

Termodynamická analýza turbodmychadla

Bc. Miroslav Kořán

Vedoucí práce: Ing. Jan Skočilas Ph.D

Abstrakt

Tato práce se zabývá termodynamickou analýzou turbodmychadla (dále jen TD) C-13 výrobce ČZ Strakonice a.s. divize turbo. Dílčími úkoly této práce je stanovení veškerých možných tepelných toků tělesem TD ve vybraném ustáleném stavu. Pro zjištění tepelných toků byly použity zákony termodynamiky a bilanční výpočty. Zdrojem vstupních dat pro tyto výpočty jsou experimentální data převzatá od firmy ČZ Strakonice a.s. divize turbo. Výsledky analýzy budou aplikovány v navazující diplomové práci, kde je řešeno mimo stanovení tepelných toků jednotlivými částmi TD rozložení teplot v jednotlivých tělesech TD v ustáleném stavu. Tento úkol je řešen pomocí CFD softwaru Fluent 6.3, pro úpravu geometrie je použit program Gambit 2.4. V době publikace této práce nebyla provedena všechna termodynamická měření TD C-13 (měření na zkušebně ČZ a.s. divize turbo jsou dlouhodobě plánována). Proto bylo využito výsledků měření podobného turbodmychadla (TD C-15) a výsledky analýzy dmychadlové skříně tohoto TD byly použity pro vyhodnocení tepelných toků v TD C-13. Zmíněná turbodmychadla jsou konstrukčně podobná, liší se průtoky komprimovaného vzduchu, oleje a spalín. Proto je možné naměřená data z „většího“ TD C-15 použít po přepočtu pro bilanci druhého „menšího“ TD C-13. Při přepočtu naměřených dat musí být splněna podmínka měření obou TD za stejných provozních podmínek (shodné teploty a tlaky vzduchu a spalín na vstupech a výstupech z TD). Pro vyhodnocení energií spalín a vzduchu vstupujících a vystupujících z TD je možno použít zjednodušení ve formě jednoduchých rovnic, např. rovnice isoentropické komprese a isobarického ohřevu (viz str.8 rovnice (4), str. 9 rovnice (10)). Tyto rovnice jsou však velmi nepřesné a ukázalo se, že nepřesnost je kolem 10%.

Klíčová slova

Turbodmychadlo, termodynamické výpočty, stanovení tepelných toků, tepelná bilance.

I. Úvod

Konstrukce turbodmyhadla

Konstrukce turbodmyhadla z pohledu tepelné problematiky je zajímavá nejen množstvím použitých materiálů a spektrem „provozních“ tekutin (olej, spaliny vzduch), různorodostí mechanismů přenosu tepla (volná i nucená konvekce, kondukce, radiace a jejich kombinace), ale i mechanickými opatřeními k eliminaci škodlivých tepelných toků a snížení teplot v tělesech turbodmyhadla.

Mechanická opatření k eliminaci škodlivých toků v TD jsou:

Dutý hřídel v místě turbínových těsnících kroužků. Snížením příčné plochy průřezu hřídele se předpokládá snížení tepelného toku hřídelem. Dutý hřídel vznikne vyvrtáním konce hřídele a svařením (rotační svařování třením) tohoto konce s turbínovým kolem. Mezi další zajímavosti tohoto spoje jsou použité materiály obou částí. Hřídel je vyroben z vysokopevnostní chromolybdenové oceli, kdežto turbínové kolo je z žárupevného materiálu.

Tepelný štít se nachází v těsné blízkosti turbíny (viz obr1, pozice 10). Jedná se o uměle vytvořenou dutinu vyplněnou vzduchem. Díky malé tepelné vodivosti vzduchu tato dutina eliminuje přenos tepla a snižuje teploty ložiskové skříně a dalších částí TD. V této dutině dochází k přenosu tepla radiací, dále předpokládáme výskyt přirozené konvekce a samozřejmě kondukce.

Snaha o zmapování teplot a tepelných toků je důležitá pro zvýšení účinnosti a životnosti TD.

Zmapování tepelných toků v TD je důležité pro:

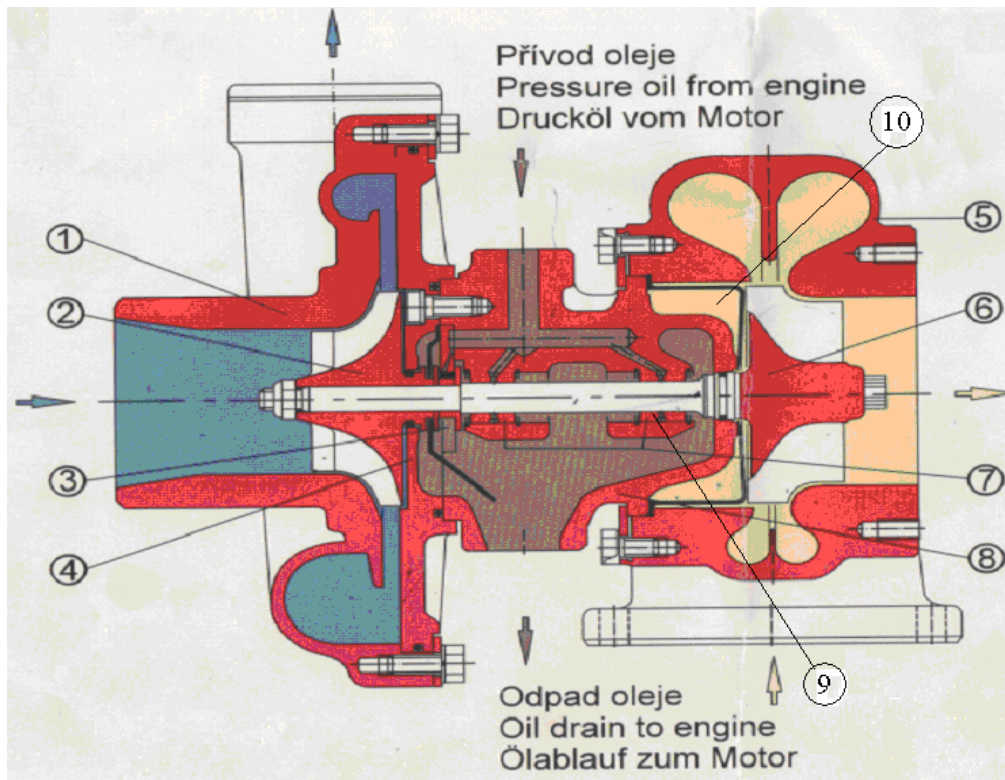
- **Zjištění škodlivých tepelných toků do kompresoru**

Teplo přenesené do komprimovaného vzduchu vedením hřídelem, dmyhadlovou skříní a radiací z turbínové skříně na dmyhadlovou skříně snižuje účinnost dmyhadla.

- **Stanovení okrajových podmínek pro následné CFD výpočty**

- **Pro optimalizaci konstrukčního řešení TD**

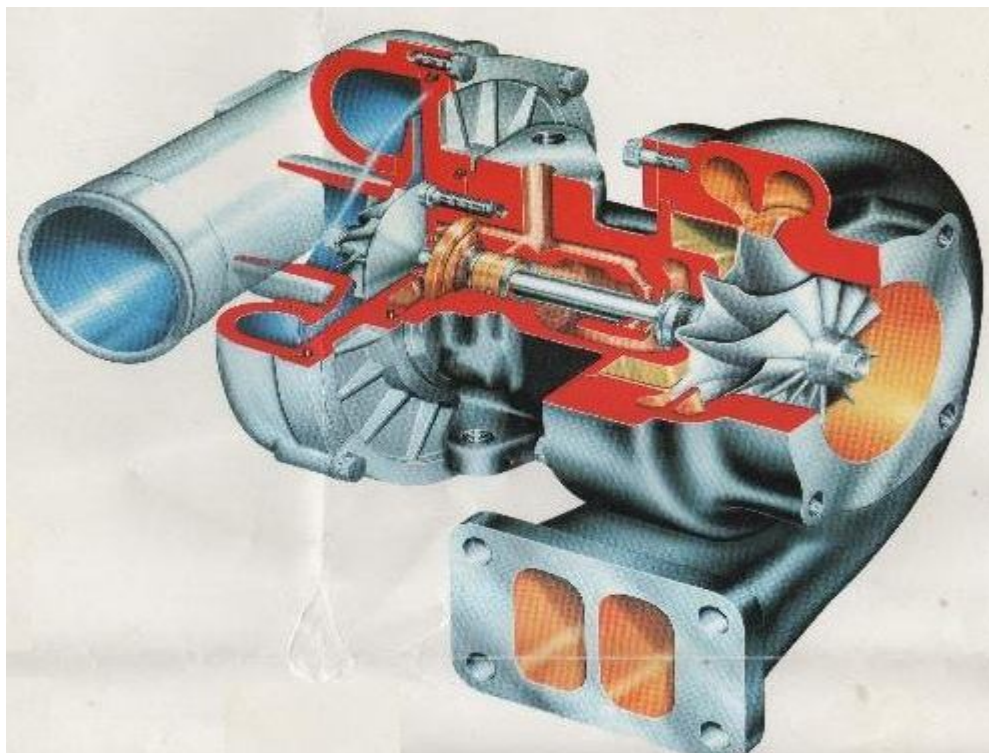
Konstrukční úpravy jsou důležité pro potlačení vlivu škodlivých tepelných toků a zvýšení účinnosti TD.



Obr. 1 Popis částí turbodmychadla

[1]

1. Dmychadlová skříň, 2. Dmychadlové kolo, 3. Axiální ložisko, 4. Zadní stěna, 5. Turbinová skříň, 6. Rotor, 7. Dmychadlové radiální ložisko, 8. Ložisková skříň, 9. Turbinové ložisko, 10. Tepelný štít



Obr. 2 Řez turbodmychadlem

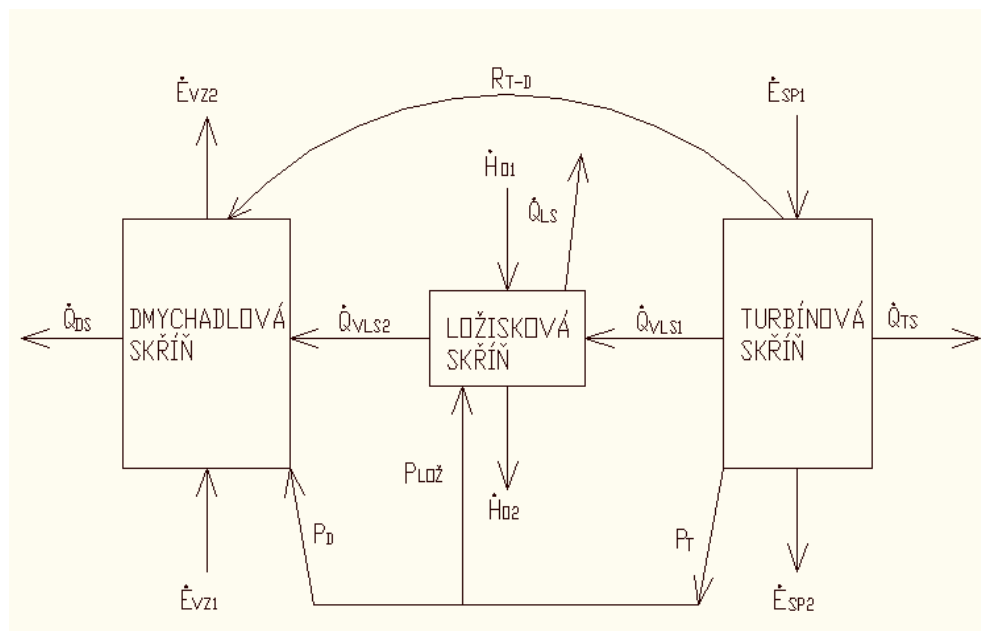
[1]

Pro tepelnou analýzu bylo zvoleno turbodmychadlo C-13 firmy ČZ Strakonice a.s. (viz obr.3). Dmychadlo je určeno pro osazení k motoru o výkonu 38-90 kW. Toto turbodmychadlo není vybaveno natáčivými statorovými lopatkami turbíny, pouze spirální turbínovou skříní. Turbodmychadlo je vybaveno obtokem turbíny tzv. „Waste gate“. Toto zařízení zajišťuje, aby nedošlo k překročení určitého tlaku vzduchu na výstupu z dmyhadla. Při dosažení tohoto tlaku se automaticky otevře obtok turbíny a část spalin proudí tímto obtokem, tj. nedochází k dalšímu nárůstu otáček turbodmyhadla, resp. tlaku za dmyhadlem. Tímto je celé TD chráněno proti překročení limitních otáček.



Obr. 3 Turbodmychadlo C- 13

[1]



Obr. 4 Schéma uvažovaných tepelných toků turbodmychadlem

Pozn. Přenos tepla radiací z turbínové skříně není uvažován z důvodu nepřímého (bočního) ozáření tohoto povrchu. Toto zjednodušení se projeví navýšením tepelného toku \dot{Q}_{VLS1} .

II. Praktická část

Výpočty i experimenty jsou prováděny pro 1 vybraný stav TD. Tento stav je jednoznačně definovaný teplotou spalin vstupujících na turbínu 700°C , hmotnostním průtokem turbinou $0,062 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a hmotnostním průtokem kompresorem $0,098 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Dále je nutno uvést, že všechny níže uvedené výpočty jsou pro uzavřený obtok turbíny, tj. veškeré spaliny expandují na turbíně.

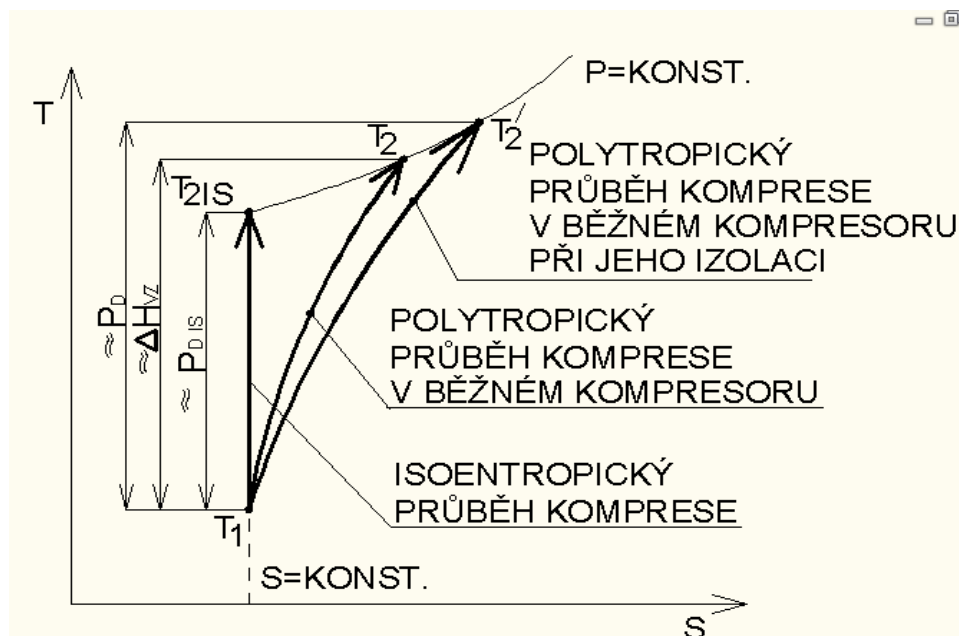
Pozn. Je velmi obtížné dosáhnout stejného průtoku vzduchu a spalin při měření ve zkušebně. Toto je rozdílné oproti skutečnému provozu TD. Provoz TD se spalovacím motorem je charakterizován stejnými hmotnostními průtoky spalin a vzduchu (zanedbáme-li hmotnost paliva přiváděného do zkomprimovaného vzduchu ve spalovacím motoru a bude-li uzavřen obtok turbíny).

Pozn. Jednoznačně definovaný stav při měření TD je nutný pro opakovatelnost měření.

A) Analýza tepelných toků v dmychadle (kompresoru)

Níže uvedená analýza komprese v dmychadle je provedena pro turbodmychadlo C-15 (obecně platí pro jakékoliv TD). Výsledky této analýzy jsou využity v sekci B pro stanovení tepelných toků v TD C-13, pro které celá tato práce vznikla)

Při jakémkoliv stlačování plynu vzniká nedokonalostí komprese nežádoucí teplo, které navyšuje příkon kompresoru. Část tohoto tepla odchází spolu s komprimovaným médiem, zbylá část prostupuje tělesem kompresoru do okolí (viz obr.5).



Obr. 5 Průběh komprese v běžném kompresoru (kompresor bez přívodu tepla z okolí)

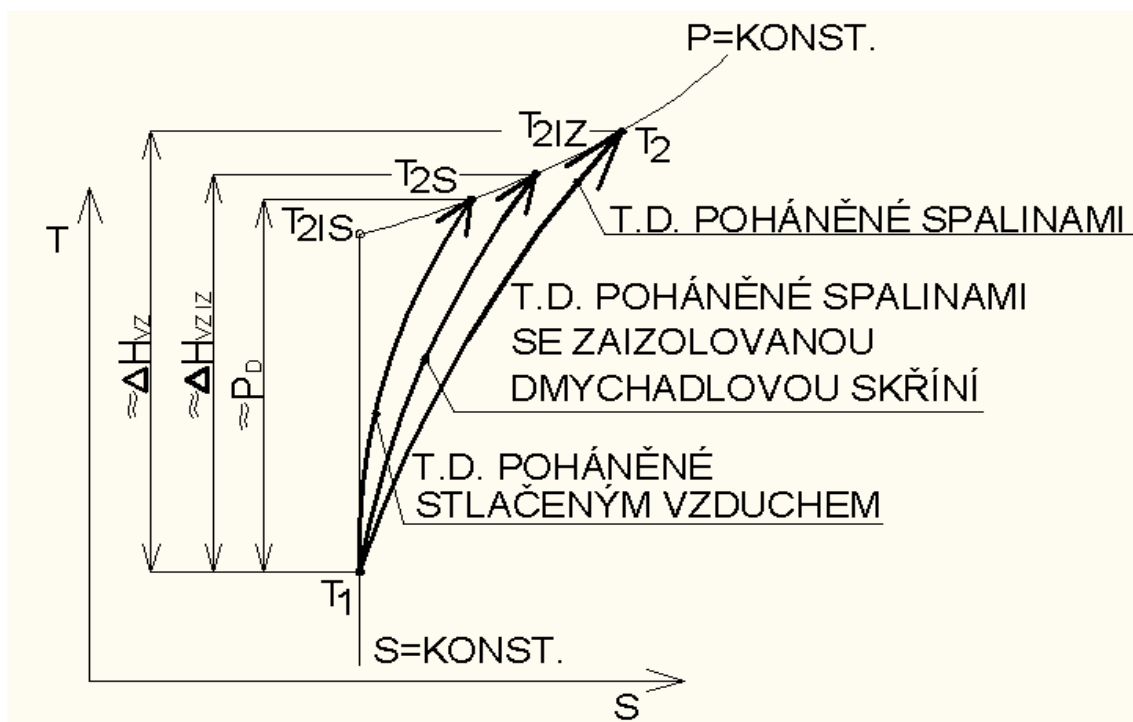
Pozn. Isoentropická komprese je nejdokonalejší způsob komprese, pomineme-li komprese, při nichž odebíráme komprimovanému médiu teplo (např. isotermická komprese a pod.).

Situace popsaná na předchozí straně nastává prakticky v každém (turbo)kompresoru poháněném elektromotorem. Isoentropická účinnost komprese je definována :

$$\eta_D = \frac{P_{DIS}}{P_D} \quad (1)$$

Kde P_{DIS} je isoentropický příkon dmyhadla, P_D je příkon dmyhadla. Tuto účinnost jsme schopni stanovit z naměřených hodnot celkových teplot a celkových tlaků komprimovaného média na vstupu a výstupu z kompresoru. Takto stanovená hodnota účinnosti je ovšem nepřesná, protože je zanedbáno teplo, které uniklo stěnami kompresoru do okolí. Z praktického hlediska předpokládám toto teplo zanedbatelné. Proto pro výpočty příkonu při pohonu dmyhadla stlačeným vzduchem je uvažováno $P_D = \Delta\dot{H}_{VZ}$.

V turbodmyhadle poháněném spaliny je situace složitější. Vedle tepla vzniklého nedokonalostí komprese (které částečně zůstává v komprimovaném vzduchu a částečně prostupuje tělesem dmyhadla do okolí) jsou zde i další parazitní tepelné toky. Tyto toky jsou přivedené hřídelem a tělesem ložiskové skříně ze spalin a dále je zde teplo přivedené radiací z turbínové skříně na dmyhadlovou skříň. Tyto parazitní tepelné toky jsou částečně odvedeny povrchem dmyhadlové skříně, částečně prostupují do komprimovaného vzduchu a tím ovlivňují průběh komprese (viz obr. 6).



Obr. 6 Průběh komprese v turbodmyhadle

Pozn. Teploty vynášené v grafu jsou teploty celkové. Úsek na čáře $S=\text{konstantní}$ odpovídá vratnému mech. výkonu, který lze isoentropickou expanzí komprimovaného vzduchu získat zpět.

Rovnice úplné bilance dmychadlové skříně (plyne z obr. 4)

$$\dot{Q}_{VLS2}^{C-15} + R_{T-D}^{C-15} + P_D^{C-15} = \Delta H_{VZ}^{C-15} + \dot{Q}_{DS}^{C-15} \quad (2)$$

Vyhodnocení měření Turbodmychadla C-15 dne 27.2.2013

Bylo měřeno turbodmychadlo C-15 geometricky podobné turbodmychadlu C-13. Turbodmychadlo C-15 je určeno pro větší výkony, tudíž má větší rozměry a průtoky jednotlivých médií. Proto budou naměřená data zatížena menší relativní nepřesností. Pro analýzu tepelných toků zvoleny otáčky 1500 Hz. Tyto otáčky jsou nejvíce podobné stavu turbodmychadla C-13 (otáčky 1450 Hz), pro který je celá tato práce vytvořena. Pro možnost zjištění tepelných toků bylo měřeno TD v několika konfiguracích (TD poháněné stlačeným vzduchem, TD poháněné spaliny a TD se zaizolovanou dmychadlovou skříní poháněné spaliny). Ve všech třech uvedených případech je olej vstupující do turbodmychadla temperován na teplotu 80°C. Níže uvedené výsledky byly následně přepočítány a použity pro turbodmychadlo C-13.

Turbodmychadlo C-15 poháněné stlačeným vzduchem

Z tohoto měření je možné usuzovat na množství energie disipované v dmychadlové skříní (při pohonu turbíny stlačeným vzduchem nejsou parazitní tepelné toky do komprimovaného vzduchu). Díky absenci parazitních tepelných proudů lze zjistit skutečný příkon dmychadla. Stanovení příkonu dmychadla je ovšem zatíženo chybou způsobenou zanedbáním odvodu tepla povrchem dmychadlové skříně. Příkon dmychadla je ve skutečnosti větší než příkon níže vypočtený, právě o velikost tepla odvedeného povrchem dmychadlové skříně do okolí.

n [Hz]	p _{1C} [Pa]	p _{2C} [Pa]	T _{2IS} [K]	T _{DS} [K]	T ₁ [K]	T ₂ [K]	m _{vz} [kg·s ⁻¹]	η _{DS} [%]
1 526	93 505	153 130	336,2	344,9	292,01	352,36	0,16538	73,24

Tab.1 Naměřená data dmychadla při pohonu turbíny stlačeným vzduchem

[1]

Disipované teplo při kompresi

Celá situace je zjednodušena tak, že je uvažován izobarický ohřev z bodu T_{2S} do bodu T₂. Při skutečné kompresi je energie disipována v celém průběhu komprese. Tento fakt je zohledněn použitím střední měrné tepelné kapacity mezi teplotami T₁ a T₂ (závislost měrné tepelné kapacity na tlaku není uvažována). Dle 2. tvaru prvního zákona termodynamiky pro isobarický ohřev platí rovnice (3). Práce a teplo však nejsou stavovými veličinami, tudíž jejich velikost závisí na cestě mezi stavy 1 a 2 (začátek a konec komprese). V tomto případě je rozdíl takto vypočteného (uvedeno níže) disipovaného tepla od hodnot získaných integrací dané polytropické přeměny -10 %. Níže uvedený postup je znatelně jednodušší. Pro účely diplomové práce budou však použity hodnoty získané integrací po dané polytropické změně.

$$\delta \dot{Q}_{DIS}^{C-15} = d\dot{H} \quad (3)$$

$$\delta \dot{Q}_{DIS}^{C-15} = \dot{m}_{VZ} \cdot \bar{c}_{pVZ} \cdot dT \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{DIS}^{C-15} = \dot{m}_{VZ} \cdot \bar{c}_{pVZ} \cdot \int_{T_{2IS}}^{T_2} dT \quad (5)$$

Pro hmotnostním průtok 1kg vzduchu platí:

$$\dot{q}_{DIS} = \bar{c}_{pVZ} \cdot \int_{T_{2IS}}^{T_2} dT \quad (6)$$

$$\dot{q}_{DIS} = 1,0698 \cdot (T_2 - T_{2IS}) \quad (7)$$

$$\dot{q}_{DIS} = 1,0698 \cdot (352,36 - 336,2) \quad (8)$$

$$\dot{q}_{DIS} = 17,287 \text{ kW} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s} \quad (9)$$

Pozn. Toto je disipované teplo, které zůstalo v komprimovaném vzduchu. Pro stanovení celkového disipovaného tepla bychom museli měřit TD se zaizolovanou dmychadlovou skříní. Vzhledem k rychlosti komprese předpokládám tento rozdíl zanedbatelný.

$$Q_{DIS}^{C-15} = \dot{m}_{VZ} \cdot \dot{q}_{DIS} = 0,16538 \cdot 17,287 = 2,859 \text{ kW}$$

Příkon dmychadla C-15 pro průtok 1 kg·s⁻¹

$$P_D^{C-15} = \int_{T_1}^{T_2} c_{pVZ} \cdot dT \quad (10)$$

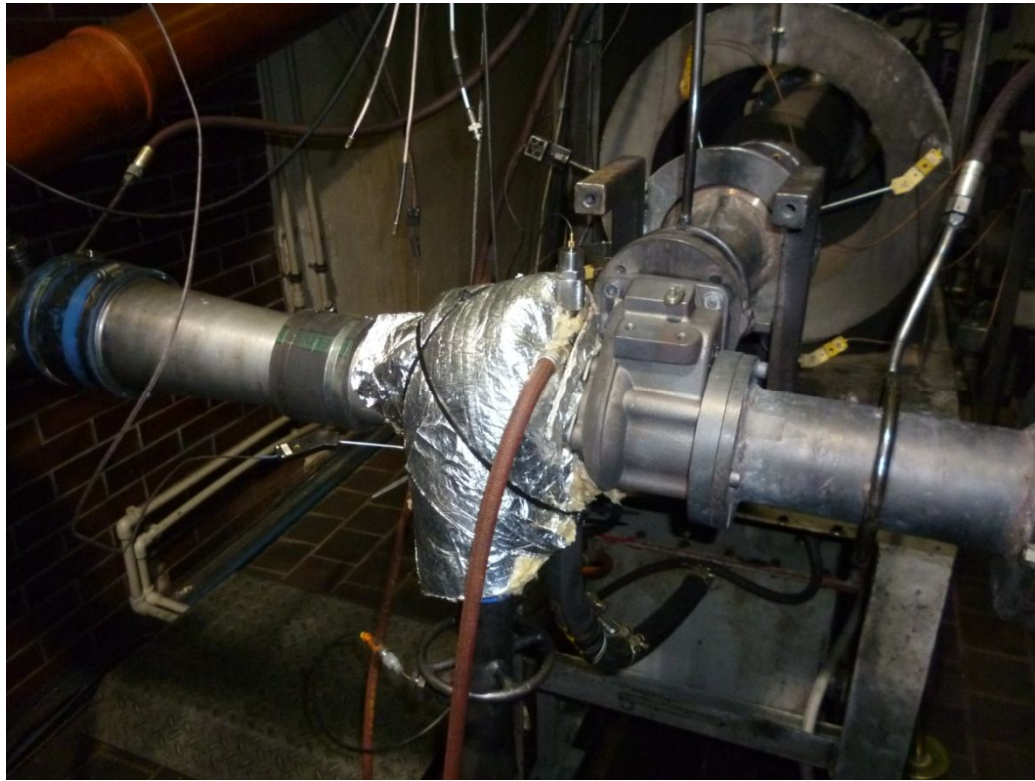
$$P_D^{C-15} \approx 64,555 \text{ kW} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s}$$

Turbodmychadlo C15 poháněné spaliny- bilance zaizolované dmychadlové skříně

V tomto případě je zamezeno ztrátám tepla povrchem dmychadlové skříně do okolí a pronikání části radičního toku z turbínové skříně (poháněné spaliny) do dmychadlové skříně.

n [Hz]	p _{1C} [Pa]	p _{2C} [Pa]	T _{2IS} [K]	T _{DS} [K]	T _{1IZ} [K]	T _{2IZ} [K]	m _{vz} [kg·s ⁻¹]	η _D [%]
1500	92 960	151 362	336,1	347,55	292,37	352,85	0,16452	72,25

Tab.2 Naměřená data dmychadla se zaizolovaným povrchem a pohonem turbíny spaliny [1]



Obr. 7 TD C-15 se zaizolovanou dmychadlovou skříní

[1]

Bilance zaizolované dmychadlové skříně

$$P_D^{C-15} + q_{VLS2}^{C-15} = \Delta \dot{h}_{VZ IZ}^{C-15} * \quad (11)$$

$$q_{VLS2}^{C-15} = \Delta \dot{h}_{VZ IZ}^{C-15} - P_D^{C-15} \quad (12)$$

$$\dot{q}_{VLS2}^{C-15} = \int_{T_{1IZ}}^{T_{2IZ}} c_p \cdot VZ \cdot dT - P_D^{C-15} \quad (13)$$

$$\dot{q}_{VLS2}^{C-15} = \int_{T_{1IZ}}^{T_{2IZ}} (0,7128 + 0,0022 \cdot T - 5 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 5 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) \cdot dT - P_D^{C-15} \quad (14)$$

$$q_{VLS2}^{C-15} = 64,709 - 64,555 \quad (15)$$

$$q_{VLS2}^{C-15} = 0,154 \text{ kW} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s}$$

Pozn. Je nutné počítat s tepelnými toky vztaženými na 1 kg, protože zde používáme hodnotu příkonu dmychadla z měření TD stlačeným vzduchem a v tomto případě protékalo dmychadlem jiné množství vzduchu než v konfiguraci „pohon spaliny-zaizolovaná dmychadlová skříní“.

Turbodmychadlo C15 poháněné spalínami

n [Hz]	p _{1C} [Pa]	p _{2C} [Pa]	T _{2IS} [K]	T _{DS} [K]	T ₁ [K]	T ₂ [K]	m _{vz} [kg·s ⁻¹]	η _D [%]
1 498,4	93 127	151 874	335,9	346,95	292,05	353,06	0,16 468	71,8

Tab.3 Naměřená data dmychadla při pohonu turbíny spalínami [1]

Bilance dmychadlové skříně

$$\dot{q}_{VLS2}^{C-15} + r_{T-D}^{C-15} + P_D^{C-15} = \dot{q}_{DS}^{C-15} + \Delta\dot{h}_{VZ}^{C-15} \quad (16)$$

$$0,154 + r_{T-D}^{C-15} + 64,555 = \dot{q}_{DS}^{C-15} + 65,272 \quad (17)$$

$$r_{T-D}^{C-15} - \dot{q}_{DS}^{C-15} = 65,272 - 64,555 - 0,154 \quad (18)$$

$$r_{T-D}^{C-15} - \dot{q}_{DS}^{C-15} = 0,563 \text{ kW} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s}$$

Poměr disipovaného tepla ku rozdílu měrných entalpickch toků komprim.vzduchu

$$K_{DIS} = \frac{\dot{q}_{DIS}}{\Delta\dot{h}_{VZ}^{C-15}} = \frac{17,287}{65,272} = 0,26485 \quad (19)$$

Poměr příkonu dmychadla ku rozdílu měrných entalpickch toků komprim.vzduchu

$$K_P = \frac{P_D}{\Delta\dot{h}_{VZ}^{C-15}} = \frac{64,555}{65,272} = 0,989 \quad (20)$$

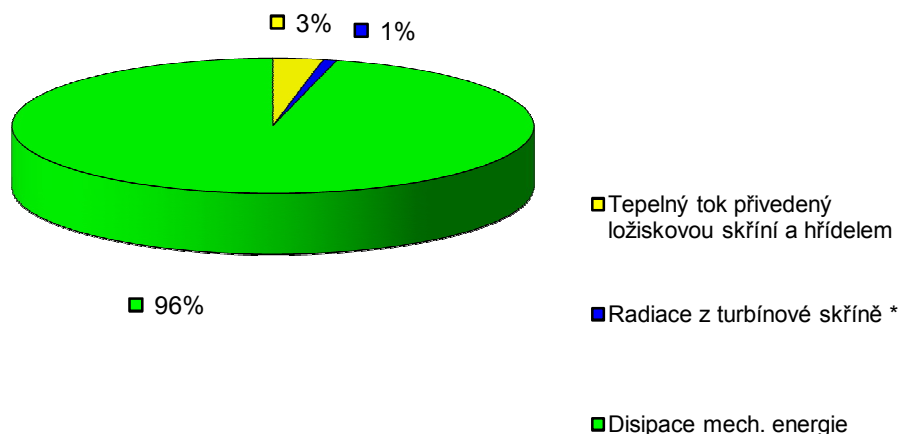
Poměr tepla přivedeného ložiskovou skříní a hřídelem do komprimovaného vzduchu ku rozdílu měrných entalpickch toků komprimovaného vzduchu.

$$K_{VLS2} = \frac{\dot{q}_{VLS2}^{C-15}}{\Delta\dot{h}_{VZ}^{C-15}} = \frac{0,154}{65,272} = 2,359 \cdot 10^{-3} \quad (21)$$

Poměr radiačního toku z turbínové skříně na dmychadlovou ku rozdílu měrných entalpickch toků komprim.vzduchu

$$K_R = \frac{r_{T-D}^{C-15}}{\Delta\dot{h}_{VZ}^{C-15}} = \frac{0,563}{65,272} = 8,625 \cdot 10^{-3} \quad (22)$$

Zdroje tepla při kompresi



Obr. 7 Zdroje tepla při kompresi v turbodmychadle. 100% grafu tvoří 1,63 kW pro TD C-13

*Jedná se o minimální hodnotu radiačního toku (při uvažování nulového odvodu tepla povrchem dmychadlové skříně viz rovnice (1)). Tato hodnota bude ještě navýšena o fakt, že při měření turbodmychadla C-15 byla teplota vstupujících spalin cca o 80°C nižší než při měření TD C-13 dne 11.10.2012

Z výše uvedených dat je patrné, že průběh komprese je pouze málo ovlivněn těmito faktory:

*Radiace z turbínové skříně

* Parazitním tepelným tokem hřídelem a ložiskovou skříní

B) Vyhodnocení tepelných toků v TD C-13

Vyhodnocení měření turbodmychadla C-13 dne 11.10.2012

DMYCHADLO					TURBINA					
m_{vz} [kg·s ⁻¹]	p_{1C} [Pa]	p_{2C} [Pa]	T_1 [K]	T_2 [K]	m_{SP} [kg·s ⁻¹]	p_{3C} [Pa]	p_{4S} [Pa]	C_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	T_3 [K]	η_{Tmech} [%]
0,09789	95950	151 389	288,3	344,9	0,062 4	187164	97 213	1210	992	51.5

Tab.4 Naměřené provozní parametry TD C-13

[1]

Rozdíl entalpických toků komprimovaného vzduchu

$$\Delta\dot{H}_{VZ} = \dot{m}_{VZ} \cdot \int_{T_1}^{T_2} cp_{VZ} \cdot dT \quad (23)$$

$$\Delta\dot{H}_{VZ} = \dot{m}_{VZ} \cdot \int_{T_1}^{T_2} (0,7128 + 0,0022 \cdot T - 5 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 5 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) \cdot dT \quad (24)$$

$$\Delta\dot{H}_{VZ} = \dot{m}_{VZ} \cdot \left[0,7128 \cdot (T_2 - T_{2IS}) + 0,0022 \cdot \frac{T_2^2 - T_{2IS}^2}{2} - 5 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T_2^3 - T_{2IS}^3}{3} + 5 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{T_2^4 - T_{2IS}^4}{4} \right] \quad (25)$$

$$\Delta\dot{H}_{VZ} = 5,910 \text{ kW}$$

Příkon dmyhadla

$$P_D = \Delta\dot{H}_{VZ} \cdot K_P = 5,910 \cdot 0,989 = 5,845 \text{ kW} \quad (26)$$

Disipovaná energie při kompresi

$$\dot{Q}_{DIS} = \Delta\dot{H}_{VZ} \cdot K_{DIS} = 5,91 \cdot 0,26485 = 1,565 \text{ kW} \quad (27)$$

Tepelný tok vedený z ložiskové skříně do prostoru dmyhadlové skříně

$$\dot{Q}_{VLS2} = \Delta\dot{H}_{VZ} \cdot K_{VLS2} = 5,91 \cdot 2,359 \cdot 10^{-3} = 0,014 \text{ kW} \quad (28)$$

Základní rovnice rovnováhy TD

Slouží pro výpočet teploty spalin po expanzi za turbínou, jelikož tato teplota se na zkušební ČZ Turbo neměří.

$$P_T = P_D + P_{LOŽ} \quad (29)$$
$$P_T - P_{LOŽ} = P_D$$

Ztrátový výkon ložiskového uložení $P_{LOŽ}$ se vyhodnocuje společně s výkonem turbíny P_T . Ztrátový výkon ložiskového uložení je zahrnut v účinnosti $\eta_{T,mech}$ (účinnost turbíny včetně mechanických ztrát ložisek) viz rovnice níže.

$$\eta_{T,mech} \cdot \Delta\dot{H}_{SP} = P_D \quad (30)$$

$$\eta_{T,mech} \cdot \dot{m}_{SP} \cdot \overline{cp}_{SP} \cdot \int_{T_3}^{T_{4S}} dT = P_D \quad (31)$$

Po integraci dostaneme vztah:

$$\eta_{T,mech} \cdot \dot{m}_{sp} \cdot \overline{cp}_{SP} \cdot (T_{4S} - T_3) = P_D \quad (32)$$

$$T_{4S} = \frac{P_D}{\eta_{T,mech} \cdot \dot{m}_{SP} \cdot \overline{cp}_{SP}} + T_3 \quad (33)$$

$$T_{4S} = \frac{-5,845}{0,515 \cdot 0,0624 \cdot 1,21} + 992 \quad (34)$$

$$T_{4S} = 841,7 \text{ K}$$

Pozn. Z důvodu vyjádření střední měrné tepelné kapacity spalin není nutné ve výpočtu teploty iterovat. V případě přesnějšího vyjádření měrné tepelné kapacity spalin ve formě polynomu (a nemožnosti určení střední tepelné kapacity z důvodu neznámé teploty po expanzi) je nutné řešit teplotu T_{4S} iteračně, např. použitím funkce SOLVER (ŘEŠITEL) v programu MS Excel.

Rozdíl entalpických toků spalin

$$\Delta\dot{H}_{SP} = \dot{m}_{SP} \cdot \overline{cp}_{SP} \cdot \int_{T_3}^{T_{4IE}} dT \quad (35)$$

$$\Delta\dot{H}_{SP} = \dot{m}_{SP} \cdot \overline{cp}_{SP} \cdot (T_{4IE} - T_3) \quad (36)$$

$$\Delta\dot{H}_{SP} = 0,0624 \cdot 1,21 \cdot (841,7 - 992) \quad (37)$$

$$\Delta\dot{H}_{SP} = -11,348 \text{ kW}$$

Výkon turbíny

$$P_T = \eta_{TIE} \cdot \Delta\dot{H}_{SP} \quad (38)$$

$$P_T = 0,54 \cdot (-11,348) \quad (39)$$

$$P_T = -6,128 \text{ kW}$$

Ztrátový výkon ložiskového uložení

$$P_T + P_{LOŽ} + P_D = 0 \quad (40)$$

$$P_{LOŽ} = -P_T - P_D \quad (41)$$

$$P_{LOŽ} = -(-6,128) - 5,845 \quad (42)$$

$$P_{LOŽ} = 0,283 \text{ kW}$$

Tepelný tok jdoucí ze spalin do tělesa turbodmychadla

Druhý tvar I. zákona termodynamiky pro otevřenou soustavu (rychlosti jsou zohledněny při měření teploty (dynamická teplota), kinetická energie spalin je uvažována v entalpii spalin).

$$\dot{Q}_S = |\Delta\dot{H}_{SP}| - |P_T| \quad (43)$$

$$\dot{Q}_S = |-11,348| - |6,128| \quad (44)$$

$$\dot{Q}_S = 5,22 \text{ kW}$$

Celkový tepelný tok odváděný povrchem turbodmychadla

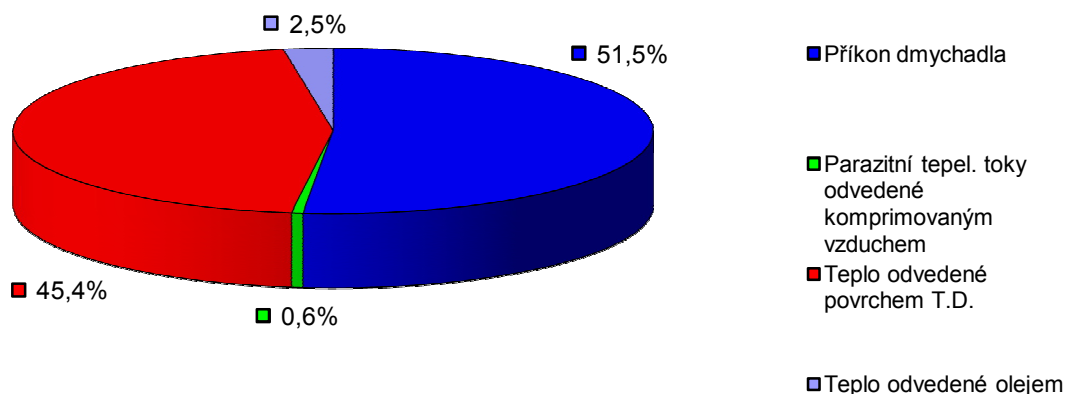
$$\dot{Q}_P + \Delta\dot{H}_{SP} + \Delta\dot{H}_{VZ} + \dot{Q}_O = 0 \quad (45)$$

$$\dot{Q}_P = -\Delta\dot{H}_{SP} - \Delta\dot{H}_{VZ} - \dot{Q}_O \quad (46)$$

$$\dot{Q}_P = -(-11,348) - 5,910 - \dot{Q}_O$$

Tepelný tok odváděný olejem nebyl zatím měřen. Teplo vniká do oleje přestupem z teplejší ložiskové skříně, dále pak disipací mechanické energie v ložiskách. Pro první přiblížení tepelných toků je možné uvažovat množství tepla odvedené olejem rovné ztrátovému výkonu ložiskového uložení ($\dot{Q}_O \approx P_{LOŽ}$). Celkové rozdělení v TD pak ukazuje obr. 8.

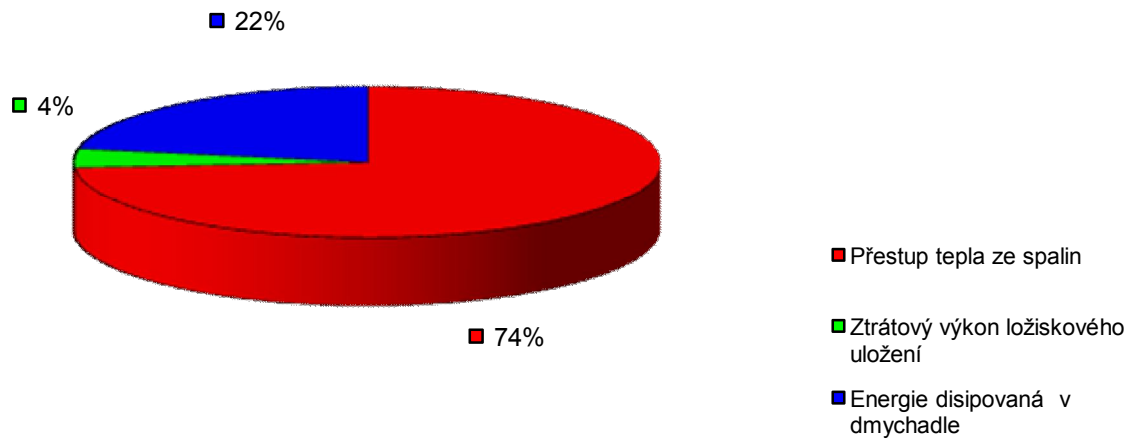
Rozdělení energie odebrané spalínám v TD ($\Sigma=11,348\text{kW}$)



Obr. 8 Přibližné rozdělení energie odebrané spalínám v TD

Pozn. Součet příkonu dmychadla a parazitních tepelných toků je energie, které je odvedena komprimovaným vzduchem. Zbylá část energie je odvedena olejem či povrchem TD do okolí (konvekcí, kondukcí a radiací).

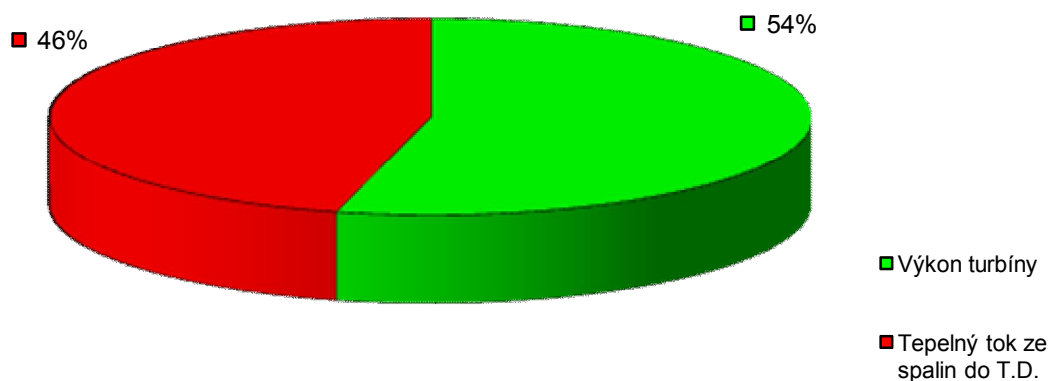
Podíl jednotlivých zdrojů tepla v TD ($\Sigma=7,068\text{kW}$)



Obr. 9 Podíl jednotlivých zdrojů tepla v TD

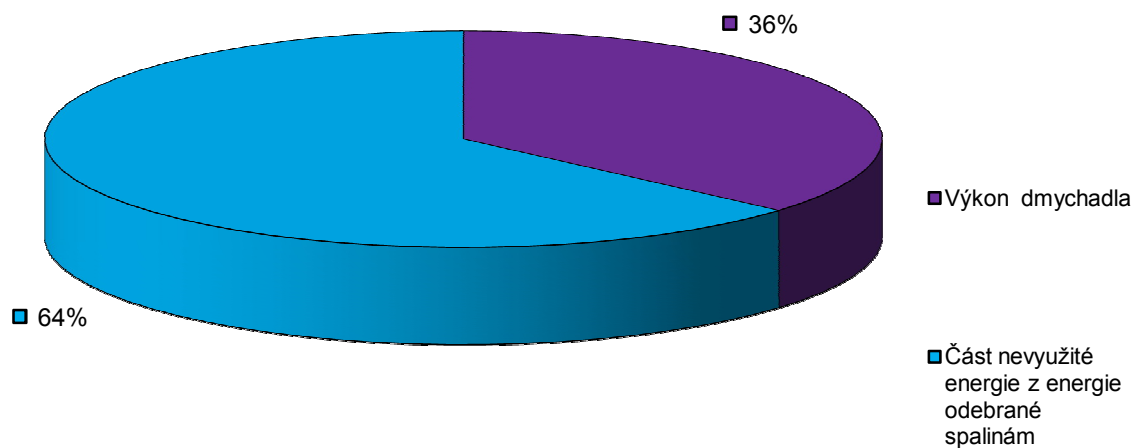
Z obr.9 je patrný největší podíl tepla přestupujícího do tělesa TD ze spalin. Toto teplo činí asi 46% energie odebrané spalinám viz obr.10.

Podíl výkonu turbíny v energii odebrané spalinám ($\Sigma=11,348\text{kW}$)



Obr. 10 Zužitkování energie spalin turbínou v TD

Podíl výkonu dmyhadla v energii odebrané spalinám ($\Sigma=11,348$ kW)



Obr. 11 Zúžitkování energie spalin v TD

Pozn. Výkonem dmyhadla je myšlena isoentropická komprese. Výkon dmyhadla je 70,8% z jeho příkonu. Částí nevyužitá energie odebraná spalinám je myšlena energie spalin snížena o výkon kompresoru (všimněte si, že součet obou částí grafu dává energii odebranou spalinám).

Závěr

Podářilo se splnit stanovený cíl-určení veškerých možných tepelných toků tělesem TD s ohledem na dosud dostupná experimentální data. Zbývá stanovit trojici tepelných toků, které nebylo možné z dosud dostupných dat stanovit. Ukázalo se, že účinnost komprese je nejvíce ovlivněna disipací mechanické energie, nikoliv parazitními tepelnými toky. Pro vyčíslení dalších tepelných toků (např. zpřesněné hodnoty tepla odváděného olejem, odvod tepla povrchy jednotlivých skříní) bude nutné provést další experimenty. Navrhuji provést následující měření pro turbodmychadlo C-13:

1) **Měření teploty oleje na vstupu a výstupu z TD** pro upřesnění tepelného toku odváděného olejem.

2) Doporučuji změřit **průběh komprese v TD C-13 poháněného stlačeným vzduchem**, dále pak konfiguraci **se zaizolovanou dmychadlovou skříní-pohon spalínami**, a nakonec **stav se zaizolovanou dmychadlovou skříní-pohon stlačeným vzduchem**. Poslední zmíněný stav je důležitý pro odhad tepla odváděného dmychadlovou skříní (zda je toto teplo možné zanedbat či nikoliv. Teploty skříně při pohonu TD stlačeným vzduchem jsou velmi podobné teplotám skříně při pohonu spalínami, tudíž budou shodné i tepelné toky odváděné povrchem). Tato měření doporučuji proto, aby nebylo nutné přepočítávat naměřené parametry komprese z měření TD C-15.

3) Po vyhodnocení výše doporučených měření zbývají neznámé tři tepelné toky- \dot{Q}_{LS} , \dot{Q}_{TS} a \dot{Q}_{VLS1} . Tyto toky není možné stanovit dopočtem z bilančních rovnic dmychadlové skříně, turbínové skříně a celkové bilance TD protože bilanční rovnice jsou lineárně závislé. Proto navrhuji provést měření buďto se zaizolovanou ložiskovou skříní nebo se zaizolovanou turbínovou skříní. Toto měření již umožní dopočítat výše uvedené tři neznámé.

Seznam použitých symbolů

η_D	Isoentropická účinnost komprese v dmychadle	[-]
η_{TIE}	Isoentropická účinnost expanze v turbíně	[-]
η_{Tmech}	Účinnost turbíny vč. mech. ztrát ložisek	[-]
P_{DIS}	Isoentropický příkon dmyhadla	[kW]
P_D	Příkon dmyhadla	[kW]
P_{TIS}	Isoentropický výkon turbíny	[kW]
P_T	Výkon turbíny	[kW]
$P_{LOŽ}$	Ztrátový výkon ložiskového uložení	[kW]
\dot{m}_{VZ}	Hmotnostní tok komprimovaného vzduchu dmychadlem	[kg·s ⁻¹]
\bar{c}_{pVZ}	Střední měrná tepelná kapacita vzduchu mezi teplotami T_1 a T_2	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
c_{pVZ}	Měrná tepelná kapacita vzduchu	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
\bar{c}_{pSP}	Střední měrná tepelná kapacita spalin mezi teplotami T_3 a T_{4S}	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
\dot{m}_{SP}	Hmotnostní tok spalin turbínou	[kg·s ⁻¹]
T_1	Teplota vzduchu vstupujícího do dmyhadla	[K]
T_2	Teplota vzduchu vystupujícího z dmyhadla	[K]
T_{2IS}	Teplota vzduchu vystupujícího z dmyhadla po isoentropické kompresi	[K]
T_{2S}	Teplota vzduchu po kompresi (pohon turbíny studeným stlačeným vzduchem)	[K]
T_3	Teplota spalin vstupujících do turbíny	[K]
T_{4S}	Teplota spalin vystupujících z turbíny po isotermické kompresi	[K]
$\Delta\dot{H}_{VZ}$	Rozdíl entalpických toků vystupujících a vstupujících z TD	[kW]
$\Delta\dot{H}_{SP}$	Rozdíl entalpických toků vstupujících a vystupujících z TD	[kW]
T_{2IZ}	Teplota vzduchu po kompresi (měření se zaizolovanou dmyhadlovou skříní)	[K]
R_{T-D}	Radiační tepelný tok z turbínové skříně na dmyhadlovou skřín	[kW]
\dot{Q}_{DS}	Tepelný tok z povrchu dmyhadlové skříně do okolí	[kW]
\dot{Q}_{LS}	Tepelný tok z povrchu ložiskové skříně do okolí	[kW]
\dot{Q}_{TS}	Tepelný tok z povrchu turb. skříně do okolí (mimo radiace Turbína-dmychadlo)	[kW]
\dot{Q}_{VLS1}	Tepelný do ložiskové skříně z prostoru turbínové skříně	[kW]
\dot{Q}_{VLS2}	Tepelný tok ložiskovou skříní a hřídelem do prostoru dmyhadlové skříně	[kW]
\dot{Q}_S	Tepelný tok jdoucí ze spalin do turbínové skříně	[kW]
\dot{Q}_P	Celkový tepelný tok jdoucí povrchem TD do okolí (vč. radiace, nezahrnuje však radiaci mezi povrch dmyhadlovou a turbínovou skříní)	[kW]
P_{1C}	Celkový tlak vzduchu vstupujícího do TD	[Pa]
P_{2C}	Celkový tlak vzduchu vystupujícího z TD	[Pa]
\dot{E}_{VZ1}	Tok energie vzduchu vstupujícího do dmyhadlové skříně	[kW]
\dot{E}_{VZ2}	Tok energie vzduchu vystupujícího z dmyhadlové skříně	[kW]
T_{DS}	Teplota povrchu dmyhadlové skříně	[K]

\dot{H}_{O1}	Entalpický tok oleje vstupujícího do TD	[kW]
\dot{H}_{O2}	Entalpický tok oleje vystupujícího z TD	[kW]
\dot{E}_{SP1}	Tok energie spalin vstupujících do turbínové skříně	[kW]
\dot{E}_{SP2}	Tok energie spalin vystupujících z turbínové skříně	[kW]

Pozn. Indexy C-15 u jednotlivých veličin znamenají příslušnost dané veličiny k turbodmychadlu C-15

Pozn. Dolní index „IZ“ uvedený u některých veličin značí stav turbodmychadla poháněného spalinami se zaizolovanou dmychadlovou skříní

Seznam použitých zdrojů

[1] Podklady poskytnuté firmou ČZ Strakonice a.s. divize turbo.

[2] Měrná tepelná kapacita vzduchu [online] Dostupné z:
<http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/38-fyzikalni-hodnoty-pro-suchy-vzduch-pri-tlaku-100-kpa>