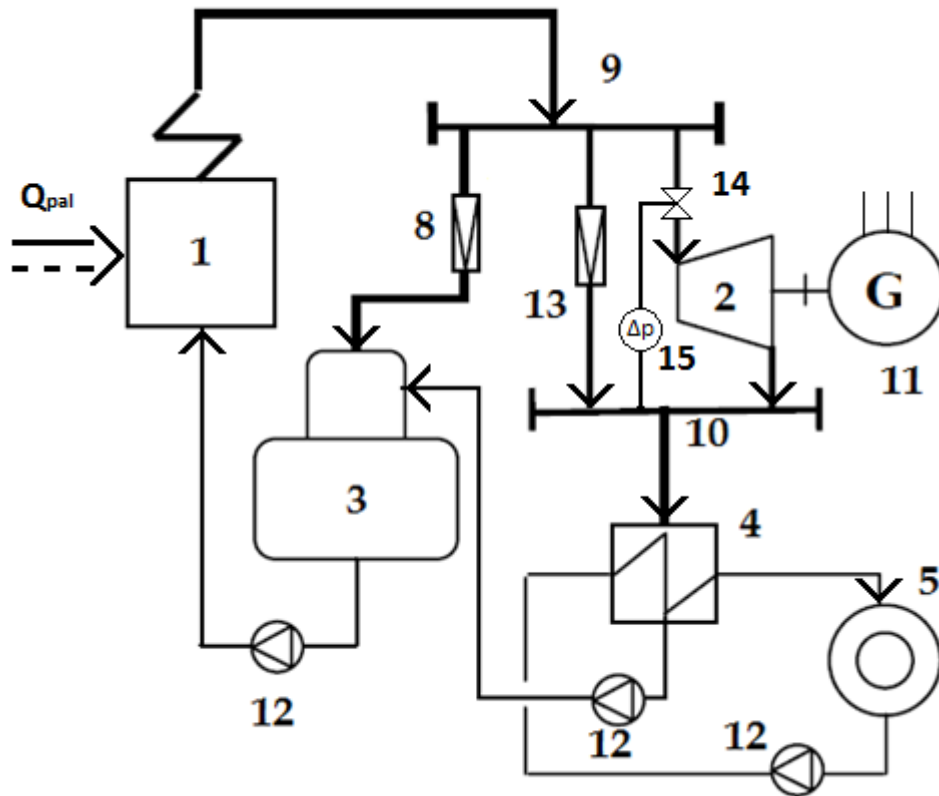
Dynamické parní stroje budou probrány podrobněji v kapitole 3.1.

Objemové parní stroje budou probrány podrobněji v kapitole 3.2.

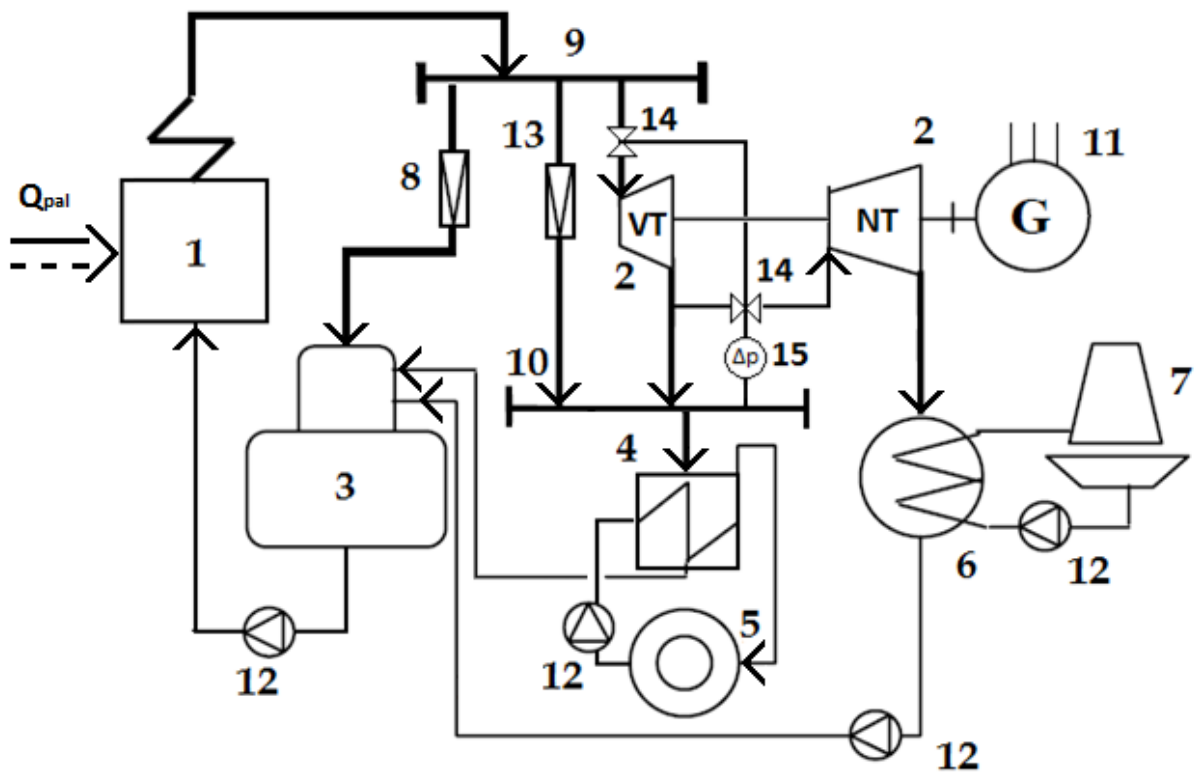
U kogeneračních jednotek s parní turbínou malých výkonů se obvykle používají turbíny:

- Protitlakové
- Kondenzační s jedním nebo dvěma regulovanými odběry páry

Turbíny malého výkonu cca do 10 MW jsou konstruovány na tlak vstupní páry do 6 MPa a teplotu do 480 °C. V poslední době se objevila nová možnost aplikace parních turbín malého výkonu a to je instalace parních turbín paralelně k redukčním stanicím. V mnoha odvětvích je pro technologické účely požadována vodní pára. Ne všechny spotřebiče vyžadují tlak páry shodný s tlakem na výstupu z kotelní jednotky, proto se před ně řadí škrtící ventil, který sníží tlak páry na požadovanou hodnotu tepelným spotřebičům. Tuto nevýhodnou regulaci může nahradit parní protitlaková turbína, která pohání generátor. Tento způsob nejen sníží tlak páry, ale navíc efektivně vyrobí elektrickou energii. Tomuto typu regulace se říká regulace pomocí točivé redukce (více bude vysvětleno v kapitole 3. Točivá redukce).



Obr. 12: Základní schéma zapojení protitlakové parní turbíny [10]



Obr. 13: Základní schéma zapojení kondenzační parní turbíny s regulovaným odběrem páry [10]

Hlavní části schéma zapojení:

- | | |
|--|-------------------------------|
| 1) Parní kotelní jednotka | 9) VT parní síť |
| 2) Parní turbína | 10) NT parní síť |
| 3) Napájecí nádrž s odplyňovacím zařízením | 11) Generátor |
| 4) Ohřívák topné vody | 12) Čerpadlo |
| 5) Spotřebič tepla | 13) Špičková redukční stanice |
| 6) Kondenzátor | 14) Regulační ventil |
| 7) Chladicí věž | 15) Rozdílový člen |
| 8) Redukční armatura | |

2.4. Řízení kogenerační jednotky

K ovládání a řízení kogenerační jednotky se používá několik druhů řídicích systémů, avšak všechny druhy zabezpečují plně automatický chod jednotky. Výběr řídicího systému závisí na výkonu kogenerační jednotky a požadavcích zákazníka. Existují specializované řídicí systémy, které slouží pro ovládání více kogeneračních jednotek a umožňují rozdělení výkonu mezi jednotlivá soustrojí.

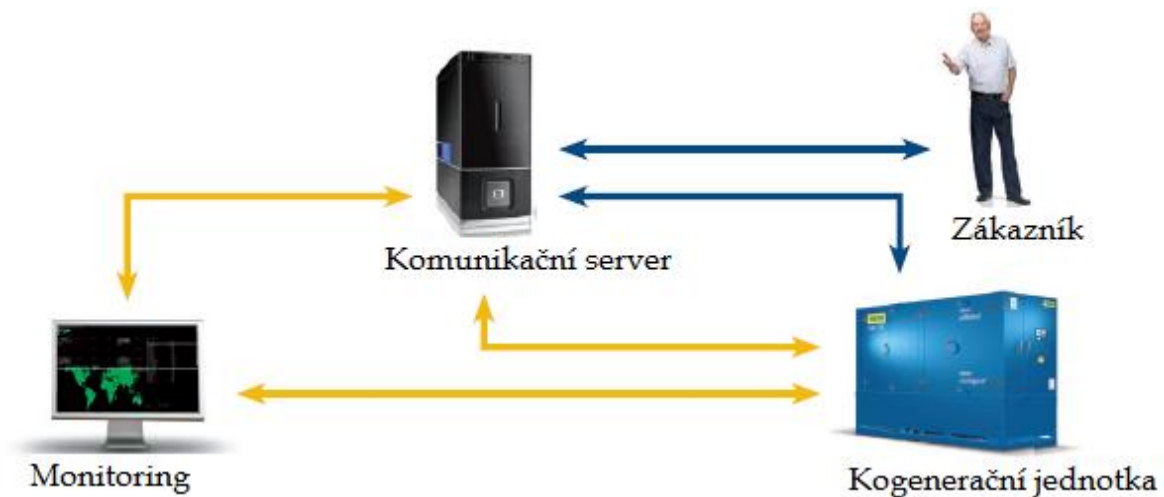
Kogenerační jednotky lze ovládat:

- a) Místně – pomocí kláves a displeje řídicího systému.



Obr. 14: Displej pro místní ovládání kogenerační jednotky [9]

- b) Dálkově – pomocí připojeného osobního počítače nebo přes internet, popř. z mobilního telefonu. Výhodou internetového připojení je možnost dodavatele jednotku dálkově monitorovat u zákazníka a on-line sledovat její technický stav. To vede k výrazně vyšší spolehlivosti chodu kogenerační jednotky.



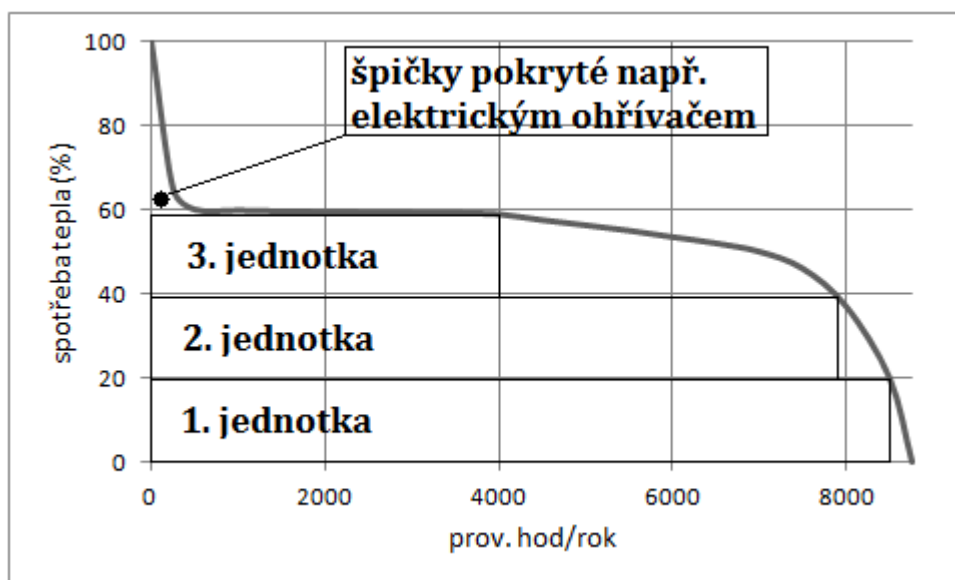
Obr. 15: Dálkové řízení [9]

Uvedené druhy řízení slouží pouze ke komunikaci mezi jednotkou a odběratelem (zapnout/vypnout nebo k naprogramování chodu jednotky). Regulace tepelné a elektrické energie ovšem závisí na odebíraném množství páry. Jednotka má proto odpovídající regulační systém.

2.5. Použití kogenerační jednotky

Pro návrh kogenerační jednotky je nutné znát:

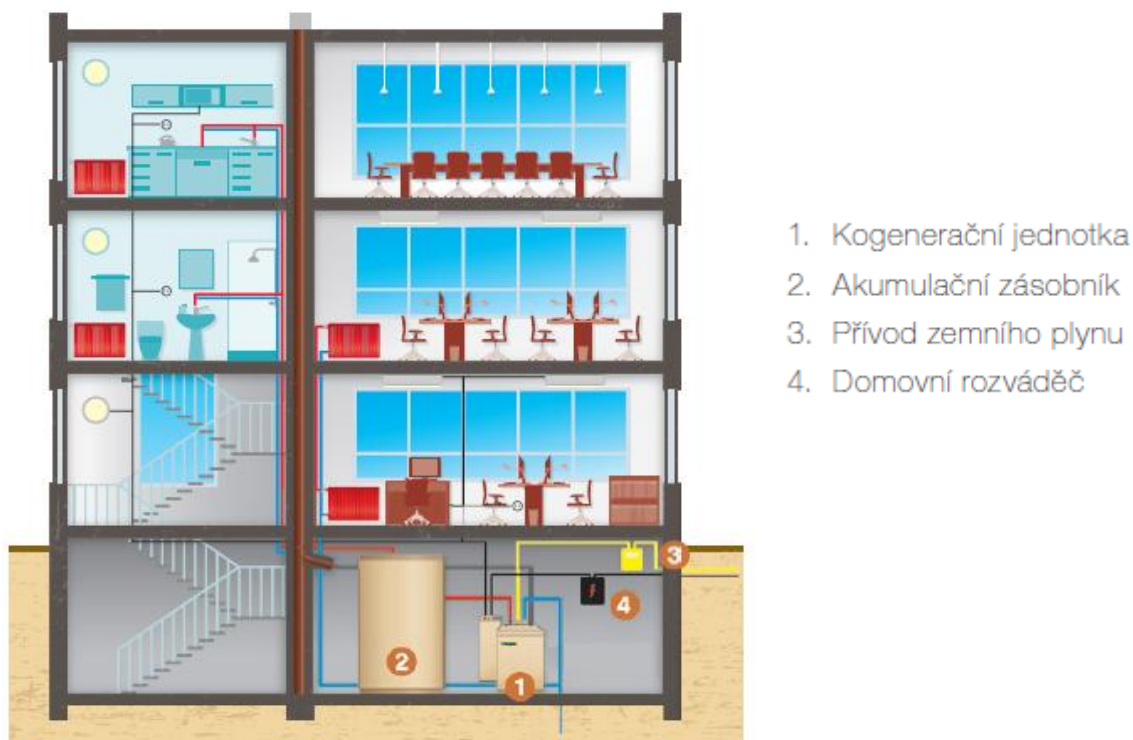
- Dostupnost a cenu jednotlivých paliv
- Druh požadovaného teplotního média
- Denní a roční harmonogram spotřeby tepelné a elektrické energie
- Stávající instalovaný výkon kotelních jednotek a jejich teplotní a tlakové parametry



Obr. 16: Pokrytí roční spotřeby tepla třemi kogeneračními jednotkami a elektrickým ohříváčem [4]

Výkon kogenerační jednotky závisí na spotřebě tepla v daném objektu. Kogenerační jednotka může sloužit jako základní zdroj tepla, špičky pak pokrývá jiný zdroj, např. elektrický ohřívač. Jinou možností je volba výkonnější jednotky v kombinaci s akumulací tepla. Při tomto řešení se kogenerační jednotka uvádí do provozu v době nejvýhodnějšího tarifu výkupních cen elektřiny. Aby byla instalace kogenerační jednotky ekonomicky výhodná, je potřeba, aby běžela během roku co nejvíce hodin. Taková zařízení by mohla reprezentovat:

- Nemocnice – v nemocnicích je poptávka po teple i elektrické energii poměrně vysoká a rovnoměrná během dne, týdne i roku. Trošku nižší je potřeba během víkendů a svátků, nicméně i tak se může dlouhodobě využít jmenovitý výkon jednotky. Veškerou vyrobenou energii lze spalovat v daném objektu. Také během letních měsíců je velká potřeba teplé vody.
- Bazény a rekreační střediska – potřeba elektrické energie a tepla je zde vysoká během 12 až 14 hodin denně během celého roku. Teplo se používá pro ohřev vody v bazénu, vytápění, vody do sprch a elektřina pro provoz čerpadel, saun, osvětlení atd.
- Internáty a vysokoškolské koleje – tyto objekty mají vysokou potřebu tepla i elektřiny během všech dnů v týdnu, nevýhodou je omezení v době letních prázdnin.
- Hotely a penziony – potřeba elektrické energie a tepla je zde vysoká a rovnoměrná během dne, týdne i roku. Vyrobená energie se dá spotřebovat v saunách, bazénech, prádelnách atd.
- Komunální vytápny – u tohoto použití se obvykle dodává teplo do okolních bytových domů a elektrická energie se zpravidla dodává do veřejné sítě.
- Čistírny odpadních vod – teplo se využívá pro ohřev čistírenského kalu a elektřina pro pohon technologických agregátů. Výstupem z čistírny je kalový plyn, ten se spaluje v kogenerační jednotce. Tím vznikne uzavřený cyklus, který snižuje spotřebu elektřiny, jež by musela být odebrána ze sítě.



Obr. 17: Typické zapojení kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem v budově [9]

Méně výhodné použití je v administrativních budovách, školách či obchodních domech, kde největší spotřeba tepla je během zimního období.

V teplotěnském zapojení mohou být spalovací turbíny použity pro:

- Výrobu teplé nebo horké vody
- Výrobu syté nebo přehřáté páry
- Přímé sušení pomocí výfukových spalin
- Zvýšení teploty vzduchu přiváděného do spalovací komory [11]

Parní turbíny malého výkonu se uplatňují:

- Ve stávajících teplárnách s kotelními jednotkami na tuhá paliva při výměně zastaralých parních turbín nebo turbín s koncem životnosti
- Při modernizaci teplotěnských zdrojů s kotelními jednotkami na plynná či tuhá paliva
- V teplotěrnách průmyslových závodů, v nichž je značná potřeba tepla a menší potřeba elektrické energie
- V tepelných zdrojích spalujících biomasu
- Při převodu výtopen na teplotěnský systém
- V paroplynových zařízeních se spalovacími turbínami a plynovými motory [11]

2.6. Výhody a nevýhody kogenerační výroby

Mnoho nemocnic, škol apod. vytápí stále ještě drobné kotelny spalující uhlí, to je ovšem málo ekologické. Právě tyto malé zdroje přispívají velkým podílem k jednomu z hlavních problémů znečištění ovzduší a to je polévatý prach. Tento prach škodí lidskému zdraví i v oblastech, kde není velký průmysl a tudíž se prostředí považuje za čisté. Velké elektrárny podstoupily v minulých letech řadu renovací za účelem snížení vypouštění škodlivých emisí. Ale malé lokální zdroje škodí pořád. Právě kogenerace lépe využívá primární energii při transformaci na elektrickou energii a teplo a tím se snižují škodlivé emise. Jako palivo se nejčastěji používá zemní plyn.

U malých kogeneračních jednotek je nejčastěji dvoupolohová regulace (viz obr. 16), kdežto velké jednotky disponují plynulou regulací, ale za vyšší cenu.

Výhody kogenerační výroby:

- Při napájení vlastního objektu se výrazně omezí přenosové ztráty
- Spalování plynu produkuje nízké emise škodlivin oproti spalování uhlí
- Přebytečnou elektrickou energii je možno prodávat do veřejné sítě na základě smluvních vztahu s distribuční společností a tím se může výrazně zkrátit návratnost vložených finančních prostředků

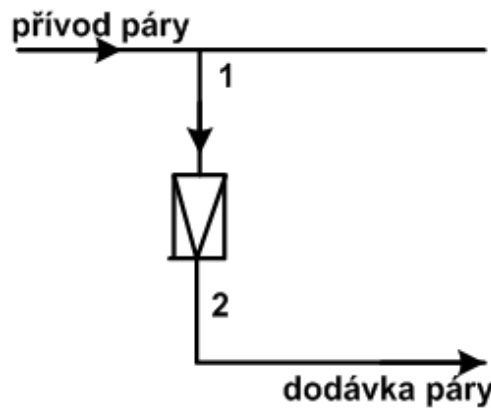
Nevýhody kogenerační výroby:

- Musí být zajištěn odběr tepla
- Vysoké investiční náklady na zařízení
- Pokud není kogenerační jednotka dodána v protihlukovém krytu, je třeba zajistit odhlučnění

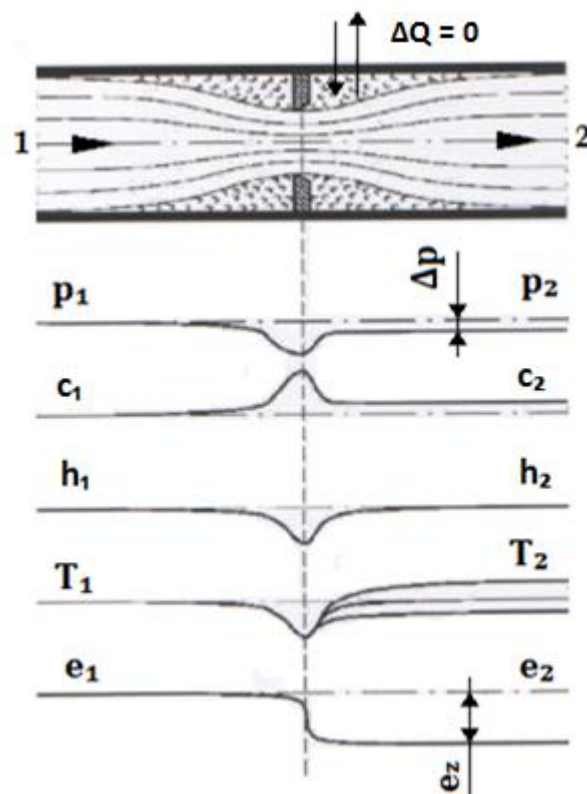
Návratnost vložených finančních prostředků se odvíjí od množství vyrobeného tepla a elektrické energie.

3. Točivá redukce

V parních kotelních jednotkách se vyrábí pára vyššího tlaku než je potřeba a následně se redukuje, protože část vyrobené páry se používá pro technologické účely a část pro vytápění a přípravu teplé užitkové vody. Důvod výroby vyšších tlaků páry je v investičních nákladech. Na výrobu páry o nižším tlaku a o stejném tepelném výkonu je potřeba konstrukčně větší kotelní jednotka. Velmi rozšířená možnost regulace je škrčení páry pomocí redukčního ventilu. Je to levný, bezpečný a spolehlivý způsob regulace.



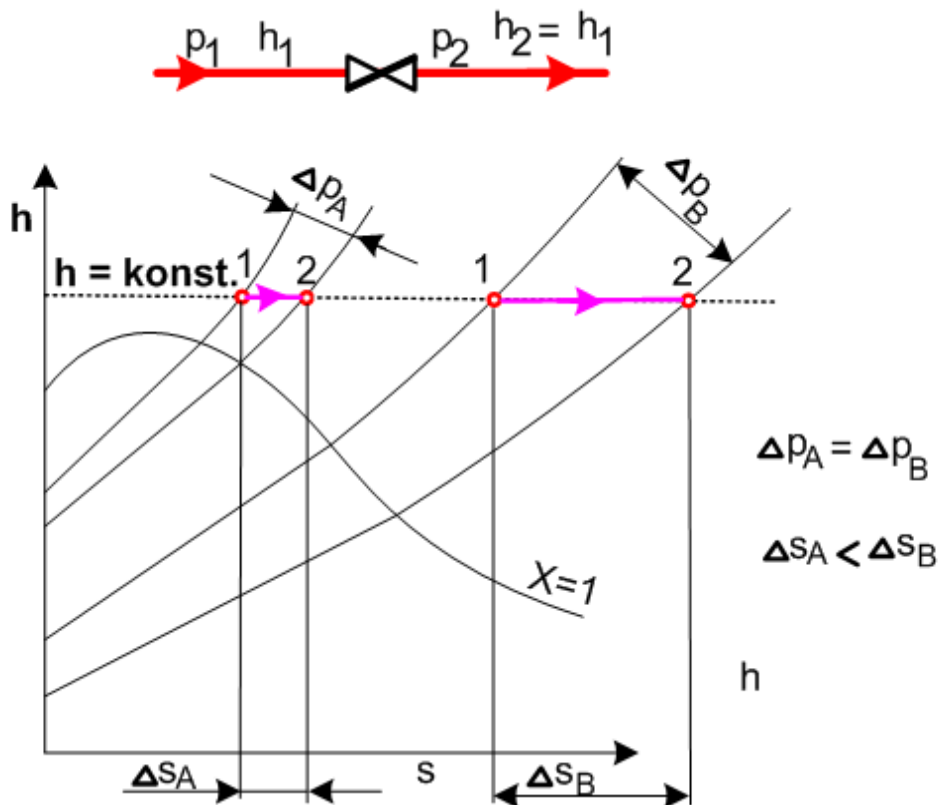
Obr. 18: Schéma zapojení s redukčním ventilem [14]



Obr. 19: Proudění ideálního plynu clonou (redukčním ventilem) [5]

Význam výše použitých symbolů:

p_1, p_2	tlak před, resp. za clonou [Pa]
c_1, c_2	rychlost proudění plynu před, resp. za clonou [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
h_1, h_2	entalpie pracovní látky před, resp. za clonou [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
T_1, T_2	teplota před, resp. za clonou [K]
e_1, e_2	exergie před, resp. za clonou [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
e_z	změna exergie [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
Δp	změna tlaku [Pa]
ΔQ	tepelné ztráty [J]



Obr. 20: h-s diagram se škrcením na dvou tlakových hladinách [14]

Při škrcení nedochází z hlediska kvantitativního hodnocení k energetickým ztrátám, protože entalpie páry je před i za redukčním ventilem stejná. Z hlediska kvalitativního se ale jedná o velice ztrátový proces, neboť dochází ke ztrátě exergie. Exergie je ta část energie, kterou lze libovolně transformovat na jiné druhy energie. Anergie je netransformovatelná část energie a je komplementární k exergii. Součet exergie a anergie je roven energii. V praxi patří mezi nevratné děje s významným poklesem exergie např.: spalování nebo právě škrcení. Na obr. 19 je vidět, že při průchodu plynu clonou poklesne tlak o Δp , ale také výrazně již zmiňovaná exergie. Velikost exergické ztráty redukcí tlaku bez konání práce lze vyjádřit:

$$e_1 = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0) \quad (1)$$

$$e_2 = h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0) \quad (2)$$

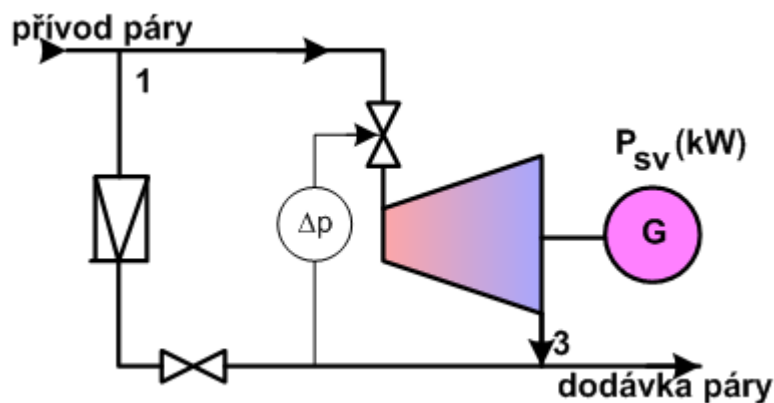
Vzhledem k tomu, že $h_1 = h_2$, lze po úpravě (1) a (2) získat tzv. Stodolový vztah:

$$e_z = e_1 - e_2 = T_0(s_2 - s_1) \quad (3)$$

kde:	e_z	exergetická ztráta [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
	e_1, e_2	exergie před, resp. za clonou [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
	h_1, h_2	entalpie pracovní látky před, resp. za clonou [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
	T_0, h_0, s_0	teplota, entalpie, entropie v rovnovážném stavu s okolím [K, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
	s_1, s_2	entropie před, resp. za clonou [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

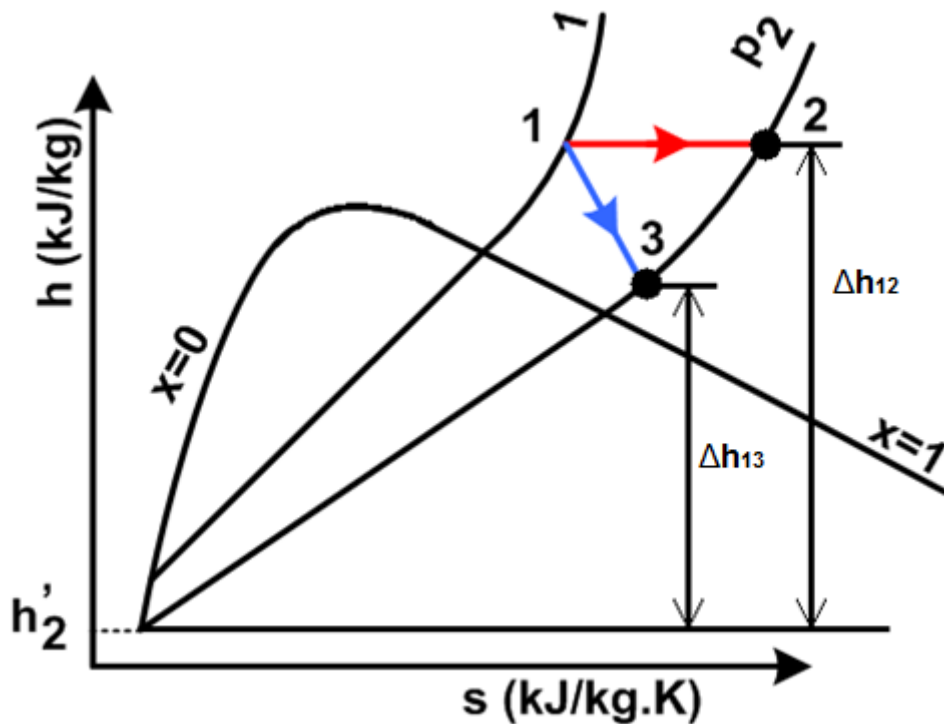
Ztráta exergie nezávisí jenom na rozdílu tlaků, ale také na výši tlaku, při které ke škrcení dochází. Na obr. 20 je vidět, že dochází k největšímu rozdílu entropií a tedy i k větší exergetické ztrátě při škrcení na nižších tlakových úrovních. Právě v oblasti relativně nižších tlaků a teplot se ale bohužel provádí většina úprav tlaku páry škrcením v celé řadě středotlakých kotelen, dodávajících páru pro technologické použití. [5]

U středotlakých kotelen se obvyklý tlak generované páry $p = 1,25 \text{ MPa}$ škrtí podle potřeby odběratele přibližně na $0,2$ až $0,8 \text{ MPa}$. Odběratelé této páry vždy využívají kondenzační teplo a proto je z jejich hlediska akceptovatelný i jiný způsob snížení tlaku páry, např. expanzí v turbíně nebo parním stroji - točivá redukce, při které je pokles exergie páry během expanze využit s poměrně vysokou účinností např. na výrobu elektrické energie. V tomto případě se jedná o společnou výrobu tepla a elektrické energie. [8]



Obr. 21: Schéma zapojení s točivou redukcí [14]

Jednou z možností, jak zefektivnit výrobu středotlaké páry je přechod na kombinovanou výrobu tepla a elektrické energie záměnou ztrátového škrtícího ventilu za expanzi páry v točivé redukcí. Tato expanze se využije k výrobě elektrické energie. Při využití točivé redukce také dochází k poklesu exergie, ale ta je využita právě pro výrobu elektřiny.



Obr. 22: Vliv záměny redukčního ventilu točivou redukcí na velikost využitelného tepla [14]

Když se požaduje odebrání stejného tepelného výkonu po náhradě redukčního ventilu točivou redukcí, tak platí:

$$Q_t = m \cdot (h_1 - h'_2) = m^* \cdot (h_3 - h'_2) = (\Delta m + m) \cdot (h_3 - h'_2) \quad (4)$$

$$P_i = m^* \cdot (h_1 - h_3) = m^* \cdot \left[h_1 - h'_2 - \frac{m}{m^*} \cdot (h_1 - h'_2) \right] \quad (5)$$

Po úpravě (4) a (5) se dostane vnitřní výkon stroje:

$$P_i = M^* \cdot (h_1 - h_3) = (m^* - m) \cdot (h_1 - h'_2) = \Delta m \cdot (h_1 - h'_2) = \Delta Q_{pal} \quad (6)$$

kde:	Q_t	tepelný výkon kotelní jednotky [kW]
	m, m^*, M^*	hmotnostní průtok dodávaný odběrateli při snižování tlaku škrcením [kg·s ⁻¹]
	Δm	zvýšení hmotnostního průtoku dodávaného odběrateli při snižování expanze ve stroji [kg·s ⁻¹]
	h_2, h_3	entalpie páry po škrcení v redukčním ventilu, resp. po expanzi ve stroji [kJ·kg ⁻¹]
	h_1	entalpie páry před škrcením v redukčním ventilu, resp. před expanzi ve stroji [kJ·kg ⁻¹]
	h'_2	entalpie vroucí kapaliny [kJ·kg ⁻¹]
	ΔQ_{pal}	potřebné zvýšení výkonu kotelní jednotky [kW]
	P_i	vnitřní výkon stroje [kW]

Z výše uvedené rovnice (6) vyplývají velmi významné ekonomické a ekologické důsledky. Při náhradě redukčního ventilu točivou redukcí je nutné zvýšení tepelného výkonu parní kotelní jednotky, který vždy odpovídá získanému vnitřnímu výkonu instalovaného stroje bez ohledu na dosaženou termodynamickou účinnost přidaného stroje. Čím bude nižší, tím bude nižší při stejném průtoku páry i elektrický výkon, ale také potřebný přídatný tepelný výkon kotelní jednotky ΔQ_{pal} a také potřebné přídatné náklady na palivo. [8]

Potřebné zvýšení tepelného výkonu kotelní jednotky ΔQ_{pal} vyvolané náhradou redukční stanice expanzí plně odpovídá vnitřnímu výkonu stroje. Ekologické zátěž přírůstkem emisí vyvolaná touto náhradou je bez ohledu na termodynamickou účinnost dané točivé redukce asi třikrát nižší než při výrobě stejného množství elektrické energie v kondenzační elektrárně. To je důležité hlavně v zemích a oblastech, kde došlo k značné devastaci životního prostředí. Při poměrně velkém počtu malých a středních kotelen v těchto oblastech by větší rozšíření alternativního způsobu kogenerační výroby energie přineslo značné ekonomické, energetické a ekologické efekty [8].

3.1. Dynamické parní stroje

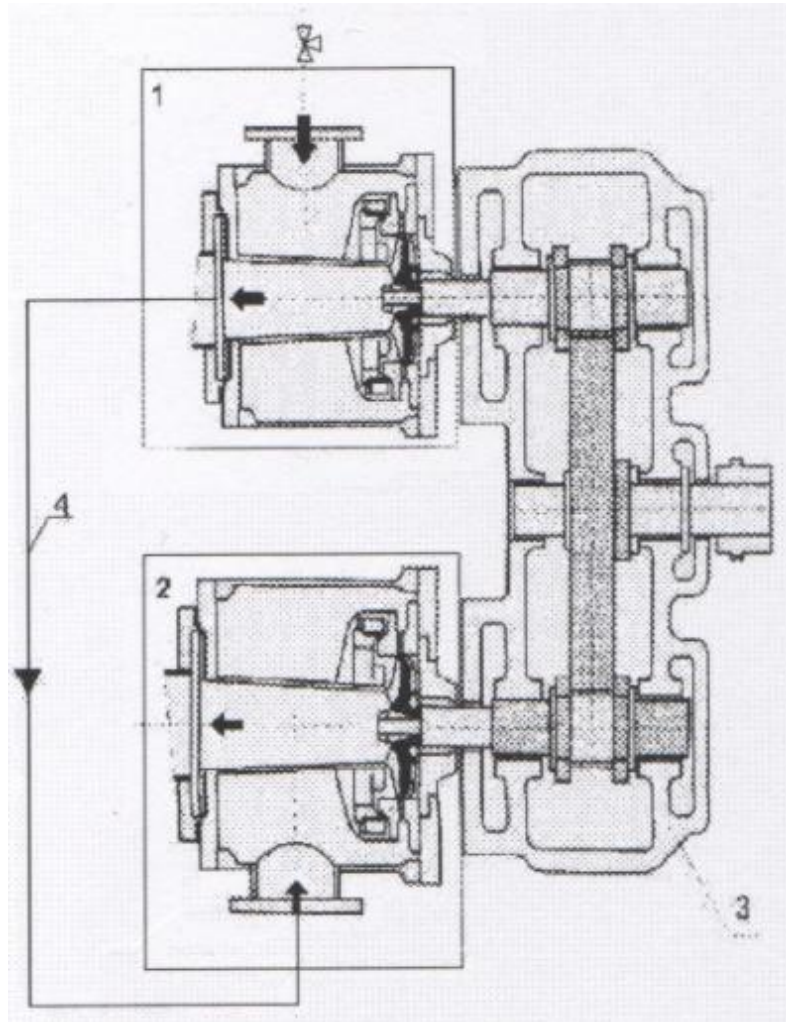
Rozdíl mezi dynamickými a objemovými parními stroji je v tom, že u dynamického stroje dochází při změně protitlaku také ke změně hmotnostního průtoku páry a tím i ke změně průtokových rychlostí páry strojem. U objemového stroje toto neplatí. Výkon obou typů parních strojů ovlivňují parametry admisní a emisní páry.

Za dynamický parní stroj se považuje parní turbína. V kogeneraci se využívají protitlaké turbíny a turbíny s regulovaným odběrem. U výkonově malých zdrojů se pro snížení tlaku pomocí dynamického stroje jeví jako nejvhodnější rychloběžné radiální nebo radiálně-axiální protitlaké mikroturbíny.

Mikroturbíny jsou malé kompaktní vysokootáčkové (až 80 000 ot/min) turbíny s nízkou celkovou hmotností a vysokým měrným výkonem o elektrických výkonech od 100 kW do 1 MW. V zařízeních sloužících k redukcí tlaku páry se nejčastěji používají rychloběžné, protitlaké turbíny radiální, které ve svém jednorotorovém uspořádání zpracovávají entalpický spád až 400 kJ.kg^{-1} a jako dvurotorové i 800 kJ.kg^{-1} . Proti uspořádání axiálnímu umožňují využití vysokých obvodových rychlostí (až 320 m.s^{-1}) a umožňují značné zvýšení tlakového spádu na jednom stupni. Je dosahováno účinností srovnatelných s tradičními turbínami i zmenšení celkových rozměrů stroje při dlouhodobé životnosti zařízení. [8]

Převodovka tvoří základ soustrojí a má jeden nebo dva pastorky. Na pastorku je letmo nasazeno oběžné kolo turbíny, které bývá radiálního, popř. radiálně-axiálního typu. Do oběžného kola vstupuje po celém obvodu pára přes rozváděcí ústrojí. Oběžné kolo je zpravidla vyrobeno z jakostní zušlechtilé oceli. Lopatky jsou vyfrézovány z plného materiálu, tj. jsou pevně vetknuty v kotouči oběžného kola. Turbínová skříň je svařenec z ocelového plechu. Rozváděcí lopatky mohou být pevné (jsou vhodné, pro průtok páry, který se příliš neliší od jmenovitých hodnot použité turbíny) nebo natáčivé (jsou vhodné pro kolísající průtok páry). Lze tak zpracovat 25% až 100% jmenovitého

průtoku páry, aniž by to mělo větší vliv na vnitřní účinnost. V porovnání s axiálními turbínami je to značná výhoda.



Obr. 23: Dvoustupňová protitlaká turbína [5]

Hlavní části dvoustupňové protitlaké turbíny:

- 1) Turbinový protitlaký modul 1. Stupně
- 2) Turbinový protitlaký modul 2. stupně
- 3) Dvoupastorková převodní skříň
- 4) Převáděcí potrubí mezi turbínovými moduly

Výhody radiálních rychloběžných turbín proti axiálním vícestupňovým:

- Koncepce tohoto typu turbín umožňuje rychlé najetí a odstavení
- Při použití frekvenčního měniče a vysokotáčkového generátoru lze měnit otáčky generátoru v závislosti na hmotnostním průtoku páry, aby turbína pracovala s co největší vnitřní účinností
- Jednodušší koncepce

Nevýhody radiálních rychloběžných turbín proti axiálním víceúrovňovým:

- Vysoká cena
- V případě vyšších otáček oběžného kola je často potřeba převodovka. Ta snižuje spolehlivost zařízení a rovněž ho prodražuje

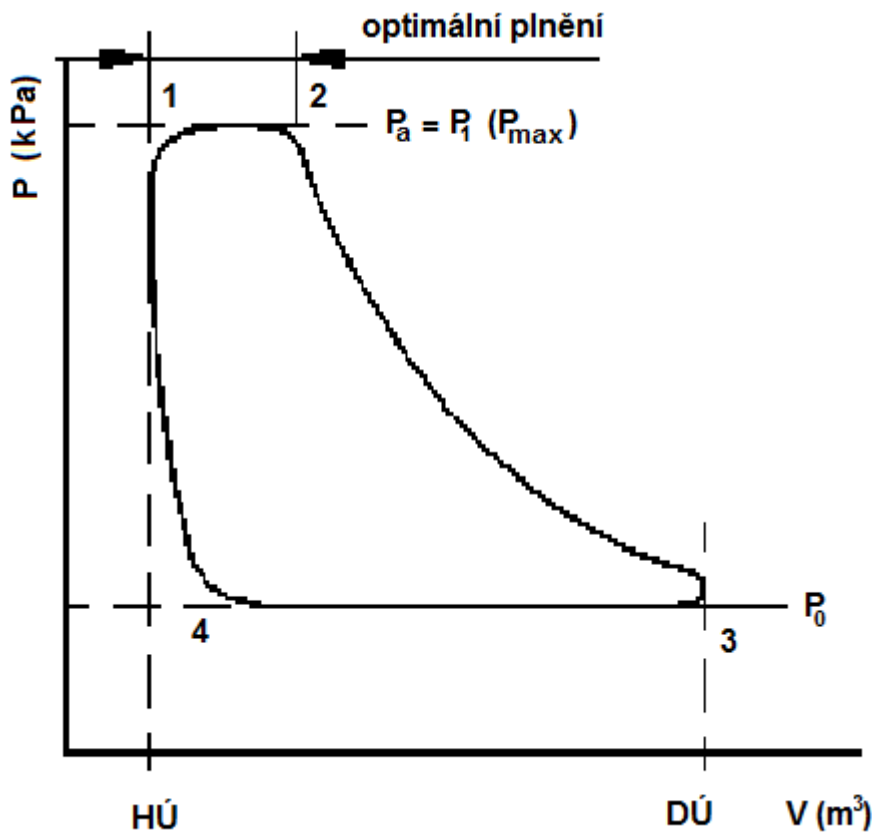
3.2. Objemové parní stroje

Tyto stroje jsou vhodné pro výkony řádově od desítek kW až do 100kW. Základ objemového parního stroje je stejný jako klasický spalovací motor. Skládá se z bloků válců, klikové hřídele a olejové vany. Lze využít komponent vznětového motoru při výrobě objemového stroje. Objemový stroj se nejčastěji liší od spalovacího motoru v konstrukci hlav válců, které jsou přizpůsobeny šoupátkovým rozvodům páry. Šoupátkové rozvody se dělí na dva druhy a to na rotační a posuvná šoupátka.

Rotační šoupátkový rozvod neumožňuje změnu plnění během provozu stroje. Válec je plněn párou, když výřez plnicího šoupátka překryje plnicí kanál. Obdobně pracuje výfukové trubkové šoupátko. Spolu s rotačním plnicím šoupátkem nedávají možnost přestavování rozvodu během činnosti parního stroje. Konstrukce celého rozvodu ale umožňuje relativně jednoduchou výměnou šoupátkových sad přizpůsobit parní stroj novým provozním podmínkám (admisní a emisní tlak, plnění). U posuvných šoupátek se vyžaduje přítomnost váčkového hřídele nebo excentrické hřídele. To však stroj prodražuje a konstrukce je složitější, ale je umožněna změna plnění během chodu stroje.

Objemové parní stroje se z hlediska plnění dělí na jednostranně plněné (jednočinné), u kterých dojde během jedné otočky klikové hřídele k jednomu plnění a jednomu výfuku a na oboustranně plněné (dvojčinné), u nichž probíhá plnění současně s výfukem na opačných stranách pístu a během jedné otočky proběhne plnění a výfuk dvakrát.

Admisní pára se přivede přes plnicí šoupátkový rozvod, který působí na píst objemového stroje a vlivem posouvajícího se pístu dochází k přeměně tlakové energie na kinetickou. Posuvný pohyb pístu se převede na rotační pohyb pomocí klikového ústrojí. Dokud je plnicí kanál otevřen, tlak páry je uvnitř válce konstantní. Pára začíná expandovat po uzavření plnicího kanálu. V dolní úvrati se otevře výfukový kanál, tlak expandující páry skokem poklesne na protitlak. Během návratu pístu z dolní do horní úvrati je výfukový kanál otevřen a na píst působí konstantní protitlak. V horní úvrati se uzavře výfukový kanál a opět se otevře plnicí kanál. Tlak nad pístem skokem naroste na hodnotu admisního tlaku páry a celý cyklus se opakuje. Tento cyklus lze popsat pomocí P-V diagramu na obr. 24.



Obr. 24: P-V diagram pístového stroje [8]

Na obr. 24 bod 1 znázorňuje otevření plnicího šoupátka. V bodě 2 dojde k jeho uzavření. Mezi body 1 – 2 dochází k tzv. plnění. Spojnice 2 – 3 představuje polytropickou expanzi. Otevření výfukového šoupátka nastává v bodě 3. V ideálním případě je v okamžiku otevření výfukového šoupátka tlak expandující páry na úrovni protitlaku, ale obecně tak tomu být nemusí. V bodě 4 se uzavírá výfukové šoupě. Plocha uzavřená křivkou 1-2-3-4-1 představuje tlakovou práci páry. Tlaková práce (jednočinného stroje pro 1 válec) se nechá vyjádřit [5]:

$$W_{tl} = V_z \cdot \Delta p_{stř} = L \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \Delta p_{stř} \text{ [kJ]} \quad (7)$$

Kde: W_{tl} tlaková práce jednočinného parního stroje po jednom pracovním cyklu [kJ]
 V objem válce [m^3]
 $\Delta p_{stř}$ střední indikovaný tlak během pracovního cyklu [kPa]
 L zdvih pístu; $L = DÚ - HÚ$ [m]
 d vrtání válce [m]

Vnitřní výkon objemového parního stroje dostaneme, když tlakovou práci vynásobíme počtem cyklů za sekundu a počtem válců stroje:

$$P_i = W_{tl} \cdot i \cdot \frac{n}{60} \text{ [kW]} \quad (8)$$

Kde: P_i vnitřní výkon objemového parního stroje [kW]
 n počet otáček za minutu [min^{-1}]
 i počet válců parního stroje; v případě dvojčinného stroje se dosazuje dvojnásobný počet válců [-]

Výhody objemových parních strojů:

- V porovnání s dynamickými stroji jsou levnější a jednodušší v oblasti do 100 kW
- Menší nároky na obsluhu zařízení
- Uspokojující široký výkonový rozsah u šoupátkového rozvodu
- Jednodušší fázování ve srovnání s dynamickými stroji, protože otáčky dosahují maximálně 1000 ot/min)

Nevýhody objemových parních strojů:

- Možnost průniku oleje do páry
- Kvůli menším otáčkám je potřeba vícepólový generátor (nejčastěji asynchronní) nebo převodovka
- Nerovnoměrnost chodu během jedné otáčky si vyžaduje velký setrvačnick

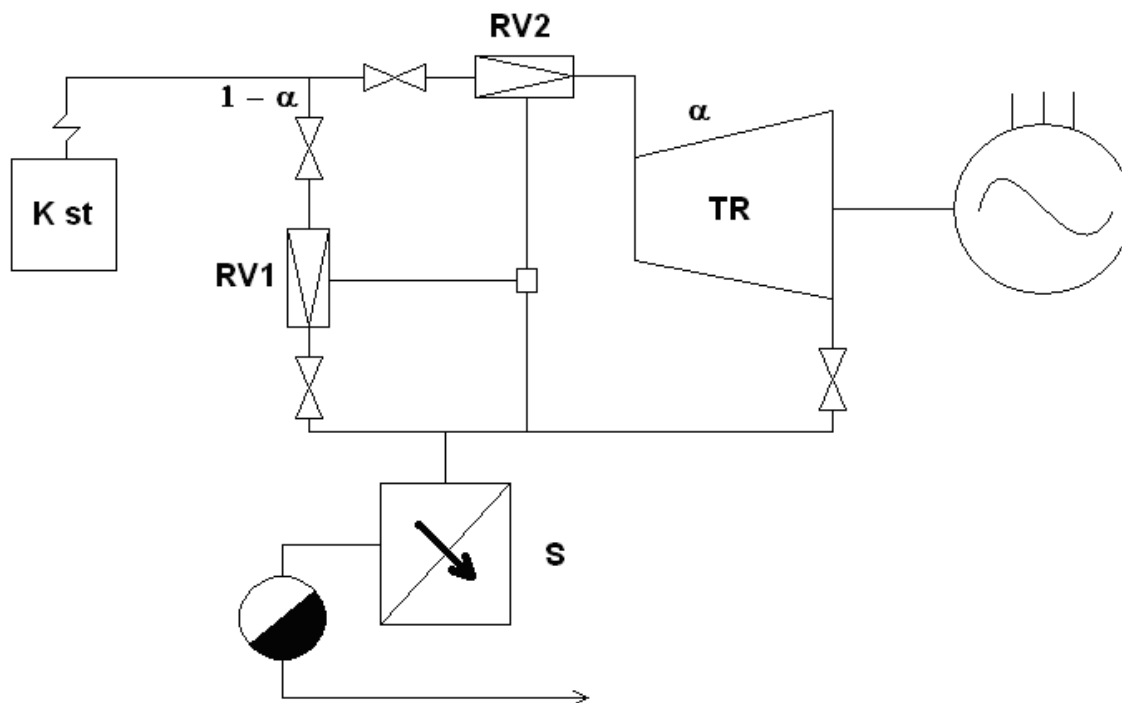
3.3. Způsoby zapojení točivých redukcí

Při zapojování točivých redukcí do tepelného systému středotlakých kotelen nelze uvažovat o úplné náhradě stávajících redukčních ventilů, ale jedná se o doplnění tepelného systému točivou redukcí. Nesmí totiž dojít ke snížení zabezpečení dodávky tepla. Když zařadíme k již fungujícímu redukčnímu ventilu točivou redukcí, zabezpečení dodávky se zvýší. V každém případě by měl být redukční ventil dimenzován na maximální odběr páry, protože není známo, kdy bude potřeba danou točivou redukcí odstavit. [8]

Nejčastější způsob zapojení točivé redukce je zapojení „paralelní“ ke klasickému redukčnímu ventilu.

3.3.1. „Paralelní“ zapojení točivé redukce

Redukční ventil RV1 je stávající redukční stanice s uzavíracími šoupátky. Pro řízení točivé redukce je nutný sériově zapojený regulační ventil RV2. Tento ventil reguluje množství protékající páry také škrcením, tudíž také dochází k nežádoucím exergickým ztrátám. Původní redukční ventil RV1 musí být nastaven na nižší hodnotu protitlaku než RV2, aby se využívala točivá redukce. Tento způsob zapojení je v praxi nejčastější.



Obr. 25: „Paralelní“ zapojení točivé redukce [8]

Paralelní připojení jednotky ke stávajícímu redukčnímu ventilu umožní volit mezi dvěma limitními provozními variantami:

1) Dodávka konstantního hmotnostního průtoku topné páry do spotřebiče

Redukční ventil je uzavřen, velikost dodávky topné páry spotřebiči je dána hlností točivé redukce. Ta je určena jejími konstrukčními parametry, nastavením rozvodu a vstupním tlakem páry do jednotky. Hmotnostní průtok páry při tomto zapojení je určen hlností kogenerační jednotky, proto je při zanedbání případného přehřátí páry a malé změny výparného tepla i vynucený výkon konstantní. Proto je tato varianta vhodná, když je konstantní dodávka tepla odběrateli. Z těchto důvodů nelze očekávat, že bude tato varianta často v praxi používána. [5]

2) Dodávka páry při udržování konstantního pracovního tlaku topné páry

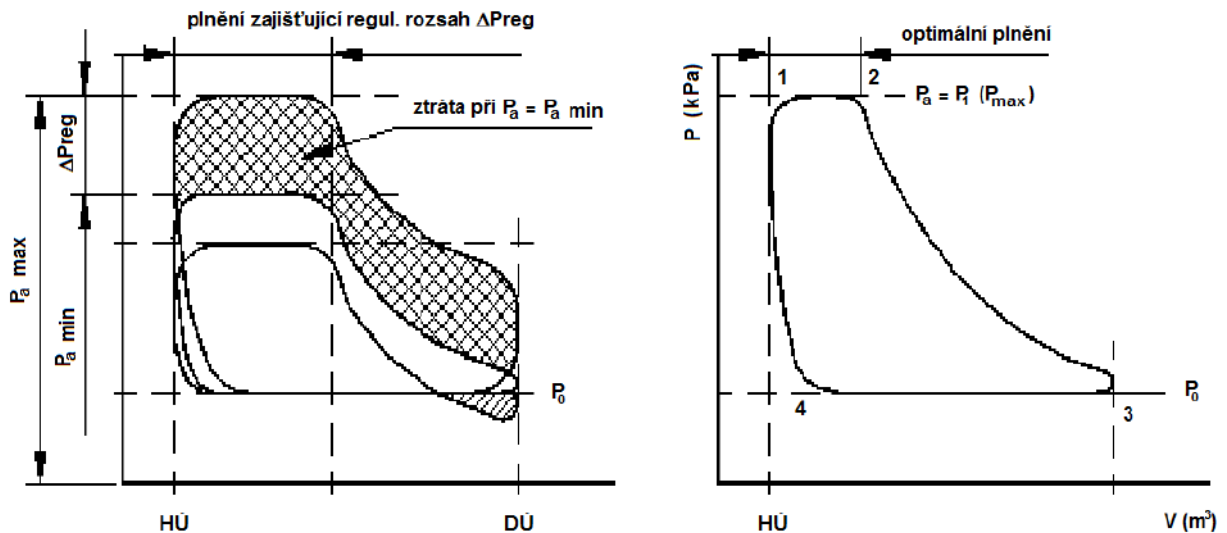
Redukční ventil je v provozu a tlak páry ve spotřebiči je udržován ventilem po celou dobu pracovního cyklu konstantní. Hlnost točivé redukce by v tomto případě měla být rovna minimální provozní spotřebě páry u odběratele. [5]

O výhodnosti výše uvedených variant rozhodne technicko-ekonomická analýza. Pro různé případy se bude lišit výhodnost řešení.

3.4. Regulace točivé redukce s objemovým strojem

Jednoduché a investičně levné zapojení je přidání parního stroje do oběhu. Toto zapojení je vhodné pro provoz s málo proměnným nebo konstantním odběrem páry, protože pístová jednotka dodává při konstantních otáčkách konstantní hmotnostní průtok páry, závislý pouze na admisním stavu páry.

Pokud je hmotnostní průtok páry větší, než je okamžitý odběr, musí se průtok páry snížit škrcením admisní páry před vstupem do stroje. V opačném případě při nedostatku páry tento rozdíl dodá obtokové potrubí s redukčním ventilem. V obou případech tyto regulační metody snižují elektrický výkon kogenerační jednotky. S tím souvisí také snížení ekonomické efektivity celého zařízení. Se snižováním tlakové úrovně pomocí škrcení rostou ztráty elektrického výkonu, což je značné u středotlakých a nízkotlakých provozů. U takto regulovaných jednotek je navíc nutné volit větší plnění, než je optimální pro jmenovitý tlakový spád. Při nedodržení této podmínky by na vstupu stroje docházelo k expanzi pod úroveň odběrového tlaku a tedy k záporné práci (viz obr. 26). Z obrázku je vidět nutné přepřehování při regulaci točivé redukce.



Obr. 26: Přepřehování při regulaci [8]

Prakticky vždy je pro technologické a komunální dodávky tepla pro koncového odběratele požadována plynulá regulace tepelného výkonu v souladu s denním, měsíčním a ročním odběrovým diagramem. To lze provést třemi regulačními metodami. Samozřejmě se tyto metody od sebe zásadně liší svou investiční náročností a tedy i prodejní cenou točivé redukce, vybavené příslušnou regulací.

Možnosti regulace parního stroje:

- 1) Škrcením
- 2) Regulací změnou otáček
- 3) Změnou velikosti plnění za provozu stroje

Ad 1) Viz kapitola 3.4.1. Regulace škrcením

Ad 2) Viz kapitola 3.4.2. Regulace změnou otáček

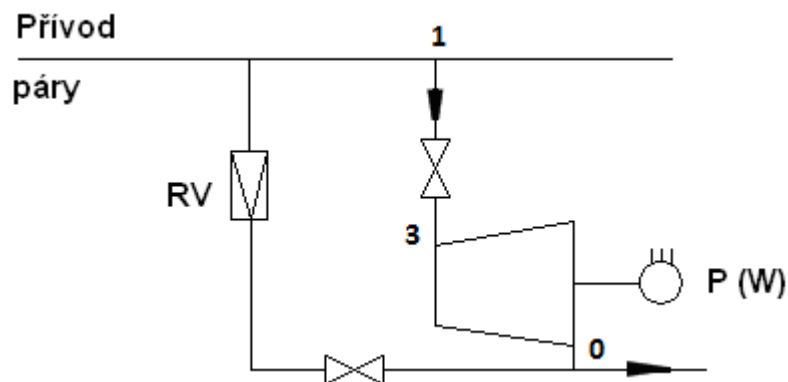
Ad 3) Změny hmotnostního průtoku páry se dosahuje změnou velikosti plnění admisní parou do jednotlivých pracovních válců stroje při zachování konstantních otáček. U víceválcových a dvojčinných jednotek je tato regulace konstrukčně složitá, proto se tímto způsobem regulace tato práce nezabývá.

3.4.1. Regulace škrcením

Hmotnostní průtok páry se mění snižováním tlaku admisní páry při zachování konstantních otáček soustrojí. Jedná se o nejméně investičně náročnou regulační variantu. Čím větší regulační rozsah je vyžadován, tím je tato metoda ztrátovější z hlediska vyrobené elektrické energie. [15]

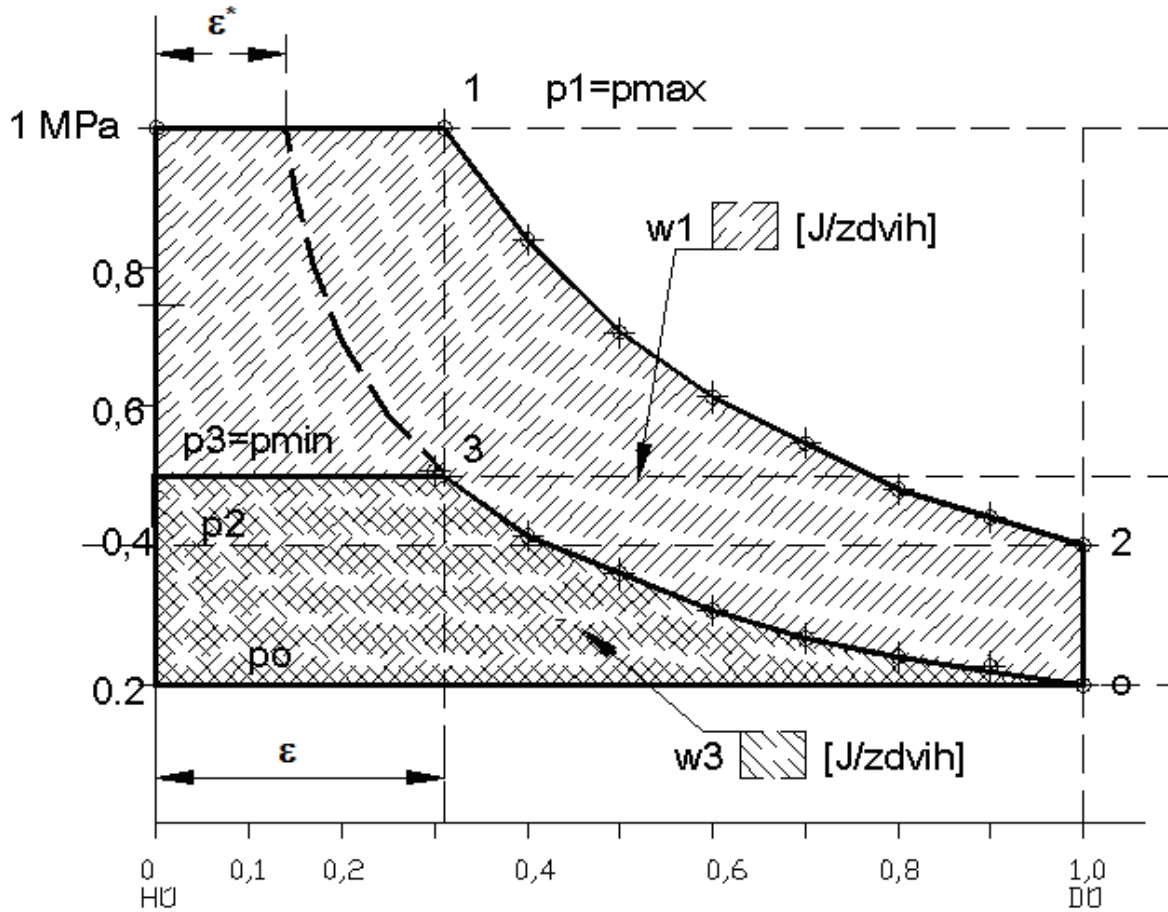
Při regulaci škrcením je nutno znát vstupní hodnoty, aby se mohly vypočítat parametry stroje. Vstupní hodnoty jsou:

x	počet válců (-)
d	průměr válce (m)
L	zdvih (m)
p_1	vstupní tlak při maximální dodávce (maximální tlak) (Pa)
p_0	výstupní tlak pro odběratele (minimální tlak) (Pa)
$m_{1min}: m_{1max}$	poměr minimální a maximální dodávky páry (-)
v_1	měrný objem ($m^3 \cdot kg^{-1}$)
ξ	poměrná velikost škodlivého prostoru (-)
n	exponent polytrophy (-)
n_s	otáčky stroje (min^{-1})



Obr. 27: Schéma zapojení pro regulaci škrcením [8]

Ideální případ pro regulaci škrcením



Obr. 28: Ideální případ [8]

Nejprve se vypočítá zdvihový objem stroje pro jeden válec (9):

$$V_z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \quad (9)$$

Kde: V_z zdvihový objem válce (m³)

Dále se vypočítá ze vztahu (10) ideální plnění a poměrnou minimální dodávku páry (při dvojitinném stroji kg/0,5 otáčky) (11):

$$p_1 \cdot (V_z \cdot \varepsilon^*)^n = p_0 \cdot V_z^n \Rightarrow \varepsilon^* = \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (10)$$

$$m_{1min} = \frac{V_z \cdot \varepsilon^*}{v_1} \quad (11)$$

Kde: ε^* ideální plnění při plné expanzi (-)
 m_{1min} minimální dodávka páry na zdvih (kg.zdvih⁻¹)

Ze vstupního poměru $m_{1min}:m_{1max}$ a z výše vypočteného m_{1min} se vypočítá velikost maximálního plnění stroje (12):

$$m_{1max} = m_{1min} \cdot \frac{1}{\frac{m_{1min}}{m_{1max}}} \quad (12)$$

Kde: m_{1max} maximální dodávka páry na zdvih (kg.zdvih⁻¹)

V kapitole 3.4. bylo uvedeno, že je nutné stroj přepřínovat, to se vypočítá ze vztahu (13) a z něho následně úrovně tlaku p_3 (14) a p_2 (15):

$$\varepsilon = \frac{v_1 \cdot m_{1max}}{V_z} \quad (13)$$

$$p_1 \cdot (V_z \cdot \varepsilon^*)^n = p_3 \cdot (V_z \cdot \varepsilon)^n \Rightarrow p_3 = p_1 \cdot \frac{\varepsilon^{*n}}{\varepsilon^n} \quad (14)$$

$$p_1 \cdot (V_z \cdot \varepsilon)^n = p_2 \cdot (V_z)^n \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^n \quad (15)$$

Kde: ε nutné přepřínování stroje (-)
 p_2 tlak na konci expanze při maximální dodávce (Pa)
 p_3 vstupní tlak při minimální dodávce (Pa)

Dále se vypočtou jednotlivé měrné práce při maximální a minimální dodávce páry. Ze vztahu (16) a (17) se vypočtou měrné tlakové práce vztažené na jednotku zdvihu (u dvojčinného stroje na 0,5 otáčky):

$$w_3 = p_3 \cdot \varepsilon \cdot V_z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (16)$$

$$w_1 = p_1 \cdot \varepsilon \cdot V_z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + (p_2 - p_0) \cdot V_z \quad (17)$$

Kde: w_1 měrná práce při maximální dodávce (J.zdvih⁻¹)
 w_3 měrná práce při minimální dodávce (J.zdvih⁻¹)

Pro lepší názornost se přepočtou měrné práce na kilogram:

$$W_1^* = \frac{w_1}{m_{1max}} \quad (18)$$

$$W_3^* = \frac{w_3}{m_{1min}} \quad (19)$$

Kde: W_1^* přepočtená měrná práce při maximální dodávce (J.kg⁻¹)
 W_3^* přepočtená měrná práce při minimální dodávce (J.kg⁻¹)

$$p_1 \cdot (V_z \cdot \varepsilon + V_z \cdot \xi)^n = p_2 \cdot (V_z + V_z \cdot \xi)^n \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \frac{(\varepsilon + \xi)^n}{(1 + \xi)^n} \quad (23)$$

Dále se vypočítají jednotlivé měrné práce při maximální a minimální dodávce páry, také s respektováním škodlivého prostoru:

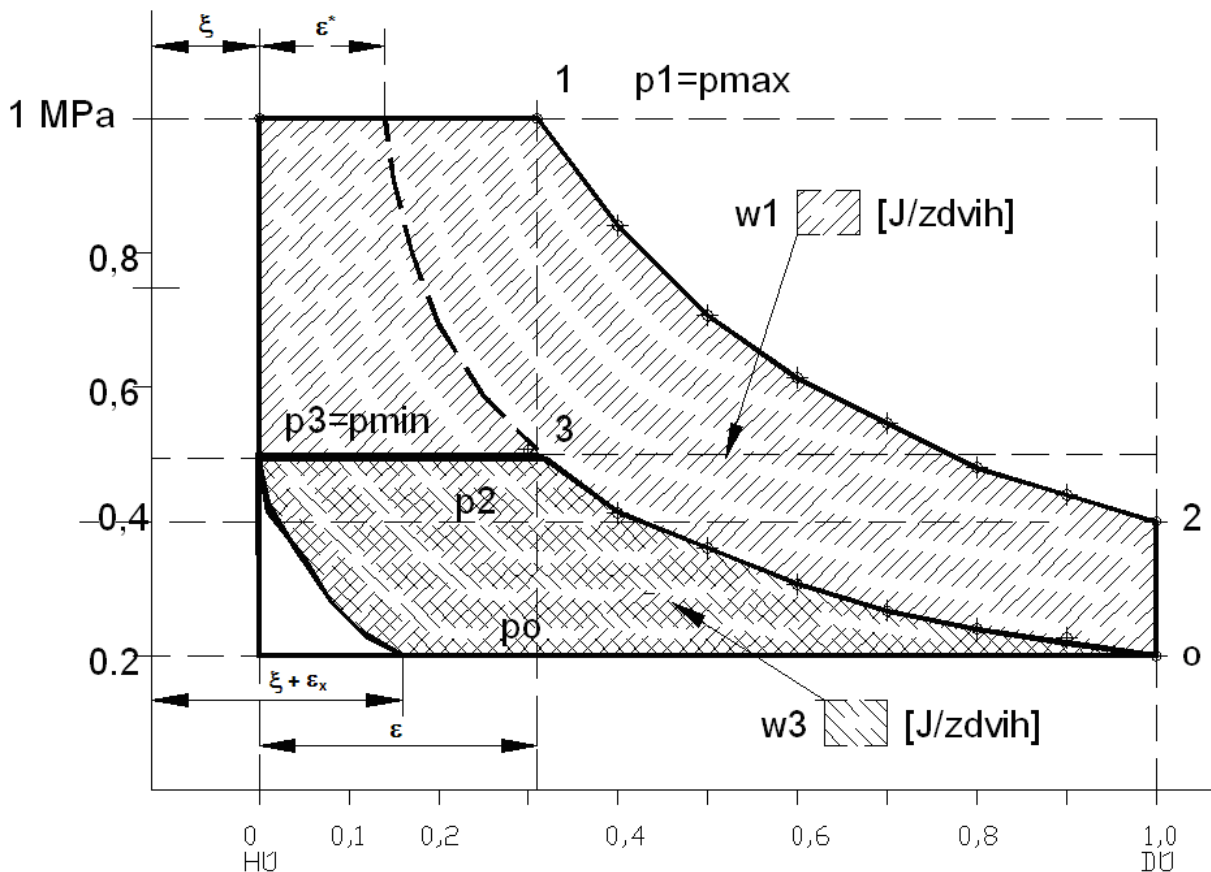
$$w_3 = p_3 \cdot V_z \cdot (\varepsilon + \xi) \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - (p_3 - p_0) \cdot V_z \cdot \xi \quad (24)$$

$$w_1 = p_1 \cdot V_z \cdot (\varepsilon + \xi) \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + (p_2 - p_0) \cdot V_z - (p_1 - p_2) \cdot V_z \cdot \xi \quad (25)$$

Přepočtení měrné práce na kilogram je stejné se vztahy (18) a (19), avšak s respektováním škodlivého prostoru.

Respektování uzavření před HÚ pro regulaci škrcením

Skutečný případ se počítá jak se škodlivým prostorem, tak s uzavřením před horní úvratí. To je nutné pro omezení velkých tlakových rázů. Uzavření výfuku je voleno tak, aby při minimální dodávce páry došlo ke kompresi na vstupní tlak p_{3min} .



Obr. 30: Skutečný případ [8]

Hodnoty vypočtené z respektování škodlivého prostoru se použijí i tady, avšak při uzavírání stroje před HÚ je nutné vypočítat nový parametr. Ten určuje, kdy dojde k uzavření před horní úvratí v poměrných jednotkách:

$$p_{3min} \cdot (V_z \cdot \xi)^n = p_0 \cdot (V_z \cdot \varepsilon_x + V_z \cdot \xi)^n \Rightarrow \varepsilon_x = \xi \cdot \left[\left(\frac{p_{3min}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (26)$$

Kde: p_{3min} vstupní tlak při minimální dodávce (Pa)
 p_3 vstupní tlak při libovolné dodávce v mezích min/max (Pa)

Stále se zde počítá s respektováním škodlivého prostoru a uzavření před HÚ. Tlak při minimální dodávce páry představuje tlak p_{3min} a tlak p_3 představuje tlak při libovolné dodávce v mezích maximální dodávky (p_0) a minimální dodávky (p_{3min}):

$$w_3 = p_3 \cdot V_z \cdot (\varepsilon + \xi) \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - p_{3min} \cdot V_z \cdot (\xi) \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{3min}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - (p_3 - p_{3min}) \cdot V_z \cdot \xi \quad (27)$$

Pokud budeme počítat práci pro minimální dodávku, pak $p_3 = p_{3min}$ a poslední člen rovnice vyjde nulový.

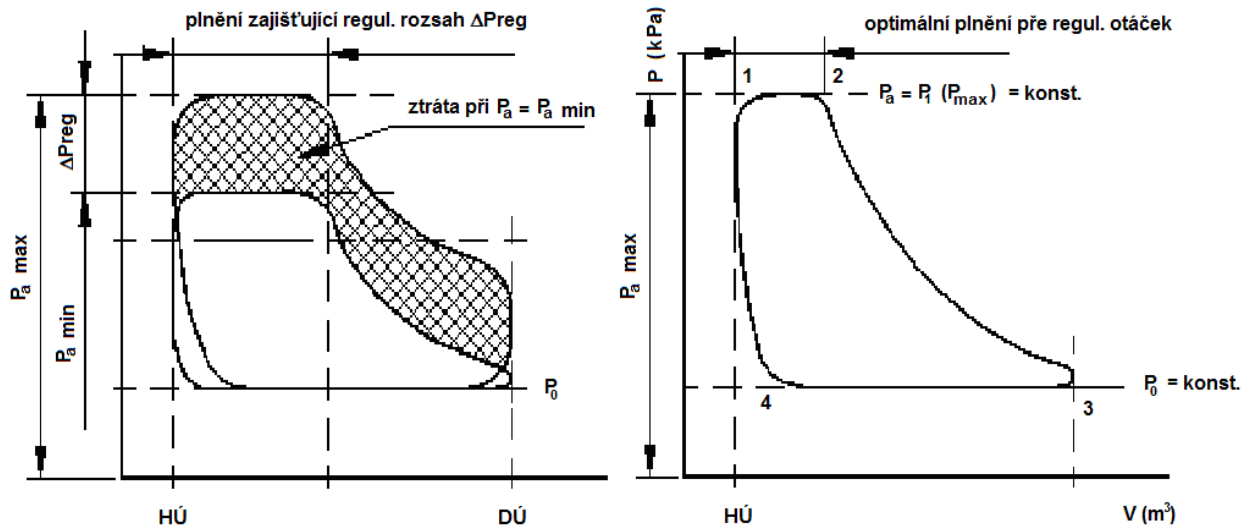
$$w_1 = p_1 \cdot V_z \cdot (\varepsilon + \xi) \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + (p_2 - p_0) \cdot V_z \cdot (1 + \xi) - p_{3min} \cdot V_z \cdot \xi \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{3min}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - (p_1 - p_{3min}) \cdot V_z \cdot \xi \quad (28)$$

Přepočtení měrné práce na kilogram je stejné se vztahy (18) a (19), avšak s respektováním škodlivého prostoru i s uzavření před HÚ.

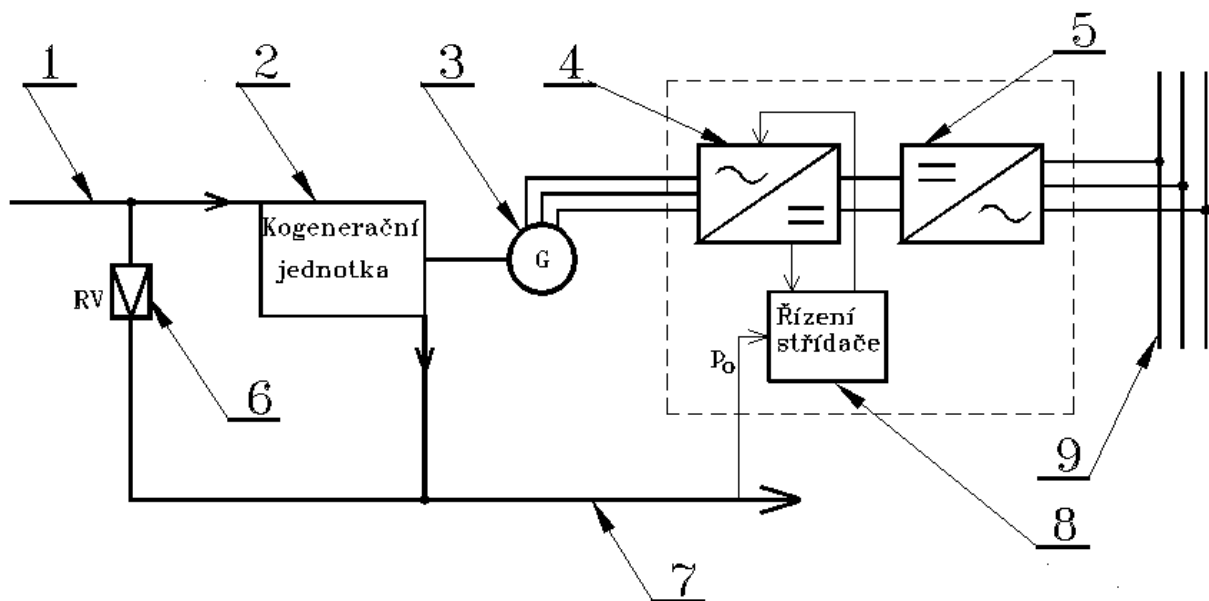
Výše uvedené rovnice umožňují při znalosti max. a min. spotřeby páry požadované odběratelem tepelné energie stanovit velikost nutného přeplňování stroje, která by umožnila regulaci dodávané páry v celém požadovaném rozsahu.

3.4.2. Regulace změnou otáček

V případě značného kolísání odběru páry během provozu má toto řešení několik nesporných výhod, i když je investičně podstatně dražší než regulace průtoku škrcením. Nespornou výhodou regulace průtoku změnou otáček je, že v celém rozsahu provozních otáček pracuje stroj se jmenovitým tlakovým spádem. Tato okolnost umožňuje navrhnout optimální plnění válce párou a tedy maximálně využít pracovní schopnost páry. Porovnání diagramu stroje pro oba druhy regulace je uvedeno na obr. 31. Vlevo je uveden tlakový diagram stroje při konstantních otáčkách (regulace průtoku škrcením). Vpravo je uveden tlakový diagram při regulaci průtoku změnou otáček prostřednictvím frekvenčního měniče. [8]



Obr. 31: Rozdíl mezi regulací škrcením a regulací otáček [8]



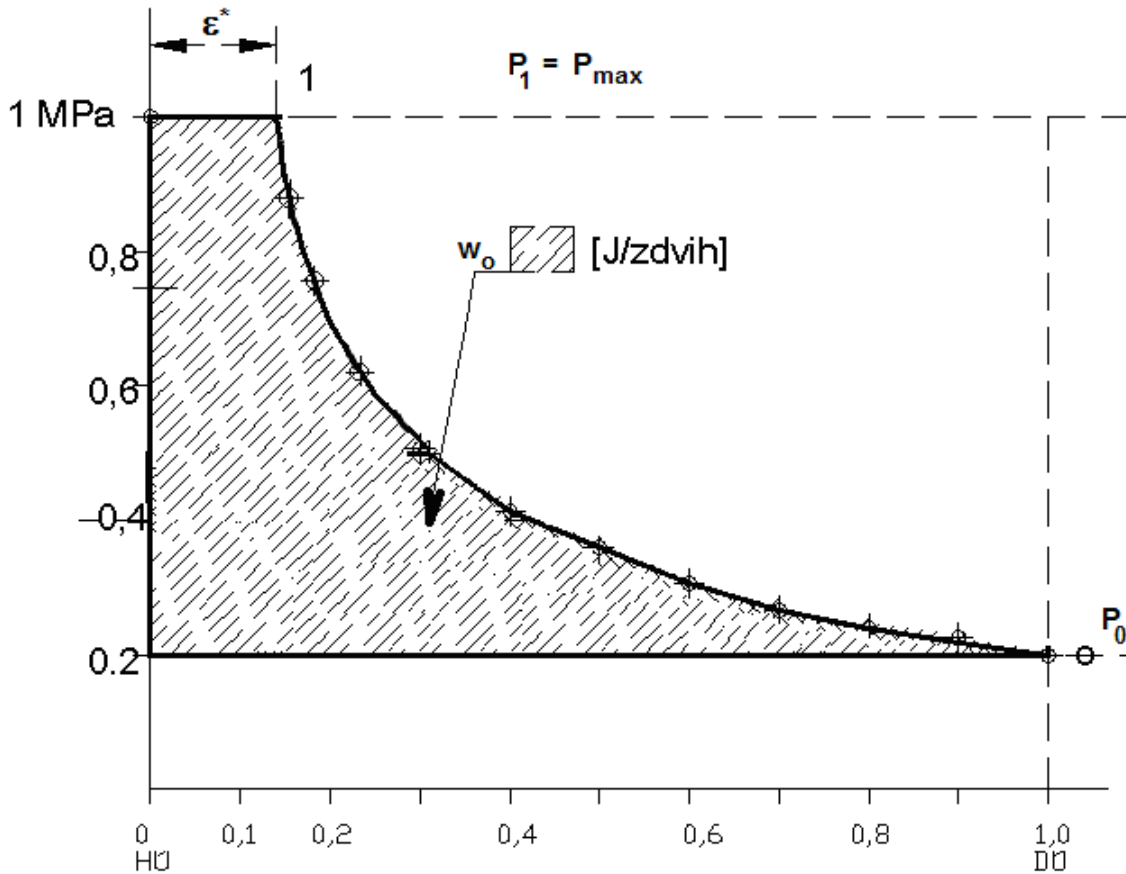
Obr. 32: Schéma pro regulaci změnou otáček [14]

Hlavní části schématu pro regulaci změnou otáček:

- 1) Přívodní parní potrubí
- 2) Kogenerační jednotka
- 3) Generátor
- 4) Střídač s řízenou frekvencí
- 5) Střídač s frekvencí 50 Hz
- 6) Redukční ventil
- 7) Odběrové parní potrubí
- 8) Regulator střídače
- 9) Třífázová síť

Ideální případ pro regulaci změnou otáček

Vzhledem k tomu, že při této regulaci není třeba stroj přepínat => plnění je ideální, výpočtové vztahy se zjednoduší pro všechny případy. Diagram je stále stejný (obr. 33), ale mění se otáčky.



Obr. 33: Ideální stav [8]

Pro zdvihový objem a ideální plnění jsou výpočtové vztahy stejné (9) a (10). Dodávka páry na zdvih (neměnná hodnota) se pak spočte ze vztahu:

$$m_0 = \frac{V_z \cdot \varepsilon^*}{v_1} \quad (29)$$

Měrná práce na jednotku zdvihu se vypočítá:

$$w_0 = p_1 \cdot \varepsilon^* \cdot V_z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (30)$$

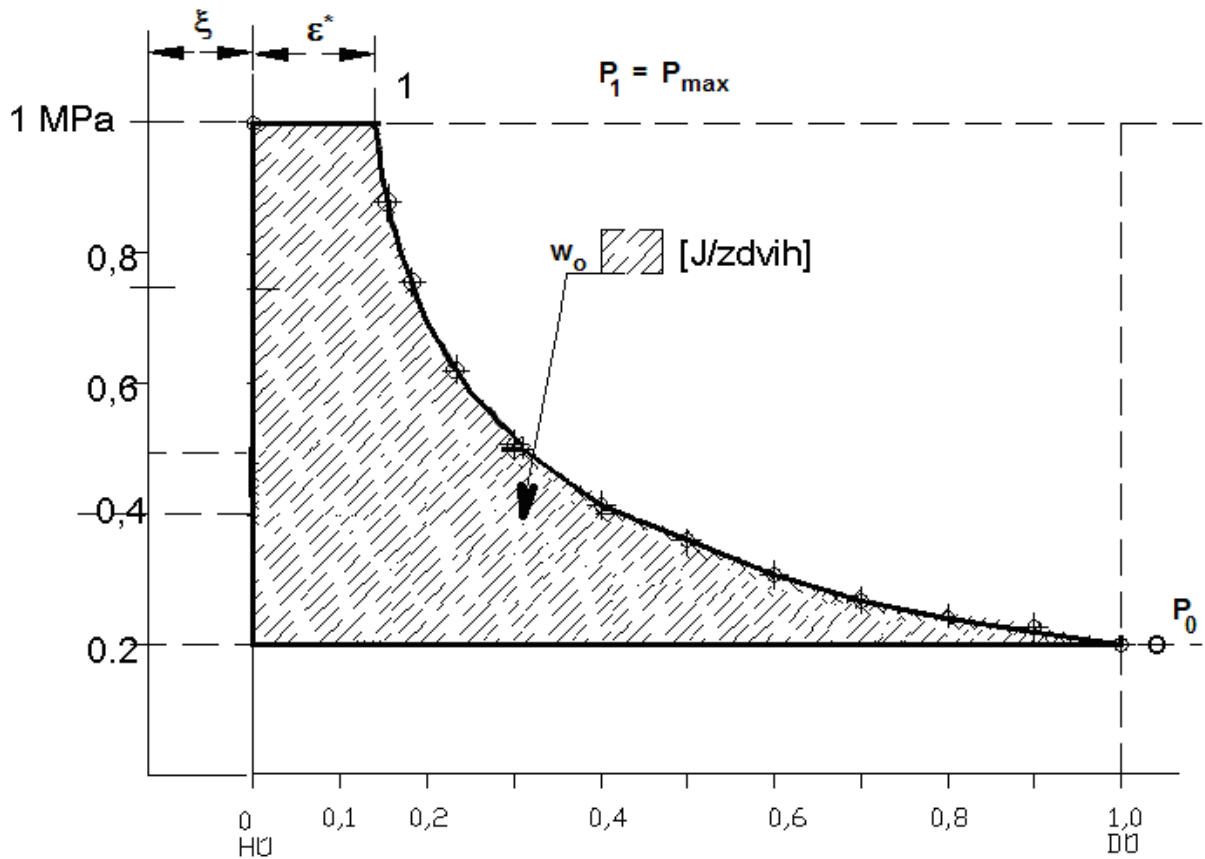
A přepočtení na kilogram ze vztahu:

$$W_0^* = \frac{w_0}{m_0} \quad (31)$$

Kde: m_0 dodávka páry na zdvih (kg.zdvih^{-1})
 w_0 měrná práce při regulaci změnou otáček (J.zdvih^{-1})
 W_0^* přepočtená měrná práce při regulaci změnou otáček (J.kg^{-1})

Respektování škodlivého prostoru pro regulaci změnou otáček

Také u této regulace je nutno respektovat škodlivý prostor. Diagram pak bude vypadat následovně (obr. 34).

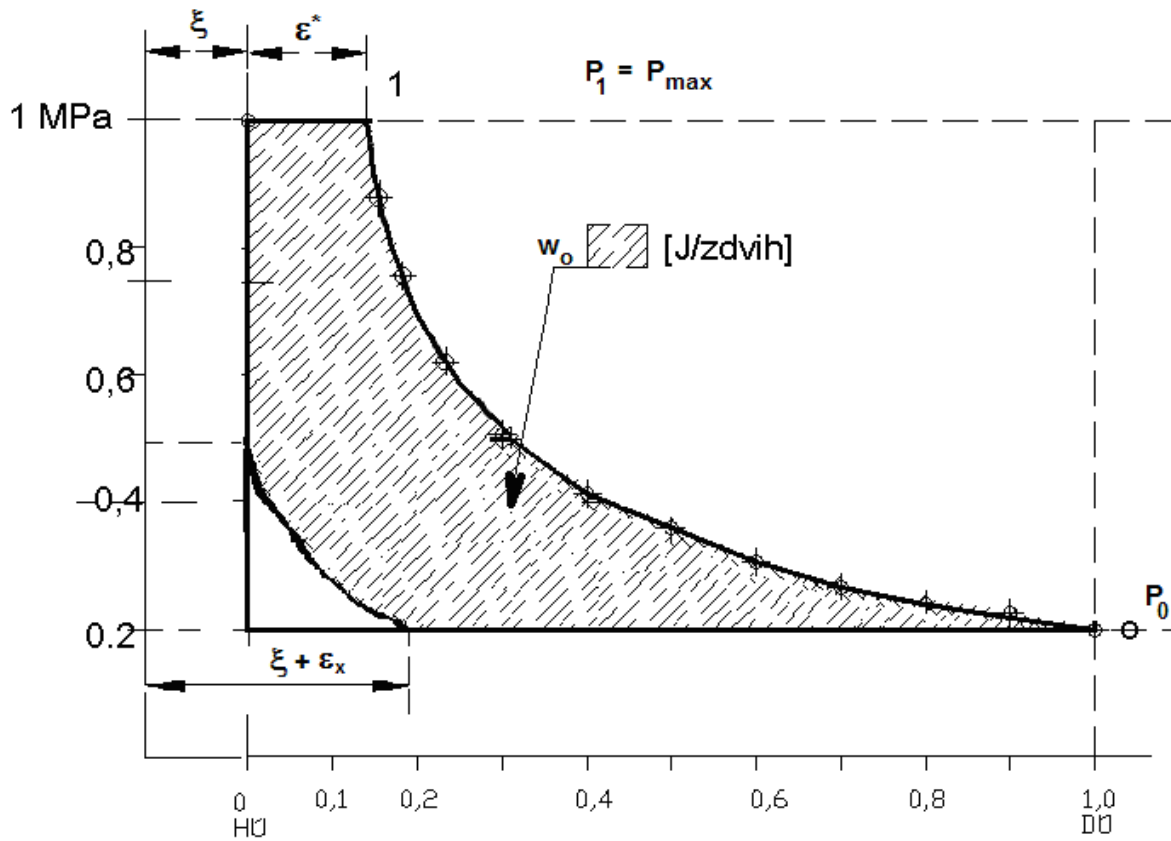


Obr. 34: Škodlivý prostor [8]

Pro tento případ platí stejné vztahy pro výpočet ideálního plnění (20), pro zdvihový objem (9) a pro dodávku páry (29). Pro výpočet měrné práce na jednotku zdvihu se použije vztah (32) a pro přepočtení na kilogram platí vztah (31).

$$w_0 = p_1 \cdot V_z \cdot (\varepsilon^* + \xi) \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - (p_1 - p_0) \cdot V_z \cdot \xi \quad (32)$$

Respektování uzavření před HÚ pro regulaci změnou otáček



Obr. 35: Uzavření před HÚ [8]

Vztahy pro výpočet plnění, zdvihového objemu, dodávky páry na zdvih a přepočtení práce na kilogram se vypočtou stejně jako v kapitole respektování škodlivého prostoru pro regulaci změnou otáček. Měrná práce na jednotku zdvihu má rovnici (33).

$$w_0 = p_1 \cdot V_z \cdot (\varepsilon^* + \xi) \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - p_{3min} \cdot V_z \cdot \xi \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{3min}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - V_z \cdot \xi \cdot (p_1 - p_{3min}) \quad (33)$$

4. Závěr

Použitím kogenerační výroby se snižuje spotřeba primární energie (tedy i produkce CO₂) až o 40% v porovnání s oddělenou výrobou tepelné a elektrické energie. Navíc si spotřebitelé s kogenerační jednotkou při minimálních přenosových ztrátách mohou vyrobit tolik energie, kolik sami spotřebují. Důležitým faktorem používání kogenerační jednotky je hlavně ekonomické hledisko, resp. velikost úspor. Je nutné, aby pořizovací cena kogenerační jednotky plus náklady na údržbu byla menší, než finanční hodnota celkového množství vyrobené energie za dobu únosné návratnosti po odečtení palivových nákladů. Jak bylo ukázáno v kapitole 3. ze vztahu (6) plyne, že zvýšení tepelného výkonu parní kotelní jednotky, vždy odpovídá získanému vnitřnímu výkonu instalovaného stroje bez ohledu na dosaženou termodynamickou účinnost přidaného stroje. Pokud se bude spalovat levnější palivo, doba návratnosti se zkrátí.

Regulace změnou otáček je z energetického hlediska výhodnější z pohledu vyrobené elektrické energie, proto se tato regulace hodí do míst, kde je požadován široký rozsah regulace tepla, ale na druhou stranu je investičně nejnáročnější. Regulace škrcením je z energetického hlediska tím více ztrátovější, čím je požadován větší regulační rozsah, proto se tato regulace hodí do míst, kde je konstantní nebo mírně kolísající odběr tepla, ale tato regulace je nejlevnější. Výhodnost těchto regulací už musí posoudit ekonom na základě vztahů uvedených v kapitole 3.4.1. a 3.4.2. a odběrového diagramu. Jak už bylo řečeno, je také potřeba do výpočtů zahrnout přírůstek paliva ΔQ_{pal} a s tím související náklady (množství, cena).

5. Použitá literatura

- [1] The energy collective
<http://theenergycollective.com/gail-tverberg/162771/why-world-coal-consumption-keeps-rising-what-economists-missed>
- [2] Antropogeneze v geologii
<http://is.muni.cz/elportal/estud/pdf/js10/antropog/web/pages/3-1-zdroje-energie.html>
- [3] J. Doležal, J. Šťastný, J. Špetlík, S. Bouček, Z. Brettschneider: Jaderné a klasické elektrárny
- [4] EkoWATT
<http://www.ekowatt.cz/uspory/kogenerace.shtml>
- [5] Marek Piskač, diplomová práce, 2003, ČVUT FEL
- [6] ČEZ ENERGO
<http://www.cez.cz/kogenerace/cs/o-kogeneraci/priklady-typickeho-vyuziti-kogenerace/prumyslove-podniky.html>
- [7] Energetické centrum
<http://www.ecjh.cz/cze/o-nas.html/schema-vyroby-tepla-a-elektriny>
- [8] Jan Faflík: Regulace výkonu točivých redukcí, Diplomová práce, 2010, ČVUT FEL
- [9] Tedom <http://kogenerace.tedom.com/>
- [10] Informační portál MPO
http://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/Kogeneracni_jednotky_zrizovani_provoz_2220047233.pdf
- [11] J. Krbek, B. Polesný: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice
- [12] Mikrokogenerační jednotka
<http://www.zelenezpravy.cz/mikrokogeneracni-jednotka-cleanergy-v161-%E2%80%93-sofistikovana-svedska-usporna-technologie-generujici-zisk/>
- [13] Přednášky z předmětu Základy zásobování teplem FS ČVUT v Praze
<http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/10/ZZT-P3-hydraulika.pdf>
- [14] Přednášky z předmětu Energetická strojní zařízení FEL ČVUT v Praze
- [15] J. Šťastný, Sborník 52. K KČaMS – volba optimální regulace pístové točivé redukce

6. Seznam obrázků

Obr. 1: Světová těžba fosilních paliv [1]	2
Obr. 2: Světová produkce CO ₂ [2]	3
Obr. 3: Kvantitativní porovnání přeměny energie [3].....	4
Obr. 4: Porovnání výroby energie a jejich ztráty [4]	5
Obr. 5: Schéma zapojení teplárny [7]	6
Obr. 6: Závislost ztrát na délce potrubí [13]	7
Obr. 7: Blokové schéma kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem [4]	8
Obr. 8: Hlavní části kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem [12]	8
Obr. 9: Blokové schéma kogenerační jednotky s plynovou spalovací turbínou [11].....	9
Obr. 10: t-s diagram kogenerační jednotky s plynovou spalovací turbínou [11]	10
Obr. 11: Průběh teplot v kotelní jednotce na odpadní teplo [11].....	10
Obr. 12: Základní schéma zapojení protitlakové parní turbíny [10]	12
Obr. 13: Základní schéma zapojení kondenzační parní turbíny s regulovaným odběrem páry [10]	12
Obr. 14: Displej pro místní ovládání kogenerační jednotky [9].....	13
Obr. 15: Dálkové řízení [9].....	14
Obr. 16: Pokrytí roční spotřeby tepla třemi kogeneračními jednotkami a elektrickým ohřevačem [4] ..	14
Obr. 17: Typické zapojení kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem v budově [9]	16
Obr. 18: Schéma zapojení s redukčním ventilem [14]	18
Obr. 19: Proudění ideálního plynu clonou (redukčním ventilem) [5]	18
Obr. 20: h-s diagram se škrcením na dvou tlakových hladinách [14]	19
Obr. 21: Schéma zapojení s točivou redukcí [14]	20
Obr. 22: Vliv záměny redukčního ventilu točivou redukcí na velikost využitelného tepla [14].....	21
Obr. 23: Dvoustupňová protitlaká turbína [5]	23
Obr. 24: P-V diagram pístového stroje [8]	25
Obr. 25: „Paralelní“ zapojení točivé redukce [8]	27
Obr. 26: Přepínání při regulaci [8]	28
Obr. 27: Schéma zapojení pro regulaci škrcením [8]	29
Obr. 28: Ideální případ [8]	30
Obr. 29: Škodlivý prostor [8]	32
Obr. 30: Skutečný případ [8]	33
Obr. 31: Rozdíl mezi regulací škrcením a regulací otáček [8].....	35
Obr. 32: Schéma pro regulaci změnou otáček [14].....	35
Obr. 33: Ideální stav [8]	36
Obr. 34: Škodlivý prostor [8]	37
Obr. 35: Uzavření před HÚ [8]	38