



Termomechanika – cvičení 7

reg. č. CZ.02.2.69/0.0/0.0/18_056/0013239



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY

Obsah

Vzorový výpočet Ericsson-Braytonova oběhu

Vzorový výpočet spalovací turbíny bez a s rekuperačním výměníkem



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání



VZOROVÝ VÝPOČET ERICSSON-BRAYTONOVA OBĚHU



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání



Plynová turbína pracuje dle Ericsson-Braytonova oběhu. Kompresor nasává 0.05 [kg s⁻¹] vzduchu (individuální plynová konstanta 287.04 [J.kg⁻¹K⁻¹]; Poissonova konstanta 1.4) o tlaku 0.12 [MPa] a teplotě 28 [°C]. Teplota na vstupu do turbíny je 1200 [°C], na výstupu z turbíny je teplota 650 [°C].

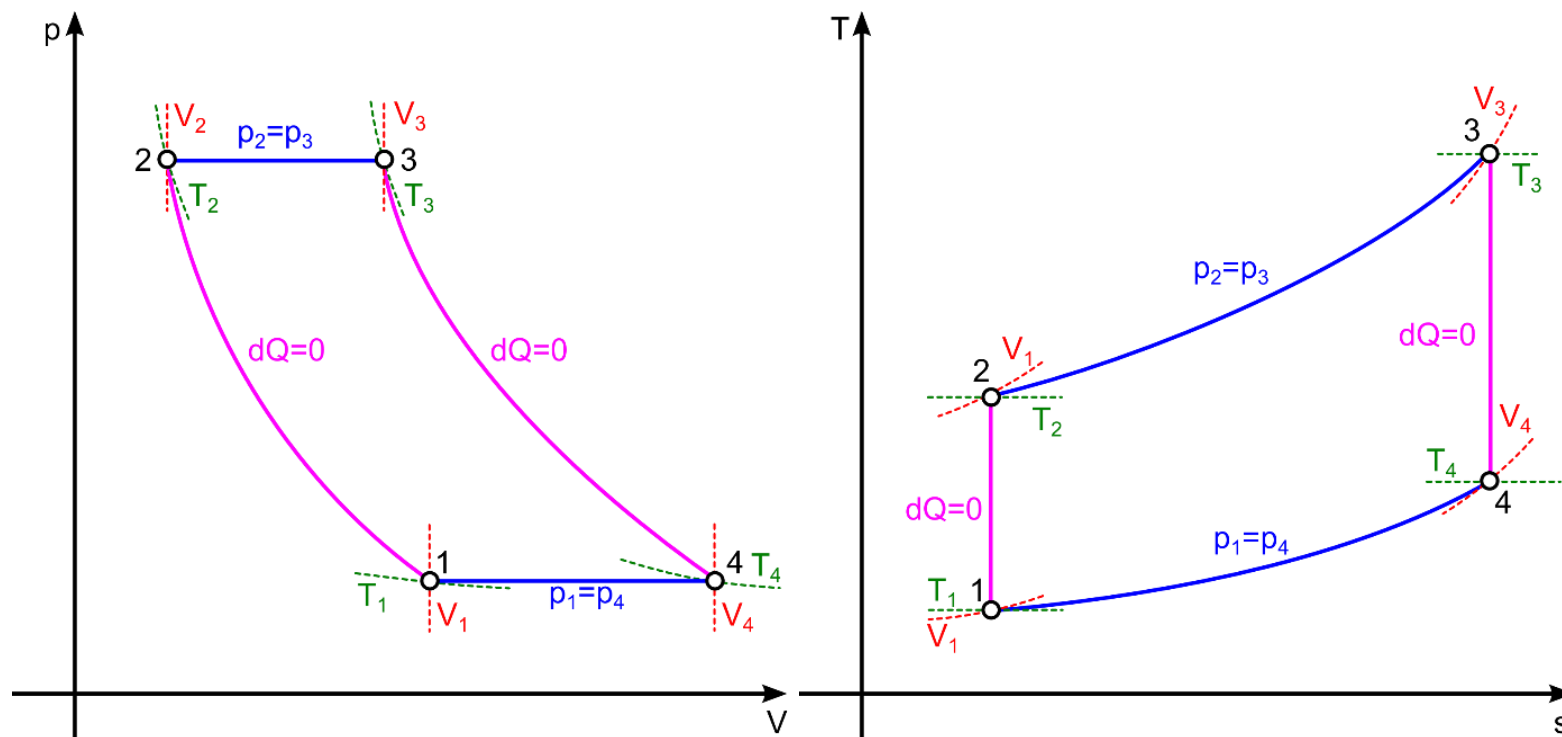
Dáno: $p_1 = 0.12 \text{ [MPa]}, t_1 = 28 \text{ [°C]}, t_3 = 1200 \text{ [°C]}, t_4 = 650 \text{ [°C]}$
 $\dot{m} = 0.05 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}; \kappa = 1.4 \text{ [-]}, r = 287.04 \text{ [J kg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]}$

Určit:

1. znázorněte oběh v p-v a T-s diagramu, očísľujte charakteristické body, popište křivky změn, naznačte, v které části se teplo přivádí a v které odvádí
1. vypište zadané hodnoty pro vaše očíslování charakteristických bodů v diagramu
2. stanovte teplotu, tlak a měrný objem ve všech charakteristických bodech (nejlépe uspořádejte do přehledné tabulky)
3. vypočítejte objem nasávaný kompresorem za jednotku času
4. vyřešte měrné přivedené teplo, měrné odvedené teplo, měrnou práci cyklu
5. vypočítejte tepelnou účinnost cyklu a výkon turbíny



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání



Křivky změn

- 1-2 ... adiabata (adiabatická komprese)
- 2-3... isobara (isobarický přívod tepla)
- 3-4... adiabata (adiabatická expanze)
- 4-1... isobara (isobarický odvod tepla)

Přívod & odvod tepla

- 2-3 ... isobarický přívod tepla
 - Množství přivedeného tepla je v T-s diagramu reprezentováno plochou pod isobarou mezi body 2-3
- 4-1 ... isobarický odvod tepla
 - Množství odvedeného tepla je v T-s diagramu reprezentováno plochou pod isobarou mezi body 4-1



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

Před výpočtem práce cyklu, přivedeného či odvedeného tepla a jiných parametrů je vhodné určit stavové veličiny v charakteristických bodech cyklu. Tedy v bodech na začátku a na konci jednotlivých dějů. Připomeňme, že stavovými veličinami je tlak, objem a teplota. Pro zachování přehlednosti výpočtu budeme stavové veličiny zapisovat do tabulky:

	1	2	3	4
$p [Pa]$	$0.12 \cdot 10^6$	$0.616 \cdot 10^6$	$0.616 \cdot 10^6$	$0.12 \cdot 10^6$
$T [K]$	301.15	480.57	1473.15	923.15
$v [m^3 kg^{-1}]$	0.720	0.224	0.686	2.208

Z nakreslených diagramů vyplývá:

- Hodnota maximálního tlaku bude dle grafu v bodech 2 a 3 – viz p-V diagram
- Hodnota minimálního tlaku bude dle grafu v bodech 1 a 4 – viz p-V diagram
- Hodnota maximální teploty bude dle grafu v bodě 3 – viz T-s diagram
- Hodnota minimální teploty bude dle grafu v bodě 1 – viz T-s diagram
- Hodnota maximálního objemu bude dle grafu v bodě 4 – viz p-V diagram
- Hodnota minimálního objemu bude dle grafu v bodě 2 – viz p-V diagram



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

BOD 1

Pro bod známe skoro všechny stavové veličiny. Zbývá vypočítat velikost měrného objemu. Ze stavové rovnice se k výsledku jednoduše dostaneme. Pro stav v bodě 1 můžeme napsat:

$$p_1 v_1 = rT_1 \rightarrow v_1 = \frac{rT_1}{p_1}$$
$$v_1 = \frac{287.04 * 301.15}{0.12 * 10^6} \cong 0.720 [m^3 kg^{-1}]$$

BOD 2

V tomto případě není příliš vhodné počítat stavové veličiny v po sobě následujících charakteristických bodech diagramu, jelikož o bodu 2 nevíme zatím nic. Zaměříme se tedy na body, v nichž již nějakou stavovou veličinu známe a až posléze se vrátíme k výpočtu stavových veličin v bodě 2.

BOD 4

Ze zadání víme, jaká je teplota v bodě 4. Dále víme, že body 1 a 4 jsou propojeny isobarou, tzn. že platí:

$$p_4 = p_1 = 0.12 [MPa]$$

V bodě 4 tedy známe skoro všechny stavové veličiny. Zbývá vypočítat velikost měrného objemu. Ze stavové rovnice se k výsledku jednoduše dostaneme. Pro stav v bodě 4 můžeme napsat:

$$p_4 v_4 = rT_4 \rightarrow v_4 = \frac{rT_4}{p_4}$$
$$v_4 = \frac{287.04 * 923.15}{0.12 * 10^6} \cong 2.208 [m^3 kg^{-1}]$$



BOD 3

Víme, že body 3 a 4 jsou propojeny adiabatou a dále známe poměr teplot v bodě 3 a 4. Z úvah o adiabatickém ději (viz předcházející cvičení) můžeme psát:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow p_3 = p_4 * \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$
$$p_3 = 0.12 * 10^6 * \left(\frac{1473.15}{923.15}\right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} \cong 0.616 \text{ [MPa]}$$

Obdobně lze dopočítat i měrný objem v bodě 3:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{1-\kappa} \rightarrow v_3 = v_4 * \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{1}{1-\kappa}}$$
$$v_3 = 2.208 * \left(\frac{1473.15}{923.15}\right)^{\frac{1}{1-1.4}} \cong 0.686 \text{ [m}^3\text{kg}^{-1}\text{]}$$

Mohli bychom také pro výpočet měrného objemu využít stavovou rovnici. Přesný postup výpočtu není dán, záleží vždy na výchozích hodnotách a zpravidla se lze ke správnému výsledku dopracovat s využitím různých vztahů (stavové rovnice, rovnice adiabaty apod.)



BOD 2

Víme, že body 2 a 3 jsou propojeny isobarou a můžeme tedy psát:

$$p_2 = p_3 = 0.616 \text{ [MPa]}$$

Dále víme, že body 1 a 2 jsou propojeny adiabatou a také známe poměr tlaků v bodě 1 a 2. Z úvah o adiabatickém ději (viz předcházející cvičení) můžeme psát:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow T_2 = T_1 * \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$
$$T_2 = 301.15 * \left(\frac{0.616 * 10^6}{0.12 * 10^6} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \cong 480.57 \text{ [K]}$$

Obdobně lze dopočítat i měrný objem v bodě 2. Případně můžeme využít i stavovou rovnici:

$$p_2 v_2 = r T_2 \rightarrow v_2 = \frac{r T_2}{p_2}$$
$$v_2 = \frac{287.04 * 480.57}{0.616 * 10^6} \cong 0.224 \text{ [m}^3 \text{kg}^{-1}\text{]}$$

V případě, že bychom z rovnice adiabaty vypočítali měrný objem, pak bychom mohli použít stavovou rovnici pro výpočet teploty v bodě 2. I zde tedy vidíme, že možností výpočtu je více.



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

OBJEM NASÁVANÝ KOMPRESOREM ZA JEDNOTKU ČASU

Ze zadání už víme, že kompresor nasává $0.05 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}$ vzduchu. Máme tedy hmotnostní tok vzduchu. Součinem hmotnostního toku a měrného objemu dostaneme objem nasávaný za jednotku času:

$$\begin{aligned}\dot{V}_1 &= \dot{m} v_1 \\ \dot{V}_1 &= 0.05 * 0.72 = 0.036 \text{ [m}^3\text{s}^{-1}\text{]}\end{aligned}$$

Chceme objem nasávaný kompresorem za jednotku času, tj. objemový tok v bodě 1. V ostatních bodech by byl objemový tok jiný, pouze hmotnostní tok je ve všech bodech diagramu neměnný.

MĚRNÉ PŘIVELENÉ TEPLLO

Teplo se přivádí za stálého tlaku mezi body 2 a 3, tedy můžeme psát kalorimetrickou rovnici:

$$\begin{aligned}q_p &= c_p (T_3 - T_2) = \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_3 - T_2) \\ q_p &= \frac{1.4 * 287.04}{1.4 - 1} (1473.15 - 480.6) \cong 997.2 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}\end{aligned}$$

MĚRNÉ ODVEDENÉ TEPLLO

Teplo se odvádí za stálého tlaku mezi body 4 a 1, tedy můžeme psát kalorimetrickou rovnici:

$$\begin{aligned}q_o &= c_p (T_1 - T_4) = \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_1 - T_4) \\ q_o &= \frac{1.4 * 287.04}{1.4 - 1} (301.15 - 923.15) \cong -624.9 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}\end{aligned}$$



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

Znaménko mínus udává, že se teplo odvádí, velikost odvedeného tepla je tedy absolutní hodnota hodnoty q_o :

$$|q_o| = 624.9 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

MĚRNÁ PRÁCE CYKLU

Práci cyklu můžeme definovat jako rozdíl přivedeného a odvedeného tepla:

$$a_c = q_p - |q_o| = 997.2 - 624.9 = 372.3 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

TEPELNÁ ÚČINNOST CYKLU

Tepelná účinnost cyklu je definována následovně:

$$\eta_t = \frac{a_c}{q_p} = 1 - \frac{|q_o|}{q_p}$$
$$\eta_t = 1 - \frac{624.9}{997.2} \cong 0.373 \text{ [-]} \rightarrow \eta_t \cong 37.3 \%$$

VÝKON TURBÍNY

Jedná se o výpočet výkonu, ale je dotázán výkon turbíny a ne celého cyklu. Samozřejmě při výpočtu výkonu se můžeme opřít o klasickou rovnici pro výkon:

$$P = \dot{m} * a_t$$

Nelze ovšem za technickou práci dosadit práci cyklu, jelikož nepočítáme výkon cyklu. Musíme tedy dopočítat měrnou technickou práci turbíny.



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

Měrná technická práce turbíny se vypočítá následovně:

$$a_{tT} = -\frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_4 - T_3) = -\frac{1.4 * 287.04}{1.4 - 1} (923.15 - 1473.15) = 552.5 [kJ kg^{-1}]$$

Výkon turbíny je tedy následující:

$$P = \dot{m} a_{tT} = 0.05 * 552.5 \cong 27.6 [kW]$$



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

VÝPOČET SPALOVACÍ TURBÍNY BEZ A S REKUPERAČNÍM VÝMĚNÍKEM



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání



Spalovací turbína pracuje na principu Brayton-Ericsonova cyklu. Stupeň zvýšení tlaku v kompresoru je 7. Kompresor nasává vzduch o teplotě 15 °C. Teplota za spalovací komorou je 1000 °C. Stanovte měrnou práci a tepelnou účinnost oběhu při použití ideálního rekuperačního výměníku a bez něj.

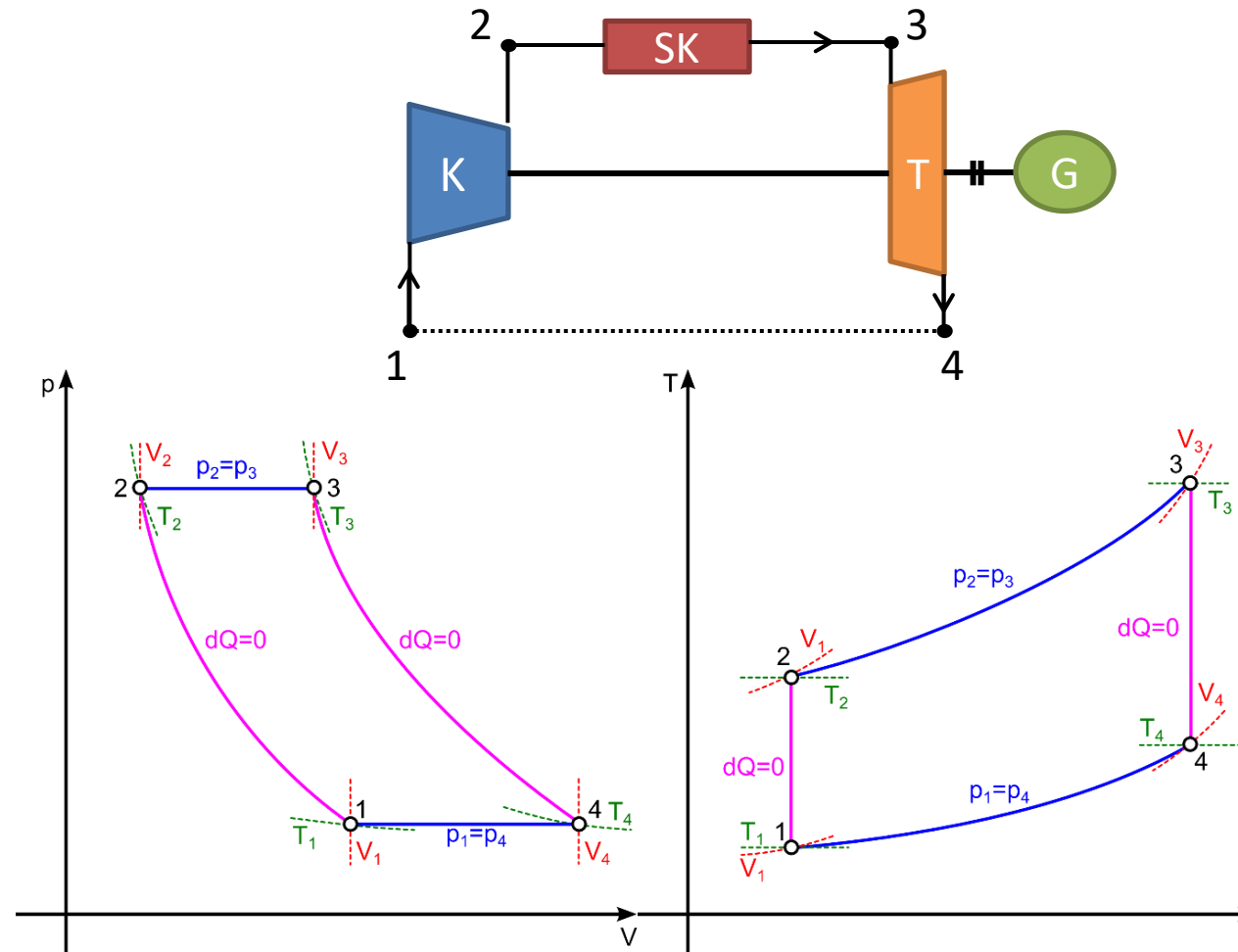
Dáno: $t_1 = 15 [^{\circ}\text{C}]$, $t_3 = 1000 [^{\circ}\text{C}]$, $t_4 = 650 [^{\circ}\text{C}]$; $\pi = \frac{p_2}{p_1} = 7 [-]$; $\kappa = 1.4 [-]$, $r = 287.04 [J\text{ kg}^{-1}K^{-1}]$

Pozn.: Úloha se skládá ze dvou částí. V první části máme počítat spalovací turbínu bez rekuperačního výměníku a v druhé části spalovací turbínu s rekuperačním výměníkem.



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

Výpočet spalovací turbíny bez rekuperačního výměníku



K ... kompresor
T ... plynová turbína
SK ... spalovací turbína
G ... generátor

1-2 ... adiabatická komprese
2-3 ... isobarický přívod tepla
3-4... adiabatická expanze
4-1... isobarický odvod tepla



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

Ze zadání plyne, že se má vypočítat měrná práce cyklu a tepelná účinnost. V předchozích úlohách jsme již postup ukázali, proto se pustíme rovnou do výpočtu. Pro výpočet účinnosti použijeme již známou rovnici:

$$\eta = \frac{a_c}{q_p}$$

Do ní potřebujeme dosadit měrnou práci cyklu, která je daná rozdílem velikosti přivedeného a odvedeného tepla:

$$a_c = q_p - |q_o|$$

Velikost přivedeného tepla po zjednodušení z prvního zákona termodynamiky (viz předchozí příklady) dostaneme z rovnice:

$$q_p = c_p(T_3 - T_2) = \frac{\kappa r}{\kappa - 1}(T_3 - T_2)$$

Velikost odvedeného tepla po zjednodušení z prvního zákona termodynamiky (viz předchozí příklady) dostaneme z rovnice:

$$q_o = c_p(T_1 - T_4) = \frac{\kappa r}{\kappa - 1}(T_1 - T_4)$$

Po spojení jednotlivých rovnic dostaneme finální rovnici pro účinnost:

$$\eta_t = \frac{a_c}{q_p} = 1 - \frac{|q_o|}{q_p} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Z rovnice plyne, že nám chybí hodnoty teplot v bodech T_2 a T_4 . Známe ale hodnoty teplot v bodech T_1 a T_3 a známe také hodnoty tlakového spádu v kompresoru π .



Teplotu v bodě T_2 můžeme tedy jednoduše odvodit z rovnice adiabaty:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_1 \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 288.15 * 7^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 502.43 [K]$$

Z p-V diagramu je zřejmé, že poměr tlaků mezi body 2 a 1 je stejný jako mezi body 3 a 4. Teplotu v bodě T_4 můžeme také odvodit z rovnice adiabaty:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1273.15 * \left(\frac{1}{7} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 730.17 [K]$$

Máme tedy všechny hodnoty potřebné k výpočtu. Měrná práce cyklu bude rovna:

$$a_c = q_p - |q_o| = \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_3 - T_2) - \left| \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_1 - T_4) \right| = \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_3 - T_2 - |T_1 - T_4|)$$

$$a_c = \frac{1.4 * 287.04}{1.4 - 1} (1273.15 - 502.4 - |288.15 - 730.17|) \cong 330.26 [kJ kg^{-1}]$$

Účinnost cyklu bude:

$$\eta_t = \frac{a_c}{q_p} = \frac{a_c}{\frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_3 - T_2)} = \frac{330.26 * 10^3}{\frac{1.4 * 287.04}{1.4 - 1} (1273.15 - 502.43)} \cong 0.4265 [-] \rightarrow \eta_t \cong 42.65 [\%]$$



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

Účinnost cyklu je tedy bez rekuperačního výměníku 42.7 [%]. Z rovnice pro účinnost plyne, že abychom mohli zvýšit účinnost cyklu, musíme snížit velikost přivedeného tepla. Což je v praxi mnohokrát obtížné. Všimněme si ale jedné skutečnosti z předchozího výpočtu. Teplota T_2 je nižší než teplota T_4 .

Jak se to dá využít?

Shrňme si některá fakta:

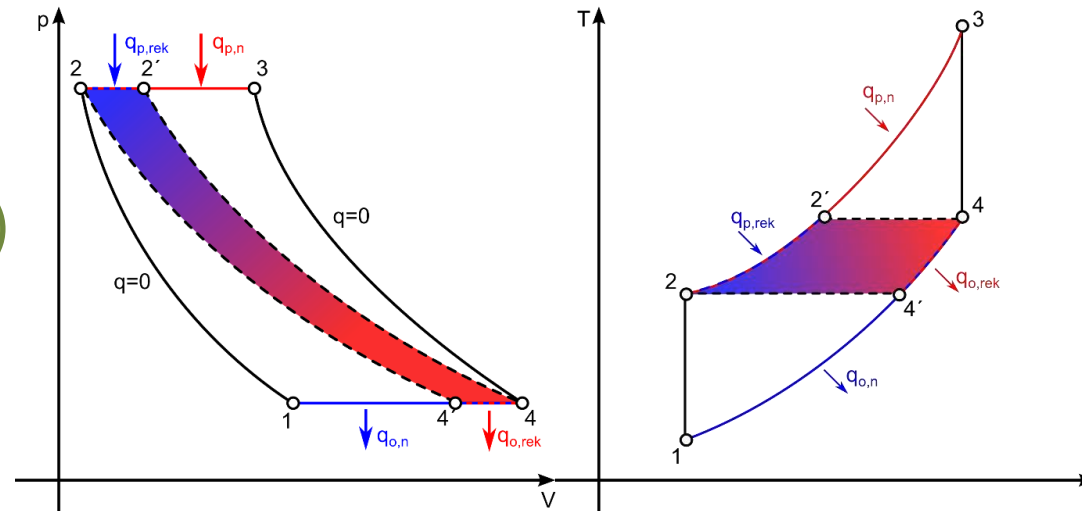
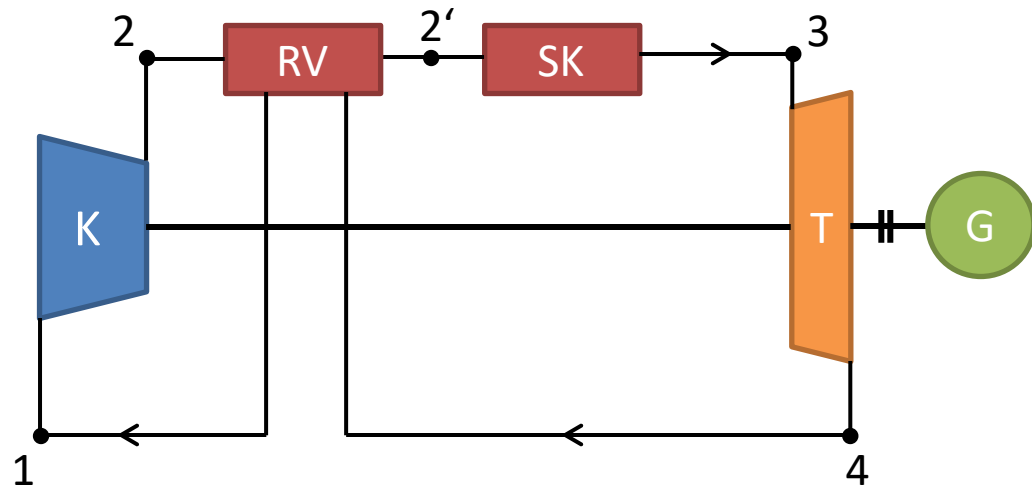
- Teplo mezi body 2 a 3 se přivádí z okolí a mezi 4 a 1 odvádí do okolí
- Platí, že teplo může přestupovat z vyšší teploty na nižší teplotu samovolně
- Z předchozího výpočtu je vidět, že teplota T_2 je nižší než teplota T_4
- Teplo z bodu 4 tedy může přestupovat směrem k bodu 2

Využitím rekuperačního výměníku (tepelného výměníku), je možné zmíněného přestupu tepla mezi body 4 a 2 lehce dosáhnout.



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

Výpočet spalovací turbíny s rekuperačním výměníkem



K ... kompresor
T ... plynová turbína
RV ... rekuperační výměník
SK ... spalovací turbína
G ... generátor

- 1-2 ... adiabatická komprese (kompresor)
- 2-2' ... isobarický přívod tepla (rekuperační výměník)
- 2'-3 ... isobarický přívod tepla (spalovací komora)
- 3-4 ... adiabatická expanze (plynová turbína)
- 4-4' ... isobarický odvod tepla (rekuperační výměník)
- 4'-1 ... isobarický odvod tepla (odvod spalin do okolí)

Stále se jedná o Brayton-Ericsonův cyklus. V tomto případě je ale zobrazen trochu jinak. Jde zejména o procesy, které souvisí s přívodem a odvodem tepla. Křivky nebo přímky, které prochází body, kde se teplo přivádí jsou značeny červeně a křivky nebo přímky, které prochází body, kde se teplo odvádí jsou značeny modrou barvou



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

Jak je ze schématu vidět, teoreticky (to znamená beze ztrát) by bylo možné přenést teplotní spád mezi teplotami T_4 a T_2 . Tedy část tepla, které by se odvádělo normálně do okolí přecerpat do místa, kde by se normálně přivádělo z okolí. Jak by tato úvaha vypadala matematicky?

Velikost odvedeného tepla do okolí bez rekuperačního výměníku spočítá:

$$|q_o| = \left| \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_1 - T_4) \right|$$

Jak je vidět, teplotní spád mezi body 1 a 4 se kompletně odvádí do okolí. Teoreticky můžeme teplotní spád mezi 4 a 4' využít. Velikost tohoto teplotního spádu (označíme indexem „rek“), se vypočítá následovně:

$$|q_{o,rek}| = \left| \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_{4'} - T_4) \right|$$

Jelikož víme, že body 4' a 2 leží na stejné izotermě, tak můžeme napsat:

$$|q_{o,rek}| = \left| \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_2 - T_4) \right| = \left| \frac{1.4 * 287.04}{1.4 - 1} (502.41 - 730.17) \right| \cong 228.8 [kJ kg^{-1}]$$

Toto teplo můžeme za pomoci rekuperačního výměníku přivést mezi body 2 a 3. Přičemž bude platit, že se teplo přivádí beze ztrát, tedy:

$$q_{p,rek} = |q_{o,rek}|$$



Jaký má tedy rekuperace tepla dopad?

Původně jsme museli mezi body 2 a 3 přivádět teplo z okolí. Množství tohoto tepla bylo vyčísleno následovně:

$$q_p = \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_3 - T_2) = \frac{1.4 * 287.04}{1.4 - 1} (1273.15 - 502.43) \cong 774.3 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

Jelikož ale využijeme teplo, které by se mělo odvádět do okolí a přivedeme ho mezi body 2 a 3, tak nám klesne množství tepla, které musíme přivést z okolí. Tedy po rekuperaci (index „n“) musíme z okolí přivést pouze teplo $q_{p,n}$, tj. mezi body 2' a 3:

$$q_{p,n} = q_p - q_{p,rek} = 774.3 - 228.8 = 545.5 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

Původně jsme mezi body 4 a 1 odváděli teplo do okolí. Množství tohoto tepla bylo vyčísleno následovně:

$$|q_o| = \left| \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_1 - T_4) \right| = \left| \frac{1.4 * 287.04}{1.4 - 1} (288.15 - 730.17) \right| \cong 444.07 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

Část odvedeného tepla ($q_{o,rek}$) byla zpět přivedena do cyklu ($q_{p,rek}$), tak množství tepla, které se odvede do okolí, bude nižší. Po rekuperaci (index „n“) do okolí pouze odvedeme:

$$|q_{o,n}| = \left| \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_1 - T'_4) \right| = \left| \frac{\kappa r}{\kappa - 1} (T_1 - T_2) \right| = \left| \frac{1.4 * 287.04}{1.4 - 1} (288.15 - 502.43) \right| = 215.3 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

Plocha uvnitř cyklu v případě s rekuperačním výměník se oproti grafu bez rekuperačního výměníku nezměnila, tedy se předpokládá, že ani práce cyklu se nezměnila. S novými parametry odvedeného a přivedeného tepla, bude práce cyklu:

$$a_{c,n} = q_{p,n} - |q_{o,n}| = 545.5 - 215.3 = 330.2 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$



Práce cyklu se tedy zařazením rekuperačního výměníku do cyklu nezměnila.

Jak se ale zařazení rekuperačního výměníku projevilo na účinnosti cyklu?

$$\eta_{t,n} = \frac{a_{c,n}}{q_{p,n}} = \frac{330.2}{545.5} = 0.605 [-] \rightarrow 60.5 [\%]$$

Ačkoliv se tedy zařazením rekuperačního výměníku do cyklu nezměnila práce cyklu, podstatně se zvýšila účinnost cyklu. Tzn., že na získání stejného množství práce cyklu postačí přivést méně tepla z vnějšího zdroje (tedy např. paliva do spalovací komory).



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání

DĚKUJI ZA POZORNOST



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání


MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY