

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: ESZN Stavba energetických strojů a zařízení

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Analýza transformace leteckého turbokompresorového motoru TV3-117  
na energetickou jednotku

Autor: **Martin LÖFLER**

Vedoucí práce: **Dr. Ing. Jaroslav SYNÁČ**

Akademický rok 2016/2017

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin LÖFLER**  
Osobní číslo: **S15N0059P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**  
Název tématu: **Analýza transformace leteckého turbokompresorového motoru TV3-117 na energetickou jednotku**  
Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte za úkol:

1. Vypracovat úvod diplomové práce.
2. Porovnat podmínky provozu leteckých turbokompresorových motorů a spalovacích turbín.
3. Posoudit stav turbokompresorového motoru TV3-117 s využitím dostupných diagnostických prostředků.
4. Navrhnout transformaci turbokompresorového motoru TV3-117 na energetickou jednotku.
5. Posoudit ekonomickou efektivnost transformace vybraného motoru na energetickou jednotku.
6. Vypracovat závěr diplomové práce.

Rozsah grafických prací: **proj. dokumentace (P&ID, konstrukční výkresy navrhovaných částí aj.)**

Rozsah kvalifikační práce: **50 - 70 stran**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- **Hocko M.: Transformace leteckých lopatkových motorů na spalovací turbíny, ZČU v Plzni, 2012**
- **Šťastný M.: Paroplynová zařízení pro elektrárny a teplárny, ČVUT, Praha, 1993**
- **Hocko M.: Úvod do konstrukcie motora TV3-117, Vojenská stredná škola letecká, Košice, 1998, 95 s.**
- **HOCKO M.: Motor TV3-117, Vojenská stredná škola letecká Košice, 2002, 169 s.**

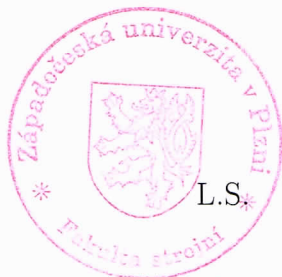
Vedoucí diplomové práce: **Dr. Ing. Jaroslav Synáč**  
Katedra energetických strojů a zařízení


Konzultant diplomové práce: **Ing. Marián Hocko, Ph.D.**  
TU Košice

Datum zadání diplomové práce: **17. října 2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**

  
Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



  
Dr. Ing. Jaroslav Synáč  
vedoucí katedry

V Plzni dne 3. října 2016

## Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne: 31.5.2017

  
.....  
podpis autora



## **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval panu Ing. Mariánu Hockovi, Ph.D za poskytnuté konzultace a podporu. Poděkování patří také společnosti LOM Praha, s.p. za poskytnutí exkurze do výroby a podkladů. Jmenovitě bych chtěl poděkovat panu Jiřímu Odstrčilovi ze zmíněné společnosti za odbornou konzultaci.

# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Löfler	Jméno Martin	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	ESZN „Stavba energetických strojů a zařízení“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Dr. Ing. Synáč	Jméno Jaroslav	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Analýza transformace leteckého turbokompresorového motoru TV3-117 na energetickou jednotku		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	123	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	100	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	23
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Práce se zabývá leteckým turbokompresorovým turbodídelovým motorem TV3-117. Pojednává o možnostech jeho přestavby na energetickou jednotku. V práci jsou shrnuty příklady aplikací aeroderivatívních spalovacích turbín a vypsány rozdíly mezi provozem leteckých motorů a spalovacích turbín. Dále je v této práci popsána konstrukce motoru TV3-117 a možnosti jeho diagnostikování. V hlavní části práce je popsán návrh výroby energetické jednotky ze zmíněného motoru. Součástí návrhu bylo vytvoření např. P&amp;ID, dispozičního rozmístění a konstrukčních výkresů. V závěrečné fázi bylo vytvořeno ekonomické zhodnocení..</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>letecký motor, turbokompresorový motor, spalovací turbína, kogenerační jednotka, energetika, TV3-117</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Löfler	Name Martin	
<b>FIELD OF STUDY</b>	ESZN „Design of Power Machines and Equipment”		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Dr. Ing. Synáč	Name Jaroslav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU – FST – KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<del><b>BACHELOR</b></del>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Analysis of a conversion the aircraft turbocompressor engine TV3-117 to a power unit		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Power System Engineering	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	123	<b>TEXT PART</b>	100	<b>GRAPHICAL PART</b>	23
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	<p>This thesis is aimed at aircraft turbocompressor turboshaft engine TV3-117. It is about the conversion of this engine to a power unit. In the thesis, aeroderivative gas turbines used in the world are mentioned. Differences between aircraft engines and stationary gas turbines are mentioned. A description of an engine design and its diagnostics is created. The conversion to the power unit is designed in a main part including P&amp;ID, Layouts and design drawings. An economic appreciation is described in the last part.</p>
<b>KEY WORDS</b>	aircraft engine, turbocompressor engine, gas turbine, cogeneration unit, power system. TV3-117

## Obsah

Seznam zkratk .....	10
1 Úvod .....	12
2 Porovnání podmínek provozu leteckých turbokompresorových motorů a spalovacích turbín .....	14
2.1 Použití transformovaných leteckých motorů ve světě.....	14
2.2 Pracovní režimy.....	16
2.3 Teplota a tlak okolního prostředí .....	17
2.4 Palivo.....	18
2.5 Hmotnost jednotlivých částí.....	19
2.6 Systém kontroly a řízení.....	19
3 Posouzení stavu turbokompresorového motoru TV3-117 s využitím dostupných diagnostických prostředků.....	21
3.1 Zjednodušený popis motoru TV3-117 .....	21
3.1.1 Základní popis .....	21
3.1.2 Základní technické údaje.....	21
3.1.3 Základní provozní omezení .....	21
3.1.4 Provozní režimy motoru.....	23
3.1.5 Charakteristiky motoru.....	25
3.1.6 Škrťící charakteristika.....	25
3.1.7 Výšková charakteristika .....	26
3.1.8 Teplotní charakteristika.....	27
3.1.9 Konstrukce motoru .....	27
3.1.10 Vstupní ústrojí.....	30
3.1.11 Kompresor .....	31
3.1.12 Těleso prvního ložiska .....	33
3.1.13 Těleso druhého ložiska .....	34
3.1.14 Mechanismus natáčení usměrňovacích lopatek kompresoru .....	36
3.1.15 Odpouštěcí ventily vzduchu .....	36
3.1.16 Spalovací komora .....	36
3.1.17 Plynová turbína kompresoru .....	38
3.1.18 Volná plynová turbína .....	40
3.1.19 Výstupní soustava .....	42
3.1.20 Soustava pohonů agregátů.....	43
3.1.21 Čerpadlo-regulátor NR-3A.....	45
3.1.22 Kontrolní otvory.....	45
3.1.23 Soustava kontroly motoru .....	46
3.1.24 Otáčky rotoru turbokompresoru .....	47
3.1.25 Otáčky rotoru volné plynové turbíny .....	47
3.1.26 Teplota plynů před plynovou turbínou.....	47
3.1.27 Teplota oleje na výstupu z motoru .....	47
3.1.28 Vibrace tělesa motoru.....	48
3.1.29 Tlak paliva a oleje .....	48

3.1.30	Režim motoru.....	48
3.2	Diagnostika.....	49
3.2.1	Diagnostika kontrolou termodynamických parametrů.....	49
3.2.2	Vizuální diagnostika.....	52
3.2.3	Tribodiagnostika.....	53
3.2.4	Vibrodiagnostika.....	53
3.2.5	Diagnostika pro pozemní použití.....	54
4	Návrh transformace turbokompresorového motoru TV3-117 na energetickou jednotku	55
4.1	Základní návrh transformace motoru TV3-117 na energetickou jednotku.....	56
4.1.1	Úpravy motoru TV3-117.....	56
4.1.2	Elektrický generátor.....	58
4.1.3	Převodovka.....	59
4.1.4	Uložení motoru.....	60
4.1.5	Tepelný výměník.....	66
4.1.6	Obtok tepelného výměníku.....	75
4.1.7	Protinámrazový ohřívák nasávaného vzduchu.....	76
4.1.8	Zásobování palivem.....	77
4.1.9	Elektromechanický převodník ovládaní motoru.....	78
4.1.10	Nadřazený řídicí systém DCS.....	79
4.1.11	Popis P&ID schématu.....	82
4.1.12	Dispoziční návrh rámcí v transportním kontejneru.....	83
4.2	Rámcový návrh energetické jednotky spalující zemní plyn.....	87
4.3	Rámcový návrh kombinovaného cyklu.....	89
5	Posouzení ekonomické efektivity transformace motoru TV3-117 na energetickou jednotku.....	92
5.1	Zjednodušený rozpočet.....	92
5.2	Porovnání s cenou zakoupené energetické jednotky na klíč.....	93
5.3	Odhad rentability výroby elektrické energie.....	93
5.4	Odhad rentability výroby elektrické energie kombinovaným cyklem.....	94
6	Závěr.....	95
7	Seznam použitých zdrojů.....	98
	Seznam obrázků.....	101
	Seznam tabulek.....	103
	Seznam příloh.....	104

## Seznam zkratek

Zkratka	popis/název veličiny	jednotka
$A_5$	průřez výstupní dýzy	$[m^3]$
$n_r$	reduované otáčky	$[min^{-1}]$
$n$	skutečné otáčky	$[min^{-1}]$
$n_{vpt}$	otáčky volné plynové turbíny	$[min^{-1}]$
$T$	absolutní teplota	$[K]$
$t$	teplota	$[^{\circ}C]$
$\dot{m}_r$	reduovaný hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
$G_v$	hmotnostní průtok vzduchu	$[kg \cdot s^{-1}]$
$p$	tlak	$[Pa]$
$\dot{m}_{pv}$	spotřeba paliva	$[kg \cdot s^{-1}]$
$c_r$	měrná spotřeba paliva	$[kg \cdot kW^{-1}h^{-1}]$
$c_m$	měrná spotřeba paliva	$[kg \cdot kW^{-1}h^{-1}]$
$\eta_{td}$	termodynamická účinnost	$[-]$
$\eta_m$	mechanická účinnost	$[-]$
$d$	vnitřní průměr	$[mm]$
$D$	vnější průměr	$[mm]$
$DN$	jmenovitá světlost potrubí (vnitřní průměr)	$[mm]$
$F$	síla, reakce	$[N]$
$R$	síla, reakce	$[N]$
$M_k$	kroučící moment	$[Nm]$
$\sigma_D$	dovolené napětí	$[MPa]$
$\sigma_{red}$	reduované napětí	$[MPa]$
$W_k$	průřezový modul v krutu	$[mm^{-3}]$
$W_o$	průřezový modul v ohybu	$[mm^{-3}]$
$\rho$	hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
$v$	rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
$\tau$	čas	$[s]$
$\Delta$	změna příslušné veličiny	

Jednotky v tomto seznamu jsou pouze obecné. Jejich konkrétní aplikace jsou vždy popsány včetně názvu a rozměru v příslušných kapitolách pro které jsou platné.

<u>Zkratka</u>	<u>popis/název</u>
by-pass.....	obtok
EMP.....	elektro mechanický převodník
DCS .....	zkratka anglického výrazu „Distributed Control System“, tedy nadřazený řídicí systém.
(D x Š x V) .....	popis vnějších rozměrů (Délka x Šířka x Výška)
GEN.....	generátor elektrického napětí
HRSG .....	zkratka anglického výrazu „Heat Recovery Steam Generator“, tedy spaliový kotel pro výrobu páry.
IGV .....	zkratka anglického výrazu „Inlet Guide Vane“, tato zkratka je používána ve spojení s regulací spalovacích turbín pomocí variabilní geometrie vstupních rozváděcích lopatek kompresoru.
KKS.....	zkratka německého výrazu „Kraftwerk Kennzeichen System“. Jedná se o standardizovaný systém kódování energetických zařízení
NATO.....	zkratka anglického výrazu „North Atlantic Treaty Organization“
NR-3A .....	označení čerpadla-regulátoru motoru TV3-117.
P&ID .....	zkratka anglického výrazu „Piping and Instrumentation Diagram“, tedy schéma potrubních tras a měření.
PT .....	parní turbína
TIT.....	zkratka anglického výrazu „Turbine Inlet Temperature“, tato zkratka je používána ve spojení s regulací spalovacích turbín pomocí teploty před turbínou
TUV.....	teplá užitková voda
TV3-117 .....	označení leteckého turbokompresorového motoru ruské výroby používaném mimo jiné ve vrtulnicích Mil Mi-17/171Š a Mi-24

Význam použitých zkratk je také vždy popsán v místě, kde je zkratka aplikována. V textu není použito odkazování pomocí zkratk. Pokud se v textu vyskytují zde, nebo v textu nepopsané zkratky, jedná se o přímé označení přístroje výrobcem. Pomocí tohoto označení je možné daný přístroj přímo dohledat, buďto na internetu nebo fyzicky u případného distributora.

## 1 Úvod

V dnešní době, kdy se klade stále větší důraz na ekologii energetických zdrojů, je zapotřebí vedle solárních a větrných zdrojů využít k výrobě elektrické energie i ta zařízení, která by skončila jako šrot, neboť je třeba uvažovat komplexně a nehodnotit pouze emise škodlivin a účinnost přeměny energie, ale brát v úvahu i zdroje spotřebované při výrobě těchto zařízení.

Využitím zařízení, která nemají vyčerpaný technický život do té takové míry, aby jejich rekonstrukce byla podobně nákladná jako výroba nového zařízení, by bylo možné ušetřit nemalé množství přírodních zdrojů.

Z propojení výše uvedených úvah se nabízí možnost využít potenciálu vyřazených leteckých motorů, které z důvodů bezpečnosti již nesmí být v letadlech provozovány, a za běžných okolností by byly sešrotovány, ale technický život většiny jejich částí není zcela vyčerpan. Pokud se takové motory vhodně zkombinují s nově navrženými technologiemi tak, aby nebylo nutné příliš zasahovat do původní konstrukce, je nasnadě myšlenka o vzniku zařízení pro energetické účely s minimálními investičními náklady, které pomáhají šetřit životní prostředí.

Vzhledem k možnému výskytu závad u konkrétních jednotlivých leteckých motorů, lze předpokládat, že je výhodnější zabývat se transformací typu motoru, kterých je k dispozici více kusů, a navíc z jednoho zdroje. Tyto podmínky splňují motory vojenské, neboť u nich lze předpokládat současné vyřazení více než jednoho kusu stejného typu motoru. Oproti tomu letecké motory využívané pro komerční nebo soukromé účely vzhledem k množství typů používaných letadel a tím pádem i motorů a vzhledem k různé životnosti podmínku více kusů z jednoho zdroje pravděpodobně nesplní.

Vzhledem ke snaze vykonávat při transformaci leteckého motoru minimum konstrukčních úprav, je vhodné uvažovat s motory tzv. turbohřídelovými nebo turbovrtulovými, které mají výkonovou turbínu a výstupní výkonový hřídel. Motory proudové výkonovou turbínu a výstupní hřídel nemají, a proto by jejich případná transformace byla oproti motorům turbohřídelovým a turbovrtulovým nákladnější.

Na základě veřejně dostupných informací v současné době (k 1.1.2016) Armáda ČR disponuje 17 kusy bojových vrtulníků Mi-24 a Mi-35 (turbohřídelové motory TV3-117), 35 kusy Mi-8, Mi-17, Mi-171Š a W-3A Sokol (turbohřídelové motory TV2-117, TV3-117 a TWD-10W) a 17 kusy dopravních a pozorovacích letounů L-410 (turbovrtulový motor Turbolet M601E), Jak-40 (proudový motor AI-25), CL-601 Challenger (proudový motor GE CF-34-3A), A-319 CJ (proudový motor) a CASA C-295M (turbovrtulový motor Pratt & Whitney – PW127G). [1]

Pro transformaci tedy přichází v úvahu 35 kusů Mi-8, Mi-17, Mi-171Š a W-3A Sokol. Dle informací dostupných na [2], by ze zmíněných 35 kusů mělo být max. 10 vrtulníků W3A Sokol s motory TWD-10W a 4 vrtulníky Mi-8 s motory TV2-117. Dále by mělo být zmodernizováno 7 kusů vrtulníku Mi-171Š, díky čemuž se jim prodlouží technická životnost. Zbýlých 14 vrtulníků by mělo být tedy v zastoupení Mi-17 nebo Mi-171Š s motory TV3-117, u kterých je pravděpodobné jejich vyřazení z provozu.

Co se týče motorů letadel, z těchto přichází v úvahu pouze 8 kusů letounů L-410 s motory Turbolet M601E (ostatní mají buďto proudové motory anebo mají dostatečnou zásobu technického života).

Vrtulníky Mil Mi-17 a Mil Mi-24 využívá Armáda ČR či některé letecké záchranné jednotky a blíží se doba, kdy bude jejich technický život, stanovený pro bezpečný letecký provoz,



vyčerpán. Zároveň je v rámci Koncepce výstavby Armády České republiky 2025<sup>1</sup> plánováno nahrazení 17 kusů vrtulníků Mil Mi-24 12 kusy moderních víceúčelových vrtulníků, a to do roku 2021. Dále dle [3] nelze vyloučit předčasné nahrazení (před uplynutím technické životnosti) vrtulníků Mi-17 jinými vrtulníky z důvodu snížení závislosti na Ruské federaci. [2] [4]

Z výše uvedeného je pro tuto práci o analýze transformaci leteckého motoru na energetické účely vybrán letecký turbohřídelový motor TV3-117, který slouží jako jedna ze dvou hlavních pohonných jednotek vrtulníků Mil Mi-17/171Š a Mil Mi-24.



Obr. 1.1 – Vrtulník Mi-17<sup>2</sup>



Obr. 1.2 – Vrtulník Mi-24<sup>3</sup>

Vhodnost výběru motoru TV3-117 k analýze transformace na energetickou jednotku je tedy dle výše zmíněného odůvodněna jednak tím, že by tyto motory mohli být v následujících několika letech na území České republiky dostupné k odkoupení do soukromého vlastnictví za přijatelnou cenu, jednak i tím, že je tento motor svojí konstrukcí k transformaci na energetickou jednotku velmi dobře uzpůsoben. [5]

V této práci byly tedy možnosti transformace motoru TV3-117 na energetickou jednotku na základě analýzy jeho konstrukce zhodnoceny a byl vytvořen optimální návrh této transformace. Cílem bylo navrhnout takové úpravy, které na základě požadavku co nejnižší ceny a zároveň co nejmenšího čerpání přírodních zdrojů budou minimálně zasahovat do původní konstrukce motoru a díky kterým bude transformované zařízení využitelné v praxi.

<sup>1</sup> Koncepce výstavby Armády České republiky 2025 - [3]

<sup>2</sup> Převzato z <http://www.aeroplany.cz/gallery/t31378796127-planes.jpg>

<sup>3</sup> Převzato z [http://www.letajicihrosi.cz/wp-content/gallery/ALIEN\\_TIGER\\_2016/Mi\\_24\\_3366\\_2-spacek.JPG](http://www.letajicihrosi.cz/wp-content/gallery/ALIEN_TIGER_2016/Mi_24_3366_2-spacek.JPG)

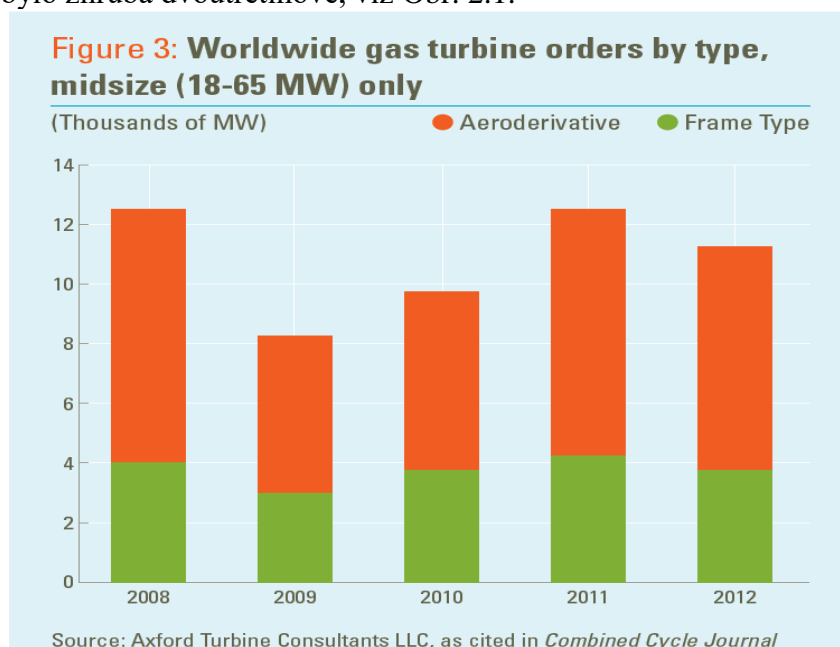
## 2 Porovnání podmínek provozu leteckých turbokompresorových motorů a spalovacích turbín

### 2.1 Použití transformovaných leteckých motorů ve světě

Transformace leteckých motorů na energetické jednotky je efektivní způsob výroby zdroje elektrické energie, který se ve světě již delší dobu praktikuje. Ostatně také není důvod pro opak, neboť letecké motory jsou na té nejvyšší dostupné technické úrovni. Ve většině případech jsou i letecké motory konstruovány s důrazem na co nejvyšší účinnost, neboť ta ovlivňuje spotřebu paliva a tím i dolet letadla. Proto se letecké motory k transformaci na energetickou jednotku velice hodí. Takto transformované letecké motory se nazývají „aeroderiváty“. Aeroderiváty se používají jak pro výrobu elektrické energie, tak hlavně pro pohon plynových kompresorů nacházejících se na odlehlých místech plynovodů a také pro pohon lodí. V této práci budou ale diskutovány hlavně aeroderiváty používané pro výrobu elektrické energie.

Z hlediska historického byl prvním používaným aeroderivátem motor Avon firmy Rolls-Royce. Jednotky Avon byly vyráběné firmou Cooper Bessemer a sloužily jako plynový generátor pro pohon výkonové plynové turbíny. Obdobným způsobem byl transformovaný dvouproudý letecký turbokompresorový motor RB211-24G, který již jako energetická jednotka o výkonu 14,5 MW a 27 MW byl pojmenován Coberra 2000 a Coberra 6000. Také v Sovětském svazu byla v 70. letech z jednohřídelového turbovrtulového motoru s volnou turbínou NK-12 vyrobena spalovací turbína označená jako NK-12ST. Její výkon byl 6,3 MW a slouží jako součást kompresorových stanic. [6]

Dle [7] bylo světové využití aeroderivativních spalovacích turbín uplynulých let v rámci všech používaných spalovacích turbín 10 ÷ 20 %. Ovšem pokud byl pohled zaměřen pouze na spalovací turbíny v rozmezí výkonů 18 ÷ 65 MW, zastoupení aeroderivativních turbín v letech 2008 ÷ 2013 bylo zhruba dvoutřetinové, viz Obr. 2.1.

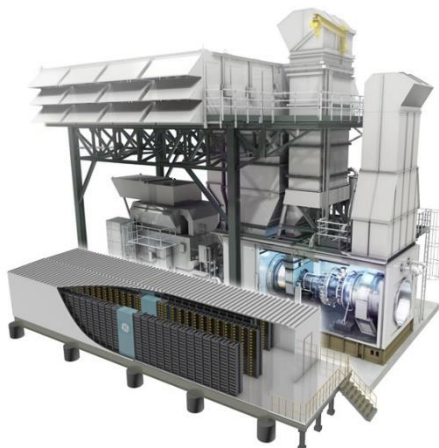


Obr. 2.1 – Graf zastoupení aeroderivátů o výkonu 18 ÷ 65 MW<sup>4</sup>

<sup>4</sup> Obrázek převzat z [7]

Aeroderivativní spalovací turbíny lze mimo jiné zařadit do dvou skupin – a) aeroderiváty upravené přímo výrobcem původního leteckého motoru, b) aeroderiváty upravené výrobcem jiným, než je výrobce původního motoru. [8] [9]

Dalo by se konstatovat, že první skupinu takřka ovládají dva světoví výrobci leteckých motorů – General Electric (GE) a Rolls-Royce. GE má v této skupině zastoupení zejména díky dvouhřídelové spalovací turbíně LM6000, transformované z leteckého motoru CF6 používaném v mnoha letadlech. Výkon těchto spalovacích turbín, kterých bylo prozatím vyrobeno a dodáno 1100 ks do celého světa, je  $30 \div 55$  MW. Spalovací turbína v technologickém celku je zobrazena na Obr. 2.2.



Obr. 2.2 – Spalovací turbína LM6000 v technologickém celku<sup>5</sup>

Výrobce leteckých motorů Rolls-Royce do této skupiny přináší několik druhů aeroderivátů. Prvním je 501 o výkonu 5 MW, transformovaný z turbovrtulového motoru T-56. Dalším je pak RB211 o výkonu 32 MW transformovaný ze stejnojmenného leteckého motoru používaném v letadlech Boeing 747, Boeing 757, Boeing 767, a Tupolev Tu-204. Těchto spalovacích turbín bylo vyrobeno přes 600 ks. Velmi používaným aeroderivátem firmy Rolls-Royce je pak sofistikovaný motor Trent 60 s velkým obtokovým poměrem, používaným v letadlech Airbus A330 a Boeing 777. Výkon tohoto motoru je  $52 \div 64$  MW. [10]

Do druhé skupiny je pak možné zařadit ST18 transformovaný z turbovrtulového motoru PW100 výrobce Pratt&Whitney, GTC1000 transformovaný z francouzského turbohřídelového motoru TURMO IV a AI 20 GM transformovaný z turbovrtulového motoru AI 20 výrobce Ivčenko. Dále existuje aeroderivát TA2 transformovaný z turbohřídelového motoru TV2-117 výrobce Klimov. [8]

Informace o zastoupení a množství aeroderivátů používaných po celém světě se mnohdy značně rozcházejí. Oficiální data většinou pocházejí od výrobců zmíněných v předchozích dvou odstavcích, zatímco informace o použitých aeroderivátech, které nejsou sériově vyráběny nemusí být vždy publikované. Různé průzkumy uvádějí různá data, která si sice nemusí odporovat, ale není zcela jednoduché si na jejich základě udělat jasnou představu o rozložení aeroderivátů po světě.

Dle článku [9] je na světě celkově v provozu více než známých 2100 aeroderivátů, které produkují elektřinu a poskytují teplo v 73 zemích světa.

<sup>5</sup> Obrázek převzat z [https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en\\_US/images/service/upgrades/aero/lm6000-egt-hybrid-banner-image.jpg](https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/images/service/upgrades/aero/lm6000-egt-hybrid-banner-image.jpg)

Podmínky provozu leteckých turbokompresorových motorů a spalovacích turbín se mohou lišit v mnoha detailech v závislosti na účelu použití daného zařízení. V zásadě lze ale vyjmenovat tyto základní rozdíly:

- rychlost proudu vzduchu vstupujícího do zařízení,
- teplota a tlak okolního prostředí,
- pracovního režimu,
- charakter zatížení,
- palivo,
- hmotnost jednotlivých částí,
- systém kontroly a řízení,
- četnost spouštění a doba provozu.

## 2.2 Pracovní režimy

Letecké turbokompresorové motory jsou navrženy tak, aby mohly být provozovány v různých režimech, ať už dlouhodobě, nebo jen krátkodobě. Vždy je potřebné, aby motor dokázal určitou dobu pracovat ve volnoběžném režimu, např. i při manévrování na letišti, prohřívání, aj., kdy je jeho výkon pouze takový, aby pokrýval potřeby agregátů a ztráty. Dále musí motor pracovat v režimu vzletovém, kdy je potřeba nejvyššího výkonu. Pro překonávání dlouhých vzdáleností je zase potřeba režim, při kterém je možné motor provozovat stabilně po neomezenou dobu. Mimo to je nutné, aby motor zvládal stabilně pracovat i během přechodových režimů, jako je zvyšování výkonu nebo náhlé odlehčení, při kterých je nutné výkon rychle zvýšit, respektive prudce snížit.

Vzhledem ke konstrukci a principu činnosti leteckých turbokompresorových motorů bývá změna pracovního režimu spojená se změnou otáček rotoru, příp. rotorů. Příslušný pracovní režim se většinou nastavuje plynule posuvnou pákou, či v případě vrtulníků automaticky regulační soustavou tak, aby otáčky výstupního hřídele byly konstantní.

Změny výkonu leteckých turbokompresorových motorů probíhají primárně změnou dodávky paliva. Díky tomu, že letecké motory mají co nejnižší hmotnost, reakce motoru na změnu dodávky paliva je téměř okamžitá. V důsledku změny dodávky paliva se ale značně mění i teplota před turbínou. Při zvyšování dodávky paliva se teplota před turbínou zvyšuje, díky čemuž se zvyšuje také tepelná účinnost a výkon motoru. Zvýšení teploty před turbínou smí proběhnout pouze do určité maximální teploty a pouze po určitou povolenou dobu. Naopak snížená teplota před turbínou snižuje tepelnou účinnost a výkon motoru ale má příznivý vliv na čerpání životnosti motoru. Značný vliv na pracovní režim motoru má také tlak a teplota okolní atmosféry. Zvyšování atmosférické teploty má za následek snižování výkonu (pokud jsou ostatní parametry, jako např. dodávka paliva, otáčky rotorů aj., konstantní). Pro udržení efektivní činnosti motoru při změně pracovního režimu se využívá automatického natáčení rozváděcích lopatek kompresoru.

V případě motoru TV3-117 se pracovní režim motoru plynule nastavuje automaticky tak, aby otáčky volné plynové turbíny byly konstantní. Základní pracovní režimy jsou vypsány v Tabulce 1.1 v podkapitole P1.1.2 Přílohy 1 této práce. Motor má vlastní regulační systémy, které pracovní režim omezují v případě překročení povolené teploty nebo otáček rotorů.

Pracovní režimy spalovacích turbín se od pracovních režimů leteckých motorů liší jen částečně. Mezi základní pracovní režimy spalovacích turbín lze zařadit:

- fázování,
- nominální provoz,

- ostrovní provoz,
- provoz na vlastní spotřebu,
- vypínací zkouška.

Pro tzv. nafázování, tedy připojení generátoru k distribuční síti, nesmí být fáze elektrického napětí generátoru posunutá od fáze v distribuční síti a otáčky generátoru musí přesně odpovídat frekvenci elektrického napětí v distribuční síti. V opačném případě by došlo v momentě připojení k velkému rázu, jak na vinutí generátoru, tak na celou rotorovou soustavu.

Nominální provoz je takový, na který je spalovací turbína navržena. Spalovací turbína má při něm tedy nejvyšší účinnost. Při nominálním režimu je generátor přifázován do sítě a jeho otáčky jsou pevně svázány s frekvencí v distribuční síti. Nicméně i při tomto provozu bývá zpravidla žádoucí v určitém rozsahu měnit výkon, a to z důvodu podílení se na primární regulaci frekvence v distribuční síti. Pokud energetické zařízení umožňuje primární regulaci frekvence, bývá tato skutečnost zohledněna vyšší výkupní cenou elektřiny. U spalovacích turbín jsou v zásadě dvě metody regulace výkonu, a to řízením teploty před turbínou – TIT (z anglického „turbine inlet temperature“) – a řízením průtoku vzduchu kompresorem – IGV (z anglického „inlet guide vane“).

- Metoda TIT: snížení teploty před turbínou se docílí snížením dodávky paliva – stejný způsob regulace jako u letecký motorů, pouze zde nedochází ke změnám otáček.
- Metoda IGV: změny průtoku vzduchu kompresorem se docílí natáčením vstupních lopatek kompresoru, čímž dochází ke změnám průtočného průřezu. Při této metodě regulace se nemění teplota před turbínou, což má za následek zvýšení teploty na výstupu z turbíny. Tato metoda je vhodná pro paroplynové cykly.

Ostrovní provoz znamená, že generátor napájí pouze malou část distribuční sítě, která není propojená se zbytkem. Je důležité, aby spalovací turbína dokázala udržet konstantní otáčky i při změnách výkonu odebíraného zařízeními nacházejícími se v ostrovní síti. Tento režim provozu je velmi náročný na regulaci spalovací turbíny.

Provoz na vlastní spotřebu je režim, kdy je celé turbosoustrojí v provozu, ale je včetně všech obsluhujících agregátů, které jsou napájeny generátorem, odpojeno od distribuční sítě. Při tomto režimu musí tedy spalovací turbína udržet nominální otáčky a při tom dodávat minimální výkon. Tento režim by se dal srovnat s volnoběžným režimem leteckého motoru s výjimkou neměnných otáček (ty jsou při volnoběžném režimu u leteckého motoru sniženy).

Vypínací zkouška je, co se týče regulace, nejnepříznivější režim. Před vypínací zkouškou je generátor nafázován do distribuční sítě a spalovací turbína pracuje na nominální výkon. Poté dojde k náhlému odpojení generátoru od distribuční sítě a veškerý výkon spalovací turbíny začne prudce zvyšovat otáčky turbosoustrojí. Spalovací turbína musí výkon uregulovat dostatečně rychle, aby nedošlo k přílišnému zvýšení otáček. Tento stav lze částečně srovnat se stavem vrtulníku, který při vzletovém režimu stoupá, přičemž pilot náhle změní natočení listů nosného rotoru tak, že dojde k téměř úplnému odlehčení nosného rotoru.

### 2.3 Teplota a tlak okolního prostředí

Stav okolní atmosféry velice ovlivňuje jak letecký turbokompresorový motor, tak spalovací turbínu. Ostatně obě zařízení jsou založena na stejném tepelném cyklu, pouze mají částečně rozdílnou konstrukci.

Atmosférická teplota je pro funkci obou zařízení naprosto zásadní. Zvýšením atmosférické teploty se zvyšuje měrný objem vzduchu a pokud je tento kompresorem udržován konstantní, dojde ke snížení hmotnostního průtoku vzduchu kompresorem. Snížením hmotnostního

průtoku vzduchu má za následek snížení výkonu zařízení. Mimo to se stoupající teplotou nasávaného vzduchu roste kompresní práce kompresoru, což má za následek další snížení výstupního výkonu. Se zvyšující se atmosférickou teplotou zároveň klesá tepelná účinnost cyklu.

Atmosférický tlak má vliv na výkon obou zařízení opačný. Snižování atmosférického tlaku zvyšuje měrný objem vzduchu a tím, stejně jako v případě zvýšení atmosférické teploty, dojde ke snížení výkonu, ovšem ne tak výrazně. Na tepelnou účinnost cyklu ale změna atmosférického tlaku vliv nemá.

Letecké turbokompresorové motory jsou oběma vlivům vystavovány s mnohem větší dynamikou než spalovací turbíny. Letadlo či vrtulník během letu svoji nadmořskou výšku mění, a to mnohdy v rozmezí až několika kilometrů. S rostoucí nadmořskou výškou dochází ke snižování jak atmosférické teploty, tak atmosférického tlaku. Z toho může vyplývat, že by se oba vlivy mohly vzájemně kompenzovat. Pokud má navíc turbokompresor možnost měnit dostatečně své otáčky, dochází s rostoucí výškou do určité meze k mírnému nárůstu výkonu. Ovšem při dalším stoupaní jednak začíná být výkon omezován z důvodu rostoucí teploty před turbínou jednak atmosférická teplota začíná být konstantní, zatímco atmosférický tlak stále klesá, což má za následek další snížení výkonu.

Spalovací turbíny jsou vystavovány spíše jen změnám atmosférické teploty v závislosti na geografické poloze a ročním období. Výraznější změna atmosférického tlaku může být způsobena buď umístěním spalovací turbíny ve vyšších nadmořských výškách, než pro které je dimenzována, nebo např. zanesením filtru nasávaného vzduchu.

## 2.4 Palivo

Letecké turbokompresorové motory používají zásadně kapalné palivo. Použití kapalného paliva u leteckých motorů má své opodstatnění zejména v absenci tlakové nádoby pro jeho skladování a také v malém měrném objemu. S použitím kapalného paliva je pak spojená nutnost použití palivového čerpadla, regulační soustavy a palivových trysek. Mimo to se čerpadlem stlačené palivo u leteckých turbokompresorových motorů používá jako pracovní medium pohonů mechanismu natáčení statorových lopatek kompresoru. Civilní letadla používají letecký petrolej JET-A1 jednotný téměř po celém světě, zatímco vojenská letadla používají letecký petrolej sice odvozený od JET-A1, nicméně s různými úpravami. Armády jednotlivých zemí po celém světě mohou používat rozdílná paliva. Např. Armáda České republiky používá letecký petrolej dle standardu NATO pod označením F-34, který může být v letních měsících adekvátně nahrazen palivem JET-A1. V zimních měsících může být tato náhrada provedena pouze s přidavkem inhibitoru zamrznutí<sup>6</sup> palivové soustavy. [11]

Spalovací turbíny standardně používají palivo plynné. Z použití plynného paliva plynou výhody jako nižší emise oxidů síry a pevných částic, jednodušší a levnější doprava v případě napojení na plynovod a výrazně nižší cena za MWh. Na rozdíl od leteckých turbokompresorových motorů je třeba u spalovacích turbín použít kompresor místo čerpadla pro stlačení plynného paliva a hořáky místo trysek k vytvoření vhodné palivové směsi. Jako běžné palivo se používá zemní plyn, nicméně některé spalovací turbíny mohou být konstruovány pro používání jiných druhů paliv, ať už plynných či kapalných. Z plynných např. bioplyn, zplyněné uhlí aj. Z kapalných např. motorová nafta či těžký topný olej. Častým případem jsou také spalovací turbíny, které mohou spalovat více druhů paliv.

---

<sup>6</sup> Přesná specifikace je dostupná v literatuře [11]

## 2.5 Hmotnost jednotlivých částí

Jedním ze základních požadavků kladených na letecké turbokompresorové motory je nízká celková hmotnost. Tento požadavek se odráží v tahové či výkonové hmotnosti, což je jeden ze základních porovnávacích parametrů leteckých turbokompresorových motorů. Jedná se o poměr hmotnosti motoru ku jeho tahu či výkonu. Čím je tento poměr nižší, tím více hmotnosti může být využito pro náklad či konstrukci draku letadla.

Letecké turbokompresorové motory jsou tedy konstruovány z tenkých vysokopevnostních plechů či lehkých hliníkových a titanových slitin. Z toho vyplývá, že letecké turbokompresorové motory se rychle prohřívají a mají vysokou akceleraci a deceleraci rotorů. Z malého množství hmoty také ale vyplývá malá tuhost jednotlivých komponent. Aby byly splněny požadavky na malou hmotnost a čelní rozměry, většinou mívají letecké turbokompresorové motory integrované axiální spalovací komory bez systémů rekuperace výstupních spalin.

Spalovací turbíny lze ve zjednodušeném případě rozdělit na tzv. „heavy duty“ a „aeroderivative“. Heavy duty spalovací turbíny se vyrábí přímo pro energetické účely. Většinou mají pouze jeden masivní rotor, na který je napojený i generátor. Spalovací komory heavy duty turbín bývají vnější, trubkové z důvodu jednodušší možnosti inspekce nebo opravy. S těmito spalovacími komorami lze také jednodušeji kombinovat různé systémy rekuperace. Heavy duty spalovací turbíny tedy mívají jednotlivé komponenty z méně kvalitních materiálů, z čehož vyplývají také jejich větší rozměry a tím pádem i hmotnost.

Aeroderivative spalovací turbíny jsou odvozené od leteckých turbokompresorových motorů již od výrobce. Tyto motory bývají kombinací leteckých motorů a heavy duty spalovacích turbín ve smyslu náhrady kvalitních materiálů těmi méně kvalitními na úkor větších rozměrů a hmotnosti komponent, u kterých to lze.

## 2.6 Systém kontroly a řízení

Součástí leteckých turbokompresorových motorů bývá palivo-regulační soustava, ať už jedna, či několik, která zajišťuje automatické řízení chodu motoru ve všech jeho režimech. Jak již bylo popsáno v kapitole 2.2, palivo-regulační soustava u motoru TV3-117 udržuje konstantní otáčky volné plynové turbíny při všech manévrovacích činnostech pilota. Zároveň ale omezuje případné překročení maximálních otáček jak u rotoru turbokompresoru, tak u rotoru volné plynové turbíny. Dále omezuje výkon při případném překročení teploty před turbínou turbokompresoru aj. Od chvíle, kdy motor přejde do provozních otáček, tyto jsou již nadále automaticky udržovány, jak v případě zatížení nosného rotoru, tak i v případě jeho odlehčení. Případné zatížení nebo odlehčení nastavuje pilot pohybem pák cyklického a kolektivního řízení, kterými se ovládá natočení listů nosného rotoru. Regulační soustava pak nastavuje potřebný výkon motoru tak, aby otáčky nosného rotoru zůstaly neměnné.

Také spouštění motoru probíhá téměř s tím, že pilot musí dodržovat určitou posloupnost činností v závislosti na aktuální stavu motoru. U starších leteckých motorů včetně motoru TV3-117 bývá regulace motoru hydromechanická s pomocným elektronickým systémem regulace. Ten je samozřejmě kompletně analogový. Hydromechanický regulátor většinou z důvodu úspory hmotnosti využívá palivo jako pracovní médium pro vyhodnocování otáček a pro všechny potřebné regulační procesy. Regulátor je pak velice složité zařízení s mnoha šoupátky, membránami, pracovními válci, pákami a mnoha dalšími strojními částmi. Správný chod regulátoru je závislý nejen na vlastnostech paliva ale také na citlivém nastavení všech pohyblivých součástí.

Spalovací turbíny mívají také vlastní řídicí systém, který však bývá integrován do nadřazeného řídicího systému, tzv. DCS<sup>7</sup>. Pomocí systému DCS, jehož rozhraní se obvykle nachází ve velínu bloku elektrárny, lze ovládat všechny systémy a funkční celky daného bloku elektrárny, včetně elektrického generátoru. Systém DCS umožňuje automatické řízení součinnosti všech funkčních celků bloku během všech provozních stavů. Samotné řízení jednotlivých funkčních celků ale probíhá na úrovni jejich vlastních řídicích systémů, které dostávají informace o žádaných hodnotách výstupních veličin od nadřazeného systému DCS. To znamená, že spalovací turbína má svůj vlastní systém řízení a regulace, který na základě požadované hodnoty buď výkonu nebo otáček od systému DCS provádí vlastní řízení spalovací turbíny, jako řízení dodávky paliva, nastavení statorových lopatek kompresoru aj.

Konkrétní architektura řízení spalovací turbíny může velmi záviset na požadavcích zákazníka a jednotlivé typy se od sebe mohou značně lišit. Nicméně společným znakem zůstává vysoká úroveň automatizace zahrnující např. plně automatické spuštění bloku.

Řídicí systémy elektrárenských bloků bývají založeny na průmyslových řídicích systémech, které se mimo jiné skládají z digitálních procesorových bloků, komunikačních karet, karet vstupů a výstupů a pracovních a inženýrských stanic. Analogové signály ze snímačů regulovaných veličin jsou vedeny na vstupní karty, které je převádí na digitální signál a posílají do procesorových bloků. Procesorové bloky signály vyhodnotí a vykonají instrukce dle nastaveného programu. Výsledkem může být výstupní digitální signál, který je na výstupních kartách převeden zpět na analogový, a ten je veden k akčním členům ovlivňujícím regulované veličiny. Zároveň je informace o měřených veličinách procesorem vysílána přes komunikační karty do operátorských stanic, ve kterých jsou v rámci uživatelského rozhraní zobrazeny. Pomocí operátorské stanice lze nastavit žádanou hodnotu u jednotlivých regulovaných veličin. Žádaná hodnota je pak stejnou cestou zaslána k procesoru, který svoje výstupy nastavuje dle programu tak, aby žádaná hodnota byla na regulované veličině dosažena. Celý proces probíhá nepřetržitě s určitou vzorkovací frekvencí, která se může pro jednotlivé regulované veličiny lišit.

Mimo výše popsany řídicí systém bývá na elektrárnách ještě nezávislý ochranný systém, který vyhodnocuje veličiny, u nichž případné překročení stanovené meze může způsobit havárii či poškození nějaké části zařízení. V případě vyhodnocení překročení meze ochranný systém vyřadí dotčené funkční celky z provozu. Dále dle platné legislativy musí každý točivý stroj mít ochranné zařízení nezávislé na řídicím systému, které stroj odstaví v případě překročení nastavených otáček. Tato tzv. přetáčková ochrana může být integrována v ochranném systému. [12]

---

<sup>7</sup> DCS – z angl. Distributed Control System



## 3 Posouzení stavu turbokompresorového motoru TV3-117 s využitím dostupných diagnostických prostředků

### 3.1 Zjednodušený popis motoru TV3-117

Motor TV3-117 je turbokompresorový vrtulníkový motor ruské výroby, který v různých verzích slouží pro pohon vojenských vrtulníků Mi-17 a Mi-24. Tento motor je též označován jako turbohřídelový. Pojem turbokompresorový motor znamená, že jádrem motoru je turbokompresor, který vytváří pracovní látku o takových parametrech, aby byla schopná dále konat technickou práci. Tato technická práce pak může být předávána danému zařízení buď expanzí ve výstupní soustavě a vytvářením reaktivního tahu, takové motory se nazývají proudové, nebo expanzí ve výkonové turbíně, takové motory se nazývají turbohřídelové, příp. turbovrtulové. Turbovrtulové motory se používají u vrtulových letadel a mají výkonovou turbínu spojenou s hnací vrtulí. Turbohřídelové motory se používají u vrtulníků a mají výkonovou turbínu spojenou s reduktorem, který pak přenáší výkon na nosný a vyrovnávací rotor.

#### 3.1.1 Základní popis

TV3-117 je tedy turbokompresorový turbohřídelový motor s dvanáctistupňovým axiálním kompresorem, prstencovou spalovací komorou, dvoustupňovou turbínou kompresoru a dvoustupňovou volnou výkonovou turbínou. Pojem volná turbína znamená, že tato není mechanicky spojena s turbínou kompresoru. Motor má dále vlastní olejovou, palivo-regulační a spouštěcí soustavu.

#### 3.1.2 Základní technické údaje

Výkon motoru při vzletovém režimu .....	$P_e = 1632$ [kW]
Maximální hmotnostní průtok vzduchu při vzletovém režimu .....	$G_v = 8,1$ [kg·s <sup>-1</sup> ]
Maximální stupeň stlačení kompresoru.....	$\pi_{kc,max} = 9,55$ [-]
Měrná spotřeba paliva při vzletovém režimu .....	$c_r = 0,313$ [kg·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> ]
Maximální celková teplota plynu před plynovou turbínou .....	$t_{3c} = 990$ [°C]
Maximální otáčky rotoru turbokompresoru .....	$n_{TK,max} = 19\,500$ [min <sup>-1</sup> ]
Maximální otáčky rotoru volné turbíny .....	$n_{VT,max} = 15\,000$ [min <sup>-1</sup> ]
Celková délka motoru včetně agregátů a výstupní soustavy.....	$L_{max} = 2055$ [mm]
Maximální šířka motoru .....	$W_{max} = 650$ [mm]
Maximální výška motoru .....	$V_{max} = 728$ [mm]
Maximální suchá hmotnost motoru.....	$G_{max} = 285^{+5,7}$ [kg]

#### 3.1.3 Základní provozní omezení

Teplota vzduchu na vstupu do motoru .....	$t_{1c} = -60$ °C až $+60$ [°C]
Teplota paliva na vstupu do motoru .....	$t_p = -50$ °C až $+60$ [°C]
Rychlost letu vrtulníku Mi-24D .....	$v = 0$ až $350$ [km·h <sup>-1</sup> ]
Výška letu vrtulníku Mi-24D .....	$H = 0$ až $5000$ [m]
Doba spouštění motoru (dosažení volnoběžného režimu) .....	$\tau = 60$ [s]

Minimální doba doběhu turbokompresoru .....	$\tau = 50$ [s]
Doba přechodu na vzletový režim od začátku spouštění motoru .....	$\tau = 3$ [min]
Povolená doba nepřetržité činnosti při vzletovém režimu .....	$\tau = 6$ až 15 [min]
Povolená doba nepřetržité činnosti při volnoběžném režimu .....	$\tau = 20$ [min]
Povolená doba činnosti při vzletovém režimu v průběhu technického života motoru.....	5 [%]
Povolená doba činnosti při nominálním režimu v průběhu technického života motoru ...	40 [%]
Maximální povolené otáčky turbokompresoru při vzletovém režimu .....	$n_{TK} = 101$ [%]
Maximální povolené otáčky turbokompresoru při nominálním režimu.....	$n_{TK} = 98$ [%]
Maximální povolené otáčky turbokompresoru při I. cestovním režimu .....	$n_{TK} = 96$ [%]
Maximální povolené otáčky turbokompresoru při II. cestovním režimu.....	$n_{TK} = 94$ [%]
Povolená odchylka otáček turbokomp. při I. cest. nebo při nomin. režimu.....	$\Delta n_{TK} = \pm 0,5$ [%]
Povolená odchylka nebo otáček turbokomp. při II. cest. režimu .....	$\Delta n_{TK} = \pm 0,7$ [%]
Maximální povolená celková teplota plynu před plynovou turbínou kompresoru při vzletovém režimu.....	$t_{3c,max.} = 990$ [°C]
Maximální povolená celková teplota plynu před plynovou turbínou kompresoru při nominálním režimu.....	$t_{3c} = 955$ [°C]
Maximální povolená celková teplota plynu před plynovou turbínou kompresoru při I. cestovním režimu.....	$t_{3c} = 910$ [°C]
Maximální povolená celková teplota plynu před plynovou turbínou kompresoru při II. cestovním režimu .....	$t_{3c} = 870$ [°C]
Maximální odchylka nebo kolísání hodnoty ukazatele celkové teploty plynů před plynovou turbínou .....	$\Delta t_{3c} = \pm 25$ [°C]
Maximální povolená teplota oleje na výstupu z motoru .....	$t_o = + 150$ [°C]
Používaný druh oleje .....	B-3V
Minimální teplota oleje potřebná pro přechod na režim vyšší než volnoběžný.....	$t_o = +30$ [°C]
Doporučená pracovní teplota oleje.....	$t_o = +80$ [°C] až +140 [°C]
Minimální teplota oleje potřebná pro trvalý chod na II. cestovním režimu a vyšších .....	$t_o = +70$ [°C]
Maximální spotřeba oleje při činnosti motoru .....	$\dot{m}_o = 0,3$ [l·h <sup>-1</sup> ]
Minimální tlak oleje při volnoběžném režimu .....	$p_o = 0,2$ [MPa]
Minimální tlak při režimech vyšších než volnoběžném.....	$p_o = 0,35 \pm 0,05$ [MPa]
Maximální tlak oleje při přehřívání motoru při volnoběžném režimu při teplotě nižší než +70 °C .....	$p_{o,max.} = 0,48$ [MPa]
Povolené kolísání tlaku oleje v rozsahu na všech ustálených režimech.....	$\Delta p_o = \pm 0,025$ [MPa]
Používaný druh paliva.....	PL-6, PL-7
Tlak paliva na vstupu do podávacího palivového čerpadla DCN-70.....	$p_p = 0,04$ až 0,12 [MPa]
Maximální povolený počet spouštění motoru bez přestávky .....	5

### 3.1.4 Provozní režimy motoru

Motor TV3-117 je navržen, aby pracoval v následujících pěti provozních režimech s tím, že některé z nich mají různá provozní omezení (parametry motoru při jednotlivých režimech jsou zobrazené v tabulce na následující straně).

- **Volnoběžný režim** – Při tomto režimu má rotor turbokompresoru nejnižší možné otáčky, při kterých je motor schopen stabilní práce. Doba nepřetržité činnosti je omezena na max. 20 minut z důvodu nedostatečného mazání a chlazení ložisek
- **II. Cestovní režim** – Při tomto režimu má motor nejnižší možný výkon, při kterém je možný let, motor má nejnižší hodinovou spotřebu a zároveň největší zálohu výkonu. Doba nepřetržité činnosti není omezena.
- **I. Cestovní režim** – Při tomto režimu má motor takový výkon a spotřebu paliva, při kterých vrtulník uletí nejdelší vzdálenost. Doba nepřetržité činnosti není omezena.
- **Nominální režim** – Při tomto režimu jsou otáčky turbokompresoru o 4% nižší, než maximální otáčky. Doba nepřetržité činnosti je omezena na max. 60 minut z důvodu velkého tepelného zatížení turbíny.
- **Vzletový režim** – Při tomto režimu má motor maximální výkon. Doba nepřetržité činnosti je omezena na max. 15 minut z důvodu velkého tepelného zatížení turbíny.
- **Mimořádný režim**

Chod motoru samozřejmě není stupňovitě omezený na zmíněných 5 pracovních režimů, ale probíhá plynule mezi nimi v závislosti na potřebném výkonu. Tyto zmíněné režimy ohraničují provozní omezení motoru.

Dále je stanovena minimální doba přestávky mezi opakovaným provozem na nominální nebo vzletový režim (pokud předtím motor pracoval nepřetržitě maximální povolenou dobu) na 5 minut.

Doba akcelerace z volnoběžného režimu na režim vzletový nesmí být delší, než 9 sekund a doba akcelerace z cestovního režimu na režim vzletový nesmí být delší než 4 sekundy.

Doba doběhu rotoru turbokompresoru musí být delší než 50 sekund. Opačný případ by poukazoval na možnost závady v ložiskách, ozubených převodech aj.

[13]

PARAMETER \ REŽIM	VÝKON NA VÝSTUPNÍM HŘÍDELI $P_e$ [kW]	OTÁČKY TURBO-KOMPRESORU $n_{TK}$ [%]	OTÁČKY VOLNÉ TURBÍNY $n_{VT}$ [%]	OTÁČKY NOSNÉHO ROTORU VRTULNÍKU $n_{NR}$ [%]	TEPLOTA PLYNŮ PŘED PLYNOVOU TURBÍNOU $t_{3c}$ [°C]	MĚRNÁ SPOTŘEBA PALIVA $c_r$ kg.kW <sup>-1</sup> .h <sup>-1</sup>
MIMORÁDNÝ	1618 <sub>-32</sub>	97,5±0,5	98±1	93±1	920	0,313
VZLETOVÝ	16471 <sub>-32</sub>	96,3±0,5	98±1	93±1	885	0,337
NOMINÁLNÍ	1250 <sub>-25</sub>	94,7±0,5	100±2	95±2	855	0,340
I. CESTOVNÍ	1103 <sub>-22</sub>	93,5±0,5	100±2	95±2	825	0,370
II. CESTOVNÍ	882 <sub>-18</sub>	91,5±0,5	100±2	95±2	780	0,390
VOLNOBEŽNÝ	max. 147	73+6	65 <sub>-2</sub>	40 <sup>+15</sup> *	780	max. 165 kg.h <sup>-1</sup>

Tab. 3.1 – Parametry motoru TV3-117 VM

Poznámka:

- 100 % otáček turbokompresoru odpovídá otáčkám 19500 min<sup>-1</sup>
- 100 % otáček volné plynové turbíny odpovídá otáčkám 15000 min<sup>-1</sup>
- Uvedené hodnoty nezahrnují snížení výkonu motoru z důvodu pohonu pomocných agregátů vrtulníku a odběru vzduchu pro potřeby vrtulníku a protiprachového zařízení
- Uvedené hodnoty nemusí být platné pro všechny verze motorů.

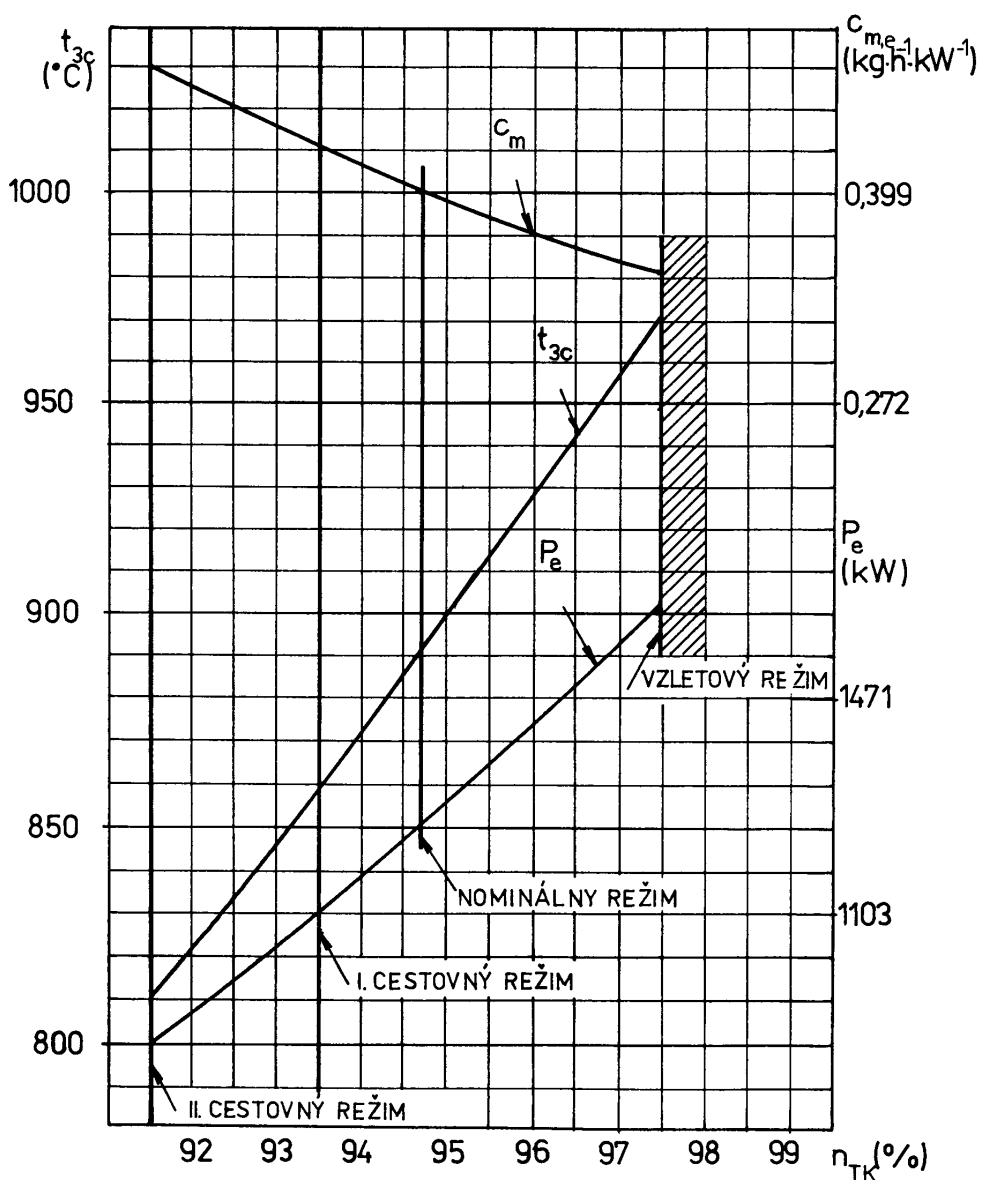
[6]

### 3.1.5 Charakteristiky motoru

V technické dokumentaci leteckých motorů jsou uváděny tzv. charakteristiky motoru – grafy znázorňující závislost parametrů motoru na různých vlivech, jakými jsou teplota atmosféry, rychlost letu, výška letu, otáčky turbokompresoru, aj. Tyto charakteristiky jsou důležité zejména pro pilota, když mění parametry letu.

### 3.1.6 Škrťící charakteristika

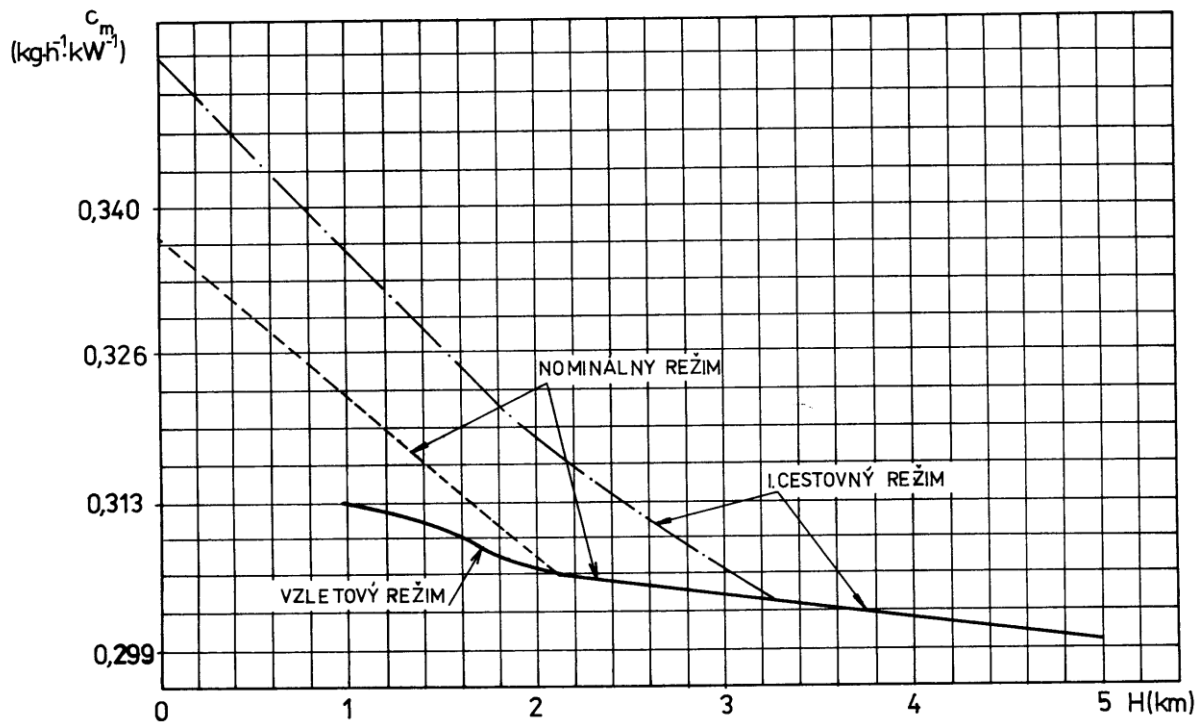
Škrťící charakteristika je graf znázorňující závislost základních parametrů motoru, jako jsou efektivní výkon, měrná spotřeba paliva a celková teplota plynů před plynovou turbínou, na otáčkách rotoru turbokompresoru za předpokladu, že let probíhá při konstantní rychlosti a výšce



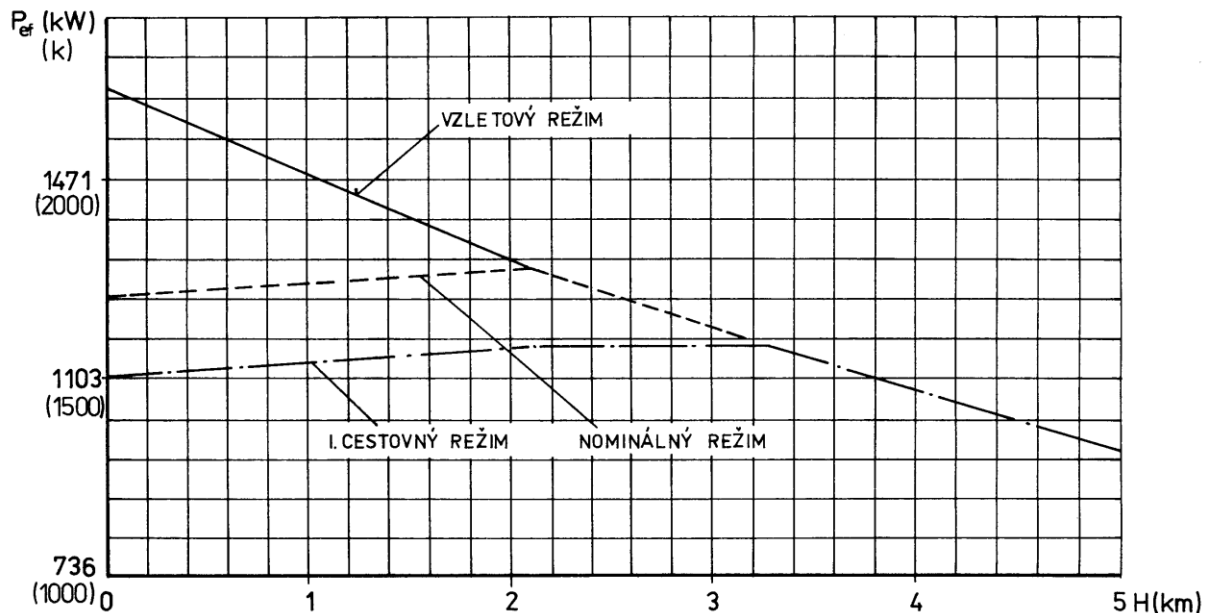
Obr. 3.1 – Škrťící charakteristika motoru TV3-117 [13]

### 3.1.7 Výšková charakteristika

Výšková charakteristika je graf znázorňující závislost měrné spotřeby paliva a efektivního výkonu na nadmořské výšce, ve které se motor nachází



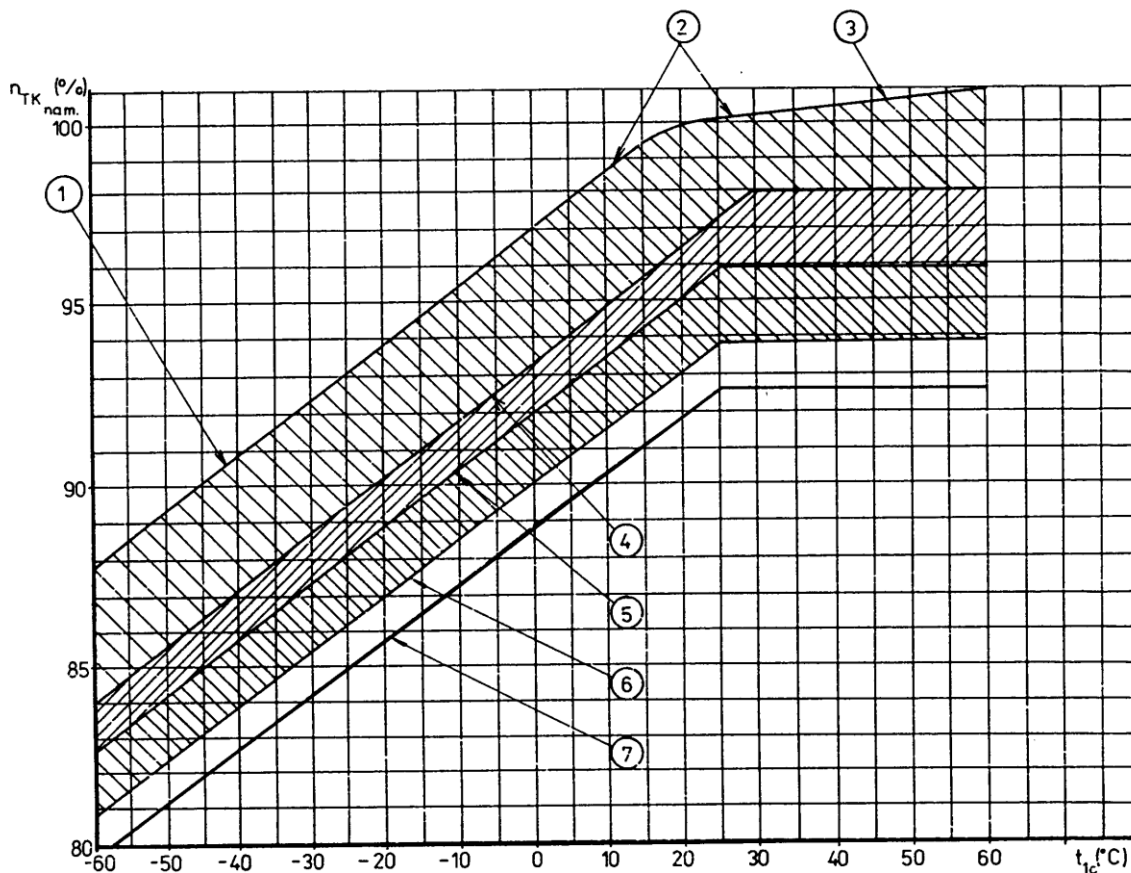
Obr. 3.2 – Výšková charakteristika pro měrnou spotřebu paliva [13]



Obr. 3.3 – Výšková charakteristika pro efektivní výkon motoru [13]

### 3.1.8 Teplotní charakteristika

Teplotní charakteristika zobrazuje hranice otáček rotoru turbokompresoru při jednotlivých režimech v závislosti na teplotě vzduchu vstupujícího do motoru



Obr. 3.4 – Teplotní charakteristika [13]

1 - Maximální otáčky rotoru turbokompresoru při vzletovém režimu; 2 – Ohraničení otáček rotoru turbokompresoru při maximálním nastavení regulátoru otáček s korekcí podle teploty před turbínou; 3 – Ohraničení otáček rotoru turbokompresoru podle teploty před turbínou; 4 – Maximální otáčky rotoru turbokompresoru při nominálním režimu; 5- Maximální otáčku rotoru turbokompresoru při I. Cestovním režimu; 6 – maximální otáčky rotoru turbokompresoru při II. Cestovním režimu; 7 – minimální otáčky rotoru turbokompresoru při II. Cestovním režimu

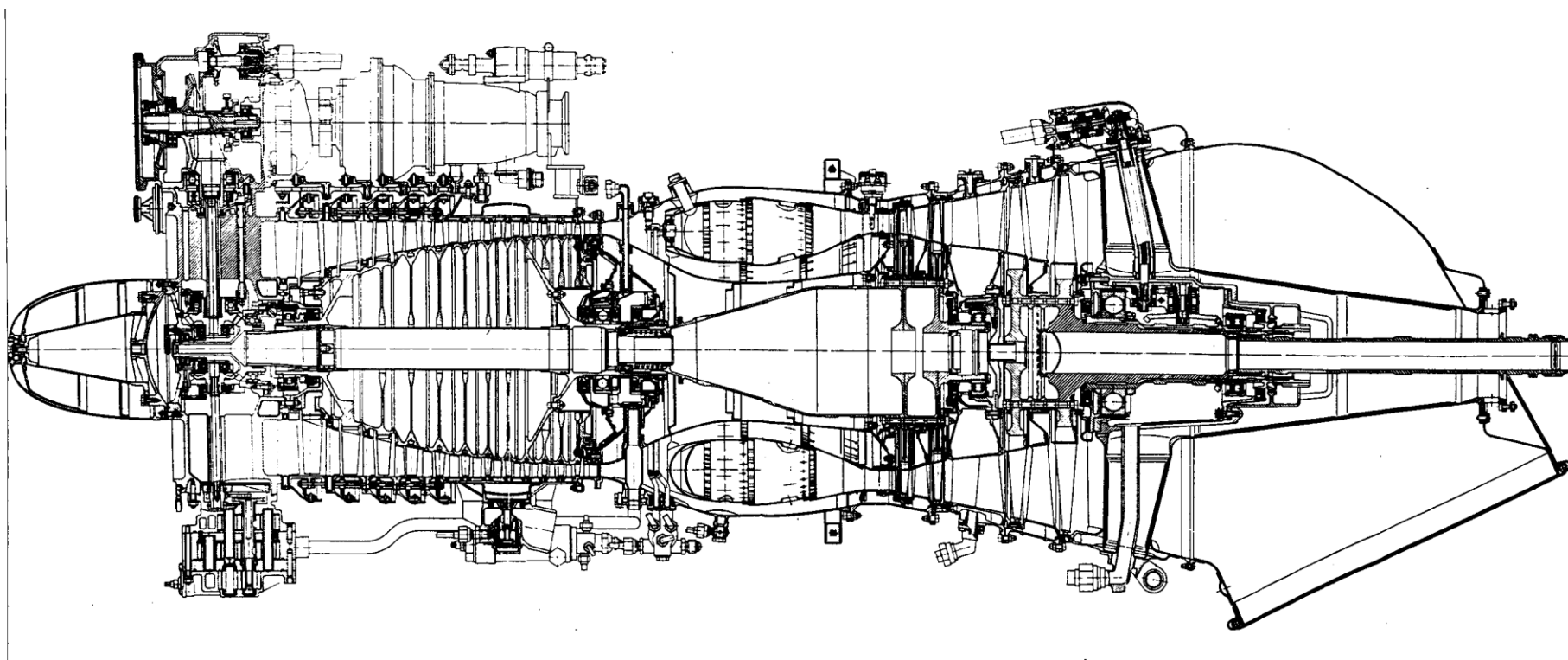
### 3.1.9 Konstrukce motoru

Motor TV3-117 se skládá z následujících částí, které na sebe navazují ve stejném pořadí a jsou vzájemně propojené přírubami (kromě Soustavy pohonů agregátů nacházející se nad vstupním ústrojím):

- vstupní ústrojí
- kompresor
- spalovací komora
- plynová turbína kompresoru
- volná plynová turbína
- výstupní soustava
- soustava pohonů agregátů

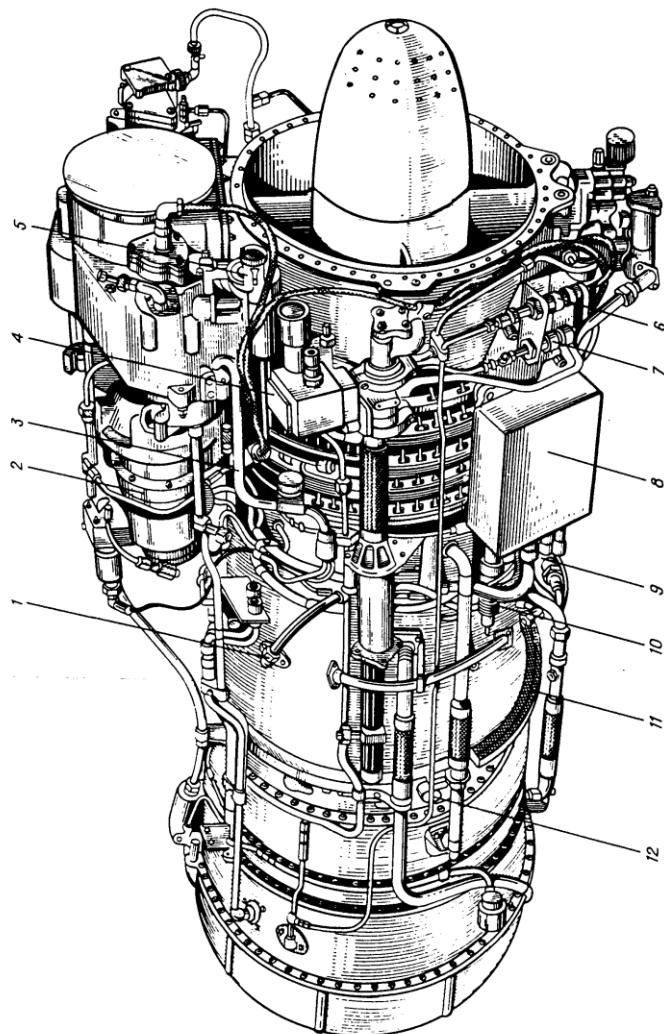
Na následujících obrázcích je zobrazen řez motorem a 3D pohledy.

[13]

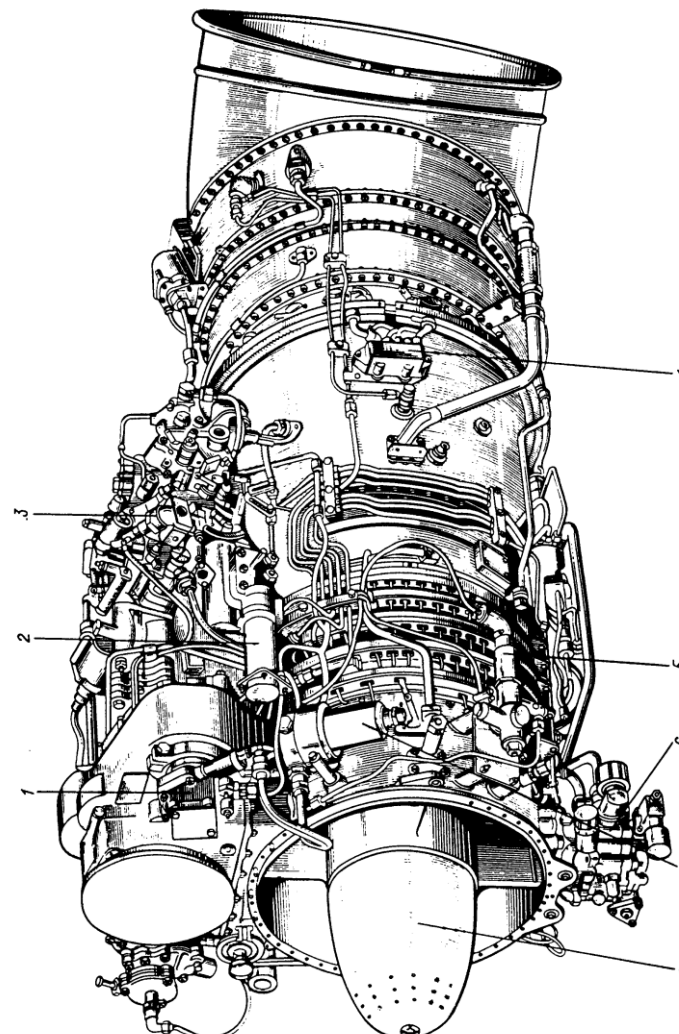


Obr. 3.5 – Řez motorem TV3-117 [13]





Obr. 3.6 – Pohled zleva na motor TV3 – 117 [13]



Obr. 3.7. – Pohled zprava na motor TV3 – 117 [13]

### 3.1.10 Vstupní ústrojí

Vstupní ústrojí slouží jednak k plynulému přivádění nasávaného vzduchu k prvním rotorovým lopatkám kompresoru, jednak k vyvedení krouticího momentu do skříně agregátů pomocí dvou hřídelí kolmých na rotor turbokompresoru.

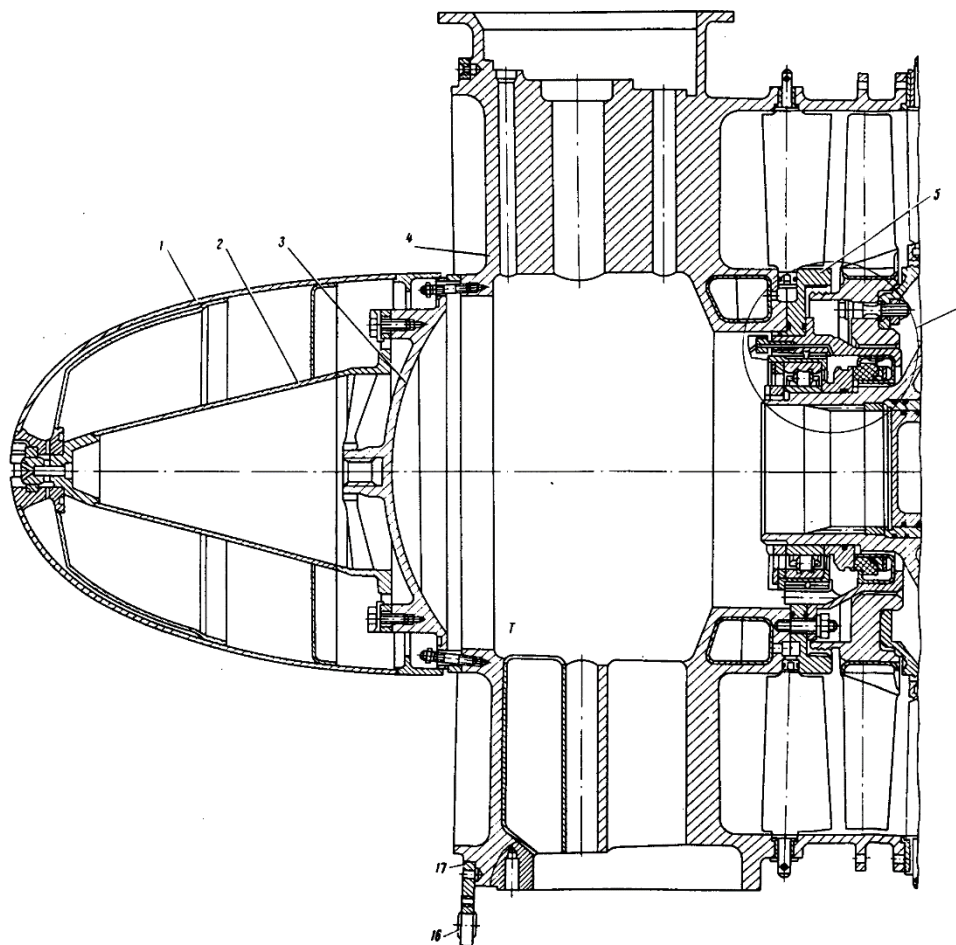
Vstupní ústrojí je tedy složitý odlitek z lehké hliníkové slitiny. Skládá se z vnějšího pláště, vnitřního náboje a čtyř aerodynamických žeber, která vnější plášť a vnitřní náboj spojují.

Na čelní ploše vnějšího pláště se nachází příruba s upevňovacími oky sloužícími k uchycení motoru k draku letadla. V zadní části vnějšího pláště je příruba sloužící ke spojení s přírubou tělesa kompresoru. V horní a spodní části vnějšího tělesa jsou pak příruby, ke kterým se připojují skříně pomocných agregátů a olejového agregátu. Na bocích vnějšího pláště se nachází příruby pro upevnění potrubí přívodu horkého vzduchu a dalších pomocných agregátů.

Aerodynamická žebra jsou dutá a mimo nosného účelu slouží také jako průchodky. Dvěma svislými aerodynamickými žebry prochází hřídele přenášející krouticí moment od rotoru turbokompresoru do skříně náhonů a do bloku odsávacích olejových čerpadel. V těchto dvou žebrech jsou zároveň vytvořeny kanály pro průtok oleje sloužícího jednak k mazání ozubených převodů, jednak k ohřevu aerodynamických žeber z důvodu ochrany před námrazou. Dvěma vodorovnými žebry pak proudí horký vzduch, který je dále rozváděn k aerodynamickému krytu a usměrňovacím lopatkám.

Ve vnitřním náboji se pak nachází těleso centrálního pohonu, které slouží k rozvodu krouticího momentu od rotoru turbokompresoru ke dvěma svislým hřídelím. Dále je ke vnitřnímu náboji připevněné těleso prvního radiálního ložiska.

Ke správnému usměrnění přiváděného vzduchu za různých podmínek je ve vstupním ústrojí uloženo 30 natáčecích usměrňovacích lopatek. Tyto jsou duté a je do nich od paty přiváděn horký vzduch, který dále proudí skrz jemné otvory na odtokových hranách a připojuje se k hlavnímu proudu nasávaného vzduchu. Natáčení lopatek je realizováno pomocí pák spojených s horními čepy lopatek. Páky jsou vzájemně spojeny pomocí ovládacího prstence. Natáčení lopatek je možné v rozsahu  $+27^\circ - 0^\circ$ . [13]



Obr. 3.8 – Řez vstupním ústrojím [13]

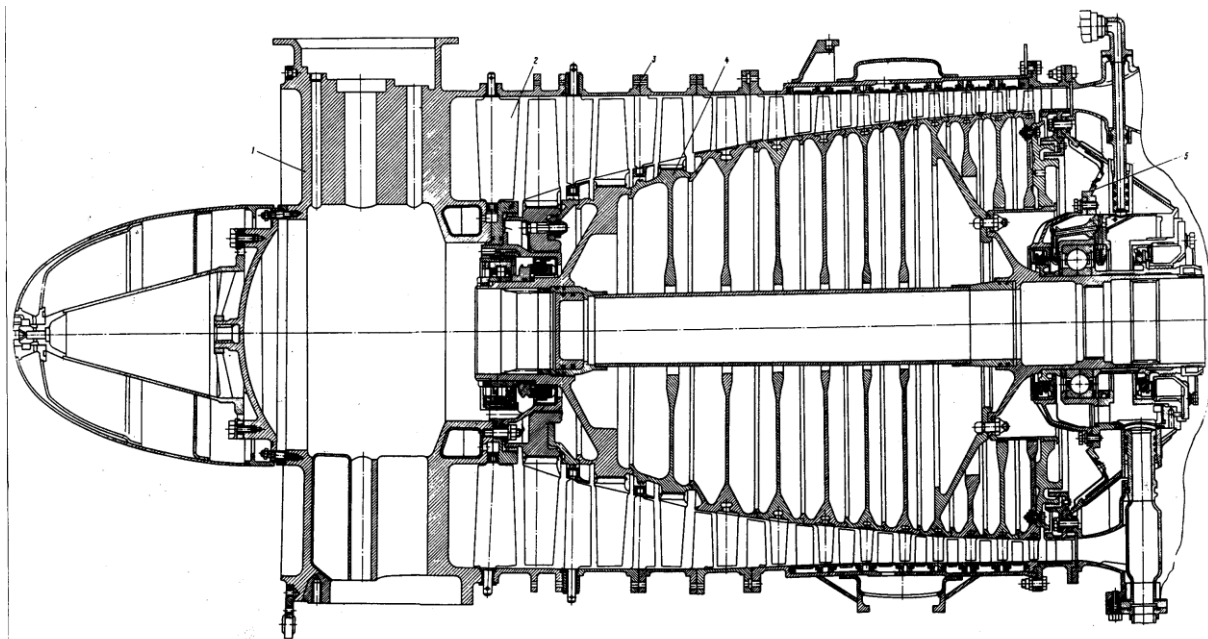
1 – Aerodynamický kryt; 2 – upevňovací kužel; 3 – Přední víko; 4 – Těleso vstupního ústrojí (aerodynamické žebro);  
5 – Zadní víko; 6 – Těleso prvního radiálního ložiska; 16 – Kuličkové ložisko závěsu; 17 – Příruba závěsu

### 3.1.11 Kompresor

Motor TV3-117 má axiální dvanáctistupňový kompresor s konstantním vnějším průměrem, s natáčecími usměrňovacími lopatkami prvních čtyř stupňů a dvojicí odpouštěcích ventilů, nacházejícími se za sedmým stupněm. Kompresor se skládá ze satoru, rotoru, dvojice ložiskových těles, mechanismu natáčení usměrňovacích lopatek a odpouštěcích ventilů.

Sator je složený z pěti prstencových částí vzájemně spojených přírubami. První čtyři části jsou vyrobené z titanové slitiny, pátá část z ocele. Ke čtvrté části satoru kompresoru je přivařen vnější plášť, který vytváří komoru pro odběr vzduchu za sedmým stupněm kompresoru. Na vnějším plášti čtvrtého prstence se nacházejí příruby:

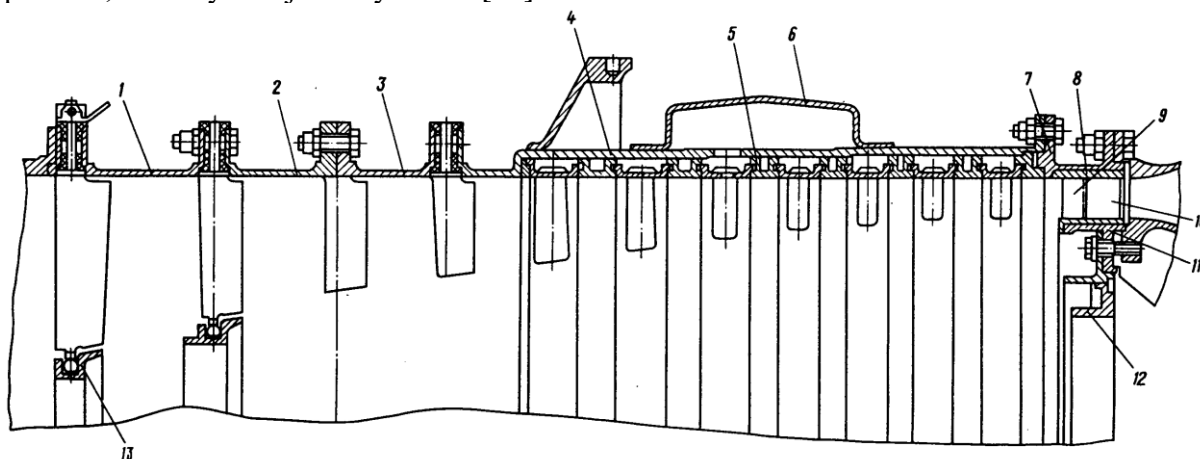
- pro odběr vzduchu na chlazení volné plynové turbíny
- pro odběr vzduchu na chlazení a utěsnění třetího ložiska motoru
- pro upevnění dvojice odpouštěcích ventilů vzduchu
- pro odběr vzduchu pro potřeby vrtulníku
- pro kontrolu lopatek sedmého a osmého stupně kompresoru



Obr. 3.9 – Podélný řez kompresorem motoru [13]

1 – Těleso vstupního ústrojí, 2 – Vstupní usměrňovací lopatky, 3 – Stator kompresoru, 4 – Rotor kompresoru, 5 – Druhé ložisko

Dále se na čtvrtém prstenci nacházejí dva nátrubky odběru vzduchu z pátého stupně kompresoru pro zahlcení těsnění prvního a čtvrtého ložiska motoru. První dvě řady statorových otočných lopatek jsou uloženy jak ve vnějších prstencových částech statoru, tak v rozebíratelných vnitřních prstencích. Statorové natáčecí lopatky třetího a čtvrtého stupně a statorové pevné lopatky pátého až jedenáctého stupně kompresoru jsou uloženy pouze letmo ve vnějších prstencích statoru kompresoru. Dvanáctý stupeň kompresoru má dvě řady statorových lopatek vyrobených z oceli, které jsou uloženy jak ve vnějším, tak ve vnitřním prstenci, čímž vytvářejí nosný celek. [13]



Obr. 3.10 – Podélný řez státorem motoru [13]

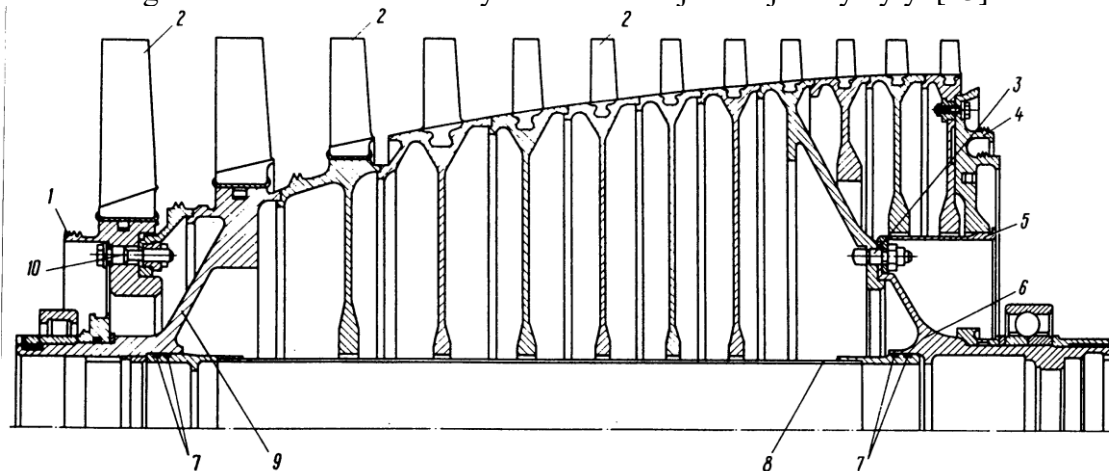
1 – První část statoru kompresoru, 2 – Druhá část statoru kompresoru, 3 – Třetí část statoru kompresoru, 4 – Čtvrtá část statoru kompresoru, 5 – Těsnící prstenec, 6 – Vnější plášť, 7 – Pátá část statoru, 8 – Vnější prstenec usměrňovacího ústrojí, 9 – Statorové lopatky dvanáctého stupně, 9 – Lopatky usměrňovacího ústrojí, 11 – Vnitřní prstenec usměrňovacího ústrojí, 12 – Prstenec labyrintového těsnění, 13 – Vnitřní prstenec prvních statorových lopatek

Rotor kompresoru je tzv. diskobubnové konstrukce a skládá se z disků, rotorových lopatek a přední a zadního čepu. Disky rotoru jsou vyrobené z titanové slitiny, a kromě prvního disku jsou všechny k sobě přivařeny. První disk je k ostatním připevněn šrouby. Na předních



částech prvních třech disků se nachází labyrintové těsnění. K poslednímu disku je pomocí šroubů připevněno dvojité labyrintové těsnění. V prvních třech discích jsou vytvořené lichoběžníkové drážky v axiálním směru, zatímco v ostatních discích jsou lichoběžníkové drážky vytvořené v tangenciálním směru.

Přední čep rotoru je součástí druhého disku a slouží k uložení rotoru v prvním ložisku, zároveň přenáší krouticí moment do centrálního pohonu, s nímž je spojen vnitřní evolventní drážkou. Zadní čep je pomocí šroubů připevněn k devátému disku a slouží k uložení rotoru v druhém ložisku. Zároveň přenáší krouticí moment z rotoru turbíny, s nímž je spojen pomocí vnitřní evolventní drážky. Oba čepy jsou vzájemně propojeny trubkou, která uzavírá vnitřní prostor rotoru kompresoru. Všechny rotorové lopatky jsou vyrobené z titanové slitiny. První tři řady rotorových lopatek jsou uloženy v discích v axiálních lichoběžníkových drážkách a jsou zajištěny plechovými pojistkami. Ostatní řady rotorových lopatek jsou uloženy v discích v tangenciálních lichoběžníkových drážkách a jsou zajištěny nýty. [13]

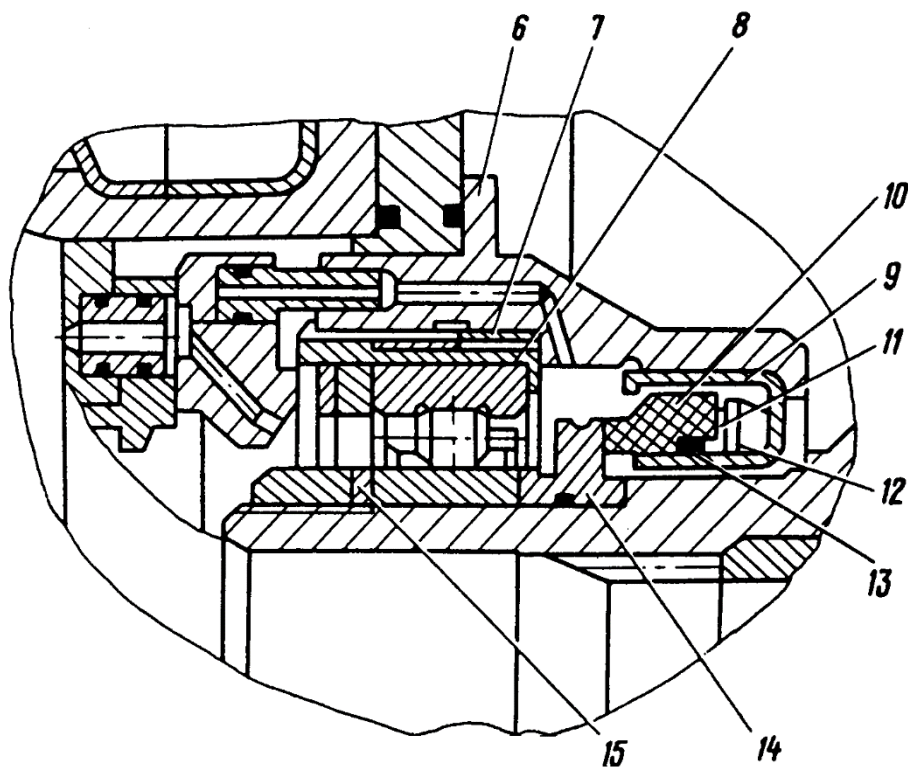


Obr. 3.11 – Podélný řez rotorem kompresoru [13]

1 – přední labyrintové těsnění, 2 – rotorové lopatky, 3 – šroub, 4 – zadní labyrintové těsnění, 5 – zpevňovací prstenec,  
6 – zadní čep, 8 – propojovací trubka, 9 – přední čep, 10 šroub

### 3.1.12 Těleso prvního ložiska

V tělese prvního ložiska je uložené první, válečkové, ložisko, které vymezuje polohu a zachycuje síly od rotoru kompresoru v radiálním směru. Těleso prvního ložiska je pomocí šroubů připevněno k tělesu vstupního ústrojí. Do tělesa prvního ložiska je zaveden olej pro mazání a chlazení ložiska. Úniku oleje do vnitřního prostoru rotoru kompresoru zabraňuje grafitové těsnění. Aby účinnost grafitového těsnění byla dostatečná, je do prostoru za těsněním zaveden tlakový vzduch od kompresoru. [13]

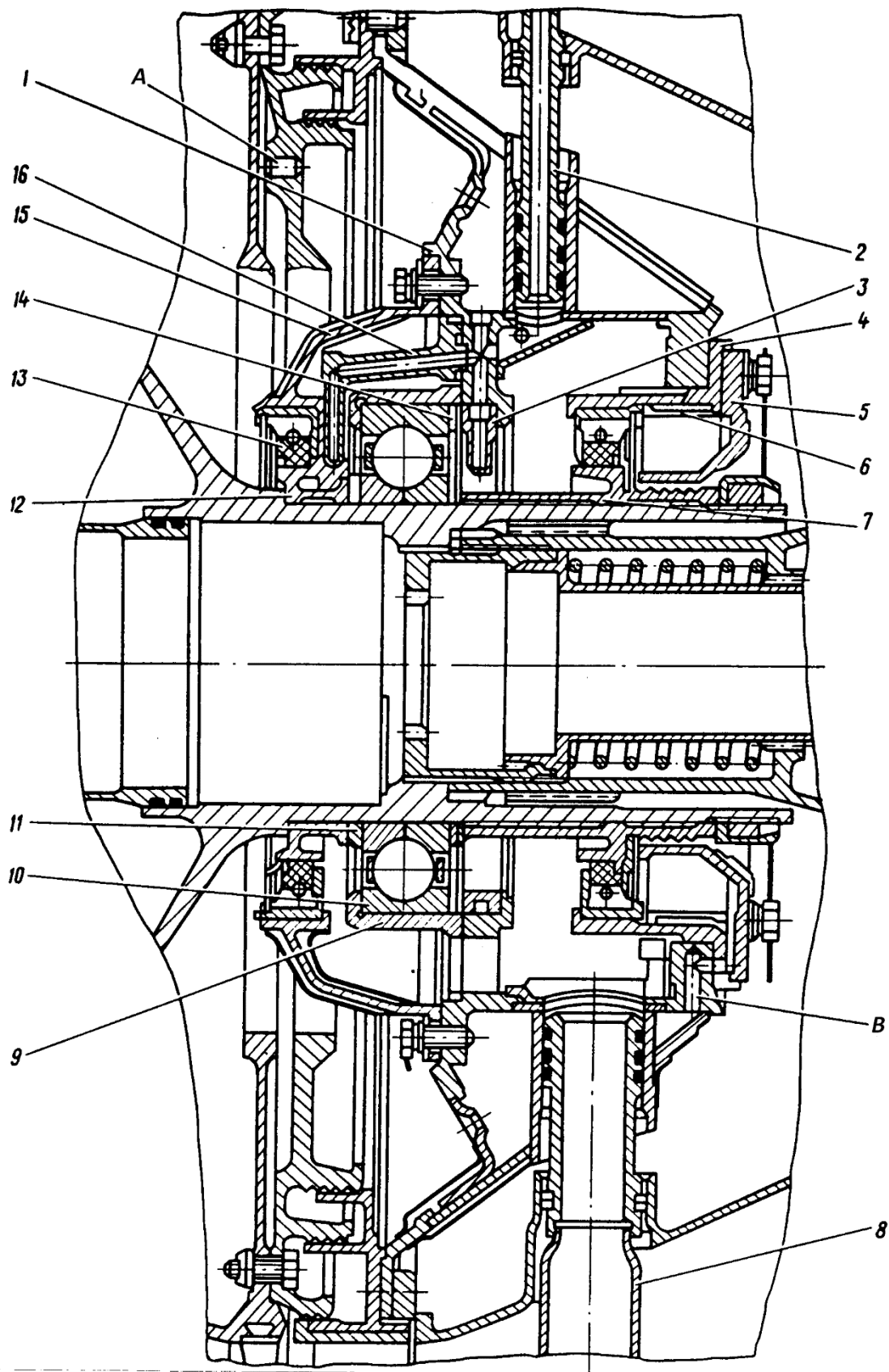


Obr. 3.12 – Podélný řez tělesem prvního ložiska [13]

6 – pouzdro ložiska a těsnění, 7 – pružná vložka, 8 – lůžko ložiska, 9 – objímka těsnění, 10 – grafitový těsnicí kroužek, 11 – plochá pružina, 12 – vložka, 13 – pryžový těsnicí kroužek, 14 – dorazový kroužek, 15 – zajišťovací kroužek

### 3.1.13 Těleso druhého ložiska

V tělese druhého ložiska je uložené druhé, kuličkové, ložisko, které vymezuje polohu a zachycuje síly od rotoru kompresoru jak v radiálním, tak axiálním směru. Těleso druhého ložiska je pomocí šroubů připevněno k části statoru kompresoru vycházejícího z posledních dvou statorových lopatek. Vnější kroužek ložiska je z jedné strany opřen o čelní plochu lůžka, z druhé strany je jeho poloha zajištěna kroužkem. Vnitřní kroužek ložiska je nalisován na druhý náboj kompresoru a jeho axiální poloha je zajištěna uzly grafitového těsnění. Mazací olej je do tělesa ložiska zaváděn olejovým potrubím přes kanál v podložce (3) a přes olejovou trysku (16). Zabezpečuje mazání a chlazení jak ložiska, tak grafitových těsnění. Vnitřní prostor ložiska je chráněn proti usazování karbonu clonkou z titanové slitiny. Použitý olej je pak z prostoru odsáván potrubím (8). Skrze otvory (A) a (B) je do prostorů za grafitovými těsněními přiváděn tlakový vzduch.



Obr. 3.13 – Podélný řez tělesem druhého ložiska [13]

1 – Ložisková skříň, 2 – trubka přívodu oleje, 3 – podložka, 4 – uzel grafitového těsnění, 5 – kryt labyrintového těsnění, 6 – pouzdro, 7 – zadní těsnící pouzdro, 8 – trubka odvodu oleje, 9 – lůžko ložiska, 10 – ložisko, 11 – kroužek, 12 – přední těsnící pouzdro, 13 – grafitové těsnění, 14 – kroužek, 15 – uzel s grafitovým těsněním

### 3.1.14 Mechanismus natáčení usměrňovacích lopatek kompresoru

Mechanismus natáčení usměrňovacích lopatek je kinematická soustava skládající se z několika druhů pák, ovládacích prstenců, nastavitelných táhel a pracovních hydraulických pístů. Celý mechanismus se nachází na vnějším povrchu skříně kompresoru. Každá natáčecí usměrňovací lopatka kompresoru je ovládaná pákou spojenou s ovládacím prstencem. Jednotlivé prstence jsou ovládány soustavou pák a táhel, u nichž je možné korigovat výchylku jak pro každý prstenec zvlášť, tak pro všechny společně. Celý mechanismus je pak ovládán dvojicí hydraulických pracovních válců. Pracovní kapalina válců je tlakové palivo z čerpadla-regulátoru NR-3A. Jeden z pracovních válců je umístěn přímo v čerpadle-regulátoru NR-3A, druhý je samostatný. Na horním čepu jedné z natáčecích usměrňovacích lopatek je upevněná zpětnovazební páka, která je přes táhlo a páku spojená s čerpadlo-regulátorem NR-3A. Nastavení úhlu lopatek probíhá podle přepočítaných otáček rotoru turbokompresoru. [13] [14]

### 3.1.15 Odpouštěcí ventily vzduchu

Dva odpouštěcí ventily vzduchu jsou přírubami připevněné k plášti kompresoru v oblasti za sedmým stupněm. Jsou ovládány tlakovým palivem čerpadla-regulátoru NR-3A v závislosti na přepočítaných otáčkách rotoru kompresoru.

### 3.1.16 Spalovací komora

Spalovací komora je prstencového typu s dvanácti hlavicemi, ve kterých jsou umístěné palivové trysky. Spalovací komora se skládá z vnějšího pláště, vnitřního pláště, plamence a palivové rampy. Vnější plášť je svařenec ze žáruvzdorné oceli. Zepředu je přírubou spojený se zadní přírubou kompresoru, zezadu je spojený s přední přírubou vnějšího pláště tělesa turbíny kompresoru. Na vnějším plášti spalovací komory se nachází:

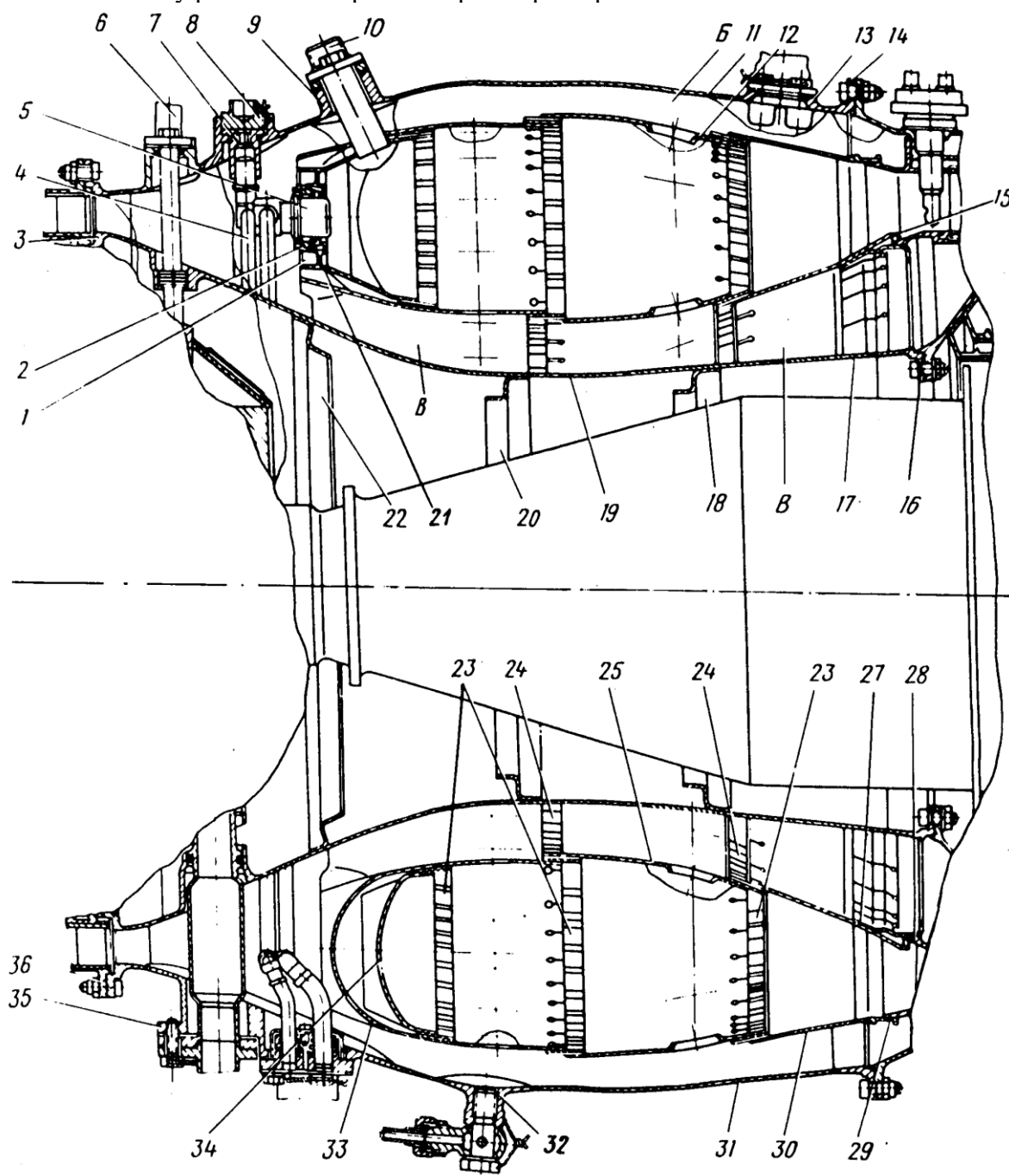
- příruba přívodu mazacího oleje do druhého ložiska
- příruba odvodu mazacího oleje z druhého ložiska
- nátrubek přívodu tlakového vzduchu pro utěsnění prostoru druhého ložiska
- nátrubek odběru vzduchu pro spouštěcí automat a akcelerační automat čerpadla-regulátoru NR-3A
- nátrubek odběru vzduchu pro synchronizátor výkonu čerpadla-regulátoru NR-3A
- nátrubek odběru vzduchu pro ukazatel režimu IR-117V
- nátrubek odběru vzduchu pro ejektor
- příruba bloku odpadních ventilů
- příruby zapalovací svíčky (2x)
- příruby závěsů plamence
- příruby palivové rampy
- příruba odběru vzduchu pro potřeby vrtulníku
- příruba odběru vzduchu rozmrazovací soustavy

Vnitřní plášť je svařenec ze žáruvzdorné oceli. Přední přírubou je spojený s tělesem druhého ložiska, zadní přírubou se šikmou částí tělesa turbíny kompresoru. Pro zvýšení tuhosti se na vnitřní ploše vnitřního pláště nachází tři profilované prstence.

Plameneček je svařenec prstencového tvaru ze žáruvzdorné oceli. Vnitřní prostor plamence slouží k vytvoření a spalování palivové směsi. V přední části plamence se nachází 12 hlavic s vířiči a otvory pro průchod palivových trysek. V přední části plamence se nachází devět pouzder pro jeho uchycení ve vnějším plášti spalovací komory. Zadní část plamence



se kluzně opírá o vnitřní a vnější plášť vstupního ústrojí turbíny. Ve spodní části plamence se nachází otvory pro odvod nespáleného paliva při úspěšném startu.

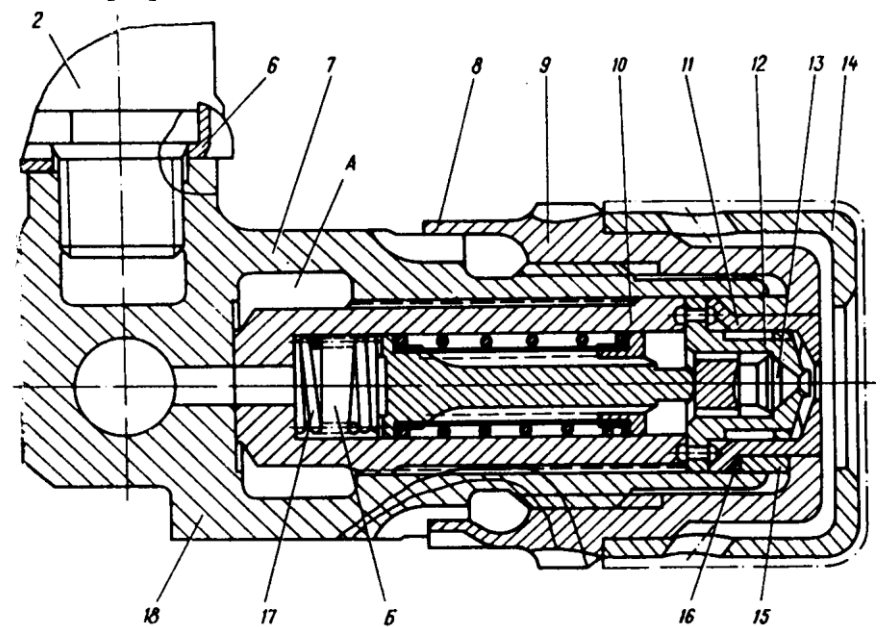


Obr. 3.14 – Podélný řez spalovací komorou [13]

1 – vířič; 2 – pouzdro; 3 – přední vnitřní příruba; 4 – palivová rampa; 5 – palivová tryska; 6 – příruba přívodu oleje; 7 – závěs; 8 – matice; 9 – příruba zapalovací svíčky; 10 – zapalovací svíčka; 11 – vnější plášť spalovací komory; 12 – vnější sekce difuzoru; 13 – příruba; 14 – zadní příruba; 15 – plamenec; 16 – zadní vnitřní příruba; 17 – vnitřní plášť difuzoru; 18 – výztuha; 19 – sekce vnitřního difuzoru; 20 – výztuha; 21 – plavající kroužek; 22 – výztuha; 23 – vrapovaný kroužek; 24 – vrapovaný kroužek; 25 – vnitřní sekce směšovače; 27 – opěrná sekce; 28 – opěrný kroužek; 29 – opěrný kroužek; 30 – opěrná sekce; 31 – sekce vnějšího difuzoru; 32 – odpadový nátrubek; 33 – vnější prstenec plamence; 34 – vnitřní prstenec plamence; 35 – příruba; 36 – přední vnější příruba; B – vnější prstencový kanál; V – vnitřní prstencový kanál.

Palivová rampa společně s dvanácti palivovými tryskami zajišťuje přívod a rozprašení paliva do prostoru plamence spalovací komory. Je vyrobená z dvojitého kruhového potrubí se dvěma přívodními potrubími a třemi nosnými čepy.

Palivové trysky jsou odstředivé, dvoukanálové duplexního typu. K palivové rampě jsou přivařeny. Do každé palivové trysky vedou dvě přívodní potrubí. První, nízkotlaké, potrubí přivádí palivo o tlaku 0,3 – 0,05 MPa během spouštění a volnoběžného režimu. Druhé, vysokotlaké potrubí přivádí palivo o tlaku  $3,2 \pm 0,1$  MPa při všech vyšších režimech než volnoběžném. Na výstupní části palivové trysky se nachází speciální provzdušňovací hlavice, která otvory přivádí do trysky primární<sup>8</sup> vzduch, čímž zabráňuje usazování uhlíku na stěnách kanálu. [13]



Obr. 3.15 – Podélný řez palivovou tryskou [13]

2 – závěs; 6 – podložka; 7 – čistič; 8 – plášť pouzdra; 9 – pouzdro; 10 – vložka čističe; 11 – dýza; 12 – vířič;  
14 – proti-karbonový kryt; 15 – příčný kroužek; 16 – měděný kroužek; 17 – pružina; 18 – trojník.

### 3.1.17 Plynová turbína kompresoru

Plynová turbína kompresoru slouží k pohonu kompresoru a agregátů nacházejících se na skříni pohonů. Skládá se z tělesa usměrňovacích ústrojí, dvou stupňů usměrňovacích ústrojí, rotoru plynové turbíny a tělesa třetího ložiska.

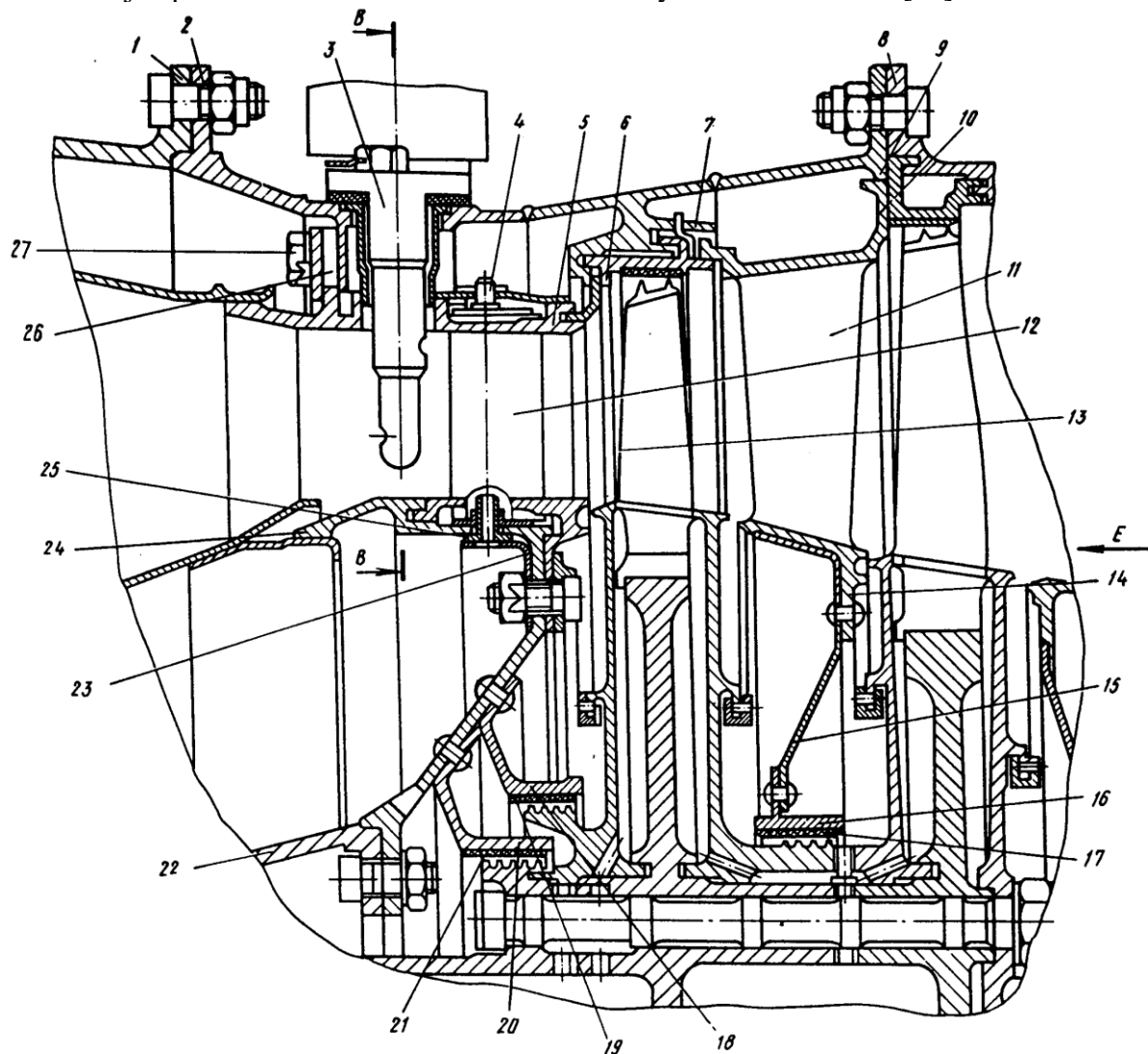
Těleso usměrňovacích ústrojí je svařenec z titanové slitiny, vpředu přírubou spojený s vnějším pláštěm spalovací komory. Vzadu je přírubou spojené s tělesem usměrňovacích ústrojí volné plynové turbíny. Na vnějším povrchu tělesa usměrňovacích ústrojí plynové turbíny kompresoru se nachází dvacet jedna přírub pro upevnění termočlánků T-102. V přírubách je jich ale upevněných jen čtrnáct, ostatní příruby jsou uzavřené. Ve vnitřní části tělesa je upevněný prstenec se speciálním kovo-keramickým povrchem, který je umístěný nad břity bandáže rotorových lopatek prvního stupně plynové turbíny kompresoru. Dále jsou v tělese usměrňovacích ústrojí upevněna usměrňovací ústrojí prvního a druhého stupně.

Usměrňovací ústrojí prvního stupně se skládá z vnějšího prstence, šedesáti tří usměrňovacích lopatek, vnitřního prstence a kluzné příruby. Spojení usměrňovacího ústrojí prvního stupně s tělesem usměrňovacích ústrojí pomocí kluzné příruby umožňuje kompenzovat rozdílné teplotní roztažnosti obou částí. Vnitřní prstenec je s vnitřním pláštěm spalovací komory spojený jak pevnou, tak kluznou přírubou. Usměrňovací lopatky jsou vyrobené ze žáruvzdorné ocelové slitiny a jsou uloženy v profilovaných drážkách jak ve vnějším, tak i vnitřním prstenci. Lopatky jsou duté a dutými čepy je do nich přiváděn

<sup>8</sup> Primární vzduch je označení pro proud vzduchu vstupujícího do plamence. Tento proud vzduchu se přímo podílí na spalování. Tzv. sekundární vzduch slouží pouze k ochlazení spalovací komory a výstupních plynů.

sekundární vzduch ze spalovací komory. Tělo plynové turbíny je chráněné speciálním černým emailem KO-818K.

Usměrňovací ústrojí druhého stupně plynové turbíny kompresoru je odlitek. Skládá se z vnějšího prstence, padesáti pěti usměrňovacích lopatek a vnitřního prstence. Vnější prstenec se zepředu i zezadu opírá o těsnící kroužky labyrintového těsnění prvního a druhého stupně rotoru plynové turbíny kompresoru. K vnitřnímu prstenci je přinýtována šikmá stěna, na kterou je upevněn těsnící kroužek hřídelového labyrintového těsnění. [13]

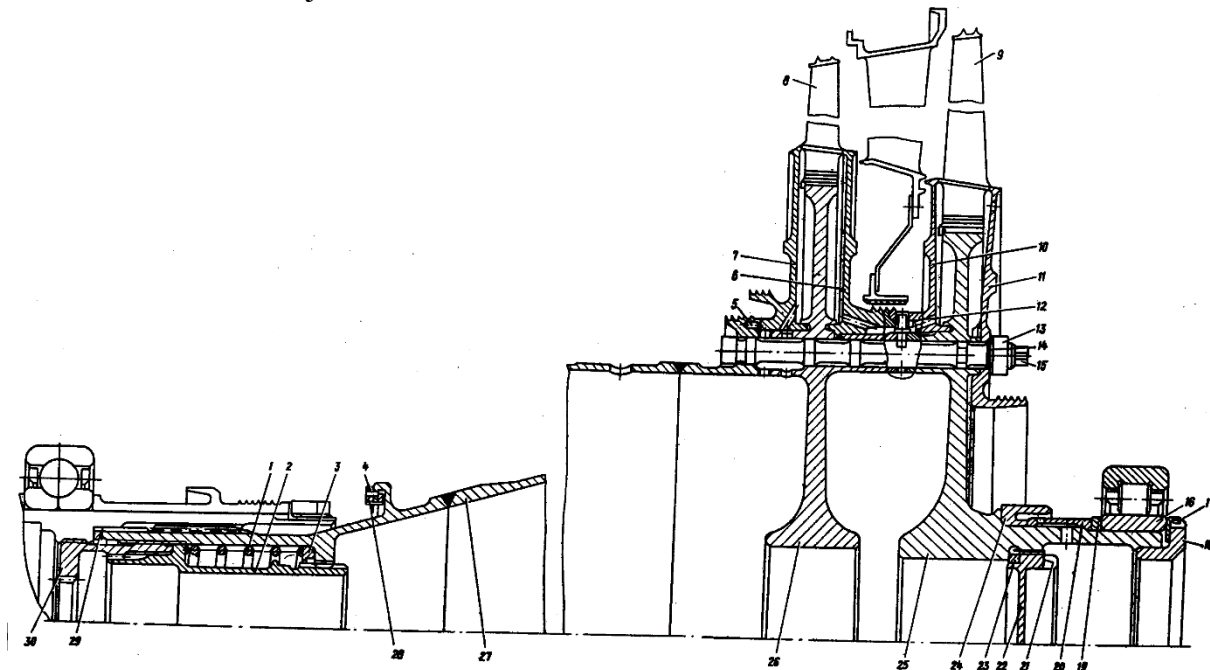


Obr. 3.16 – Podélný řez státorem plynové turbíny kompresoru

1 – vnější tělo spalovací komory, 2 – těleso prvního stupně plynové turbíny kompresoru, 3 – termočlánek, 4 – pouzdro, 5 – vnější prstenec, 6 – těsnící prstenec, 7 – kovo-keramické těsnění, 8 – těleso druhého stupně plynové turbíny kompresoru, 9 – těleso, 10 – usměrňovací ústrojí druhého stupně plynové turbíny kompresoru, 11 – lopatky usměrňovacího ústrojí druhého stupně plynové turbíny kompresoru, 12 – lopatky usměrňovacího ústrojí prvního stupně plynové turbíny kompresoru, 13 – vnitřní prstenec, 14 – vnitřní prstenec, 15 – šikmá příhrada, 16 – těleso labyrintu, 17 – kovo-keramické těsnění, 18 – těleso labyrintu, 19 – kovo-keramické těsnění, 20 – těleso labyrintu, 21 – kovo-keramické těsnění, 22 – vnitřní difuzor, 23 – prstenec, 24 – příruba, 25 – prstenec, 26 – záslepka, 27 – vymezovací kroužek, 28 – šroub

Rotor plynové turbíny kompresoru se skládá z hřídele, disku prvního stupně, disku druhého hřídele, krycích disků a rotorových lopatek. Hřídel rotoru turbíny kompresoru je dutý svařenec z oceli. V přední části je vytvořené podélné evolventní drážkování pro spojení s rotorem kompresoru. V axiálním směru je vzájemný posuv hřídele turbíny kompresoru a hřídele kompresoru zajištěn spojkou. Disky prvního i druhého stupně jsou z každé strany

obloženy krycími disky. Ty jsou uloženy v čelních drážkách disků prvního i druhého stupně a celá sestava je axiálně stažena lícovanými šrouby a maticemi. Z prvního krycího disku vycházejí dva prstence s těsníci bříty labyrintového těsnění. Dále druhý a čtvrtý krycí disk navazují na prstence s těsníci bříty labyrintového těsnění. Hřídel a krycí disky mají v sobě otvory, kterými prochází chladicí vzduch ze sekundárního proudu spalovací komory. Krycí disky vytváří kolem disků uzavřené komory, kterými chladicí vzduch proudí. V prvním disku je v podélných stromečkových drážkách usazeno sto třicet tři rotorových lopatek. V druhém disku je stejným způsobem usazeno 101 rotorových lopatek. Axiální posuv lopatek je zajištěn krycími disky. Rotorové lopatky plynové turbíny kompresoru nejsou chlazené. Zadní čep rotoru plynové turbíny kompresoru je uložen ve třetím, válečkovém, ložisku. Dutina hřídele je vzadu uzavřená a utěsněná těsnícím kroužkem a maticí. [13]



Obr. 3.17 – Podélný řez rotorem plynové turbíny kompresoru [13]

1 – pružina zajišťovacího pouzdra; 2 – zajišťovací pouzdro; 3 – opěrná podložka; 4, 5 – kolík; 6 – zadní krycí disk; 7 – přední krycí disk; 8 – rotorová lopatka prvního stupně; 9 – rotorová lopatka druhého stupně; 10 – přední krycí disk druhého stupně; 11 – zadní krycí disk druhého stupně; 12 – doraz; 13 – matice; 14 – lícovaný šroub; 15 – třetí ložisko motoru; 16 – vymežovací kroužek; 17 – matice; 18 – kroužek; 19 – pouzdro; 20 – zajišťovací podložka; 21 – matice; 22 – kroužek; 23 – těsnící prstavec; 24 – disk druhého stupně; 25 – disk prvního stupně; 26 – hřídel; 27 – vyvažovací závaží; 28 – vymežovací kroužek; 29 – stahovací vložka.

Uzel třetího ložiska se skládá z ložiskového lůžka, předního těsnění, válečkového ložiska, ložiskového pouzdra a nastavovacího kroužku. Ložiskové lůžko je odlitek, se dvěma přivařenými příhradami. Lůžko je přírubou spojené s tělesem usměrňovacího ústrojí prvního stupně volné plynové turbíny. Má v sobě vytvořené kanály pro přívod mazacího oleje. V předu je olejový prostor utěsněný grafitovým těsněním, které je navíc zahlcováno tlakovým vzduchem ze sedmého stupně kompresoru. Vzadu je olejový prostor utěsněný příhradami. [13]

### 3.1.18 Volná plynová turbína

Uzel volné plynové turbíny se skládá z tělesa usměrňovacích ústrojí, usměrňovacích ústrojí prvního a druhého stupně volné plynové turbíny, rotoru volné plynové turbíny a tělesa čtvrtého a pátého ložiska motoru.

Těleso usměrňovacích ústrojí volné plynové turbíny je složenou ze dvou svařenců z titanových plechů, které jsou spojené přírubou. Obě dvě části tělesa usměrňovacích ústrojí mají ve vnitřním povrchu drážku pro uchycení prstenců rozváděcích lopatek

a nadbandážových těsnění. Těleso je spojeno přírubami v předu s tělesem usměrňovacích ústrojí turbíny kompresoru, vzadu s tělesem čtvrté a páté opory motoru. Těleso a spojovací prvky jsou pro ochranu povrchu opatřeny emailem KO-188K. Těleso má na svém vnějším povrchu následující příruby:

- přívodu oleje ke třetímu ložisku motoru
- odvodu oleje od třetího ložiska motoru
- přívodu chladícího vzduchu od sedmého stupně
- kontrolního otvoru

Usměrňovací ústrojí prvního stupně volné plynové turbíny je odlitek. Je v něm vytvořeno třicet dva dutých usměrňovacích lopatek. Přední hrana usměrňovacího ústrojí je upevněna v drážce tělesa usměrňovacích ústrojí volné plynové turbíny. Vzadu je usměrňovací ústrojí pomocí klínových prstenců vystředěno k nadbandážovému těsnění, které je pomocí kolíku upevněno k tělesu usměrňovacích ústrojí. Ke vnitřnímu prstenci usměrňovacího ústrojí jsou přivařeny šikmé stěny, které svary navazují na těleso třetího ložiska motoru.

Usměrňovací ústrojí druhého stupně volné plynové turbíny je také odlitek. Je v něm vytvořeno třicet sedm dutých usměrňovacích lopatek. V předu je usměrňovací ústrojí uchyceno v nadbandážovém těsnění. Vzadu je opět pomocí klínových prstenců vystředěno k tělesu usměrňovacích ústrojí volné plynové turbíny. Ke spodnímu prstenci usměrňovacího ústrojí je přivařena šikmá příhrada s kovo-keramickou vrstvou pro hřídelové labyrintové těsnění.

Rotor volné plynové turbíny se skládá z disků prvního a druhého stupně volné plynové turbíny a rotorových lopatek. Disky jsou vzájemně spojeny čelním ozubením a lícovanými šrouby s maticemi, které jsou zajištěné zajišťovacími podložkami. Disky mají v sobě podélné stromečkové drážky pro uchycení rotorových lopatek, které jsou axiálně zajištěny zajišťovacími kroužky. V disku prvního stupně je usazeno šedesát čtyři rotorových lopatek. V disku druhého stupně je usazeno padesát jedna rotorových lopatek. Rotorové lopatky mají na špičkách bandáže se dvěma těsníci bříty. Na zadní straně disku druhého stupně je zmíněnými lícovanými šrouby upevněn kroužek labyrintového těsnění. Na zadním čepu disku druhého stupně volné plynové turbíny je nasazeno ložiskové pouzdro, kterým je pak rotor uložen ve čtvrtém, kuličkovém a pátém, válečkovém ložisku. Vyvažování rotoru se provádí odebíráním materiálu z disků a ložiskového pouzdra.

Těleso čtvrtého a pátého ložiska je odlitek z lehkých slitin. K uzlu tělesa čtvrtého a pátého ložiska patří dále obě ložiska, grafitová těsnění a dvoustupňový reduktor. V předu je těleso přírubou upevněno ke kuželovému tělesu výstupního ústrojí. Čtvrté, kuličkové, ložisko má vnější kroužek uložen v tlumiči, který je pak připevněn ke zmíněné přírubě. K téže přírubě je pak připevněno grafitové těsnění a protistrana labyrintového těsnění na zadní straně disku volné plynové turbíny. V zadní části uzlu je přírubou k tělesu výstupního ústrojí připevněno lůžko pátého ložiska. K tomuto lůžku je také připevněno grafitové těsnění. Prostory za grafitovými těsněními (vně ložiskového prostoru) jsou přetlakovány vzduchem od sedmého stupně kompresoru. Mezi čtvrtým a pátým ložiskem se nachází reduktor, který se skládá ze dvou soukolí (kuželové a přímé soukolí). Existují dvě varianty řešení tohoto reduktoru v závislosti na roku výroby motoru. Těleso reduktoru je napojeno na těleso výstupního ústrojí. [13]

Na tělese ložisek se nachází příruby:

- přívodu oleje
- odvodu oleje
- přívodu vzduchu od sedmého stupně kompresoru



- pro hřídel vývodu otáček pro čerpadlo-regulátor NR-3A
- 4 x pro snímače otáček

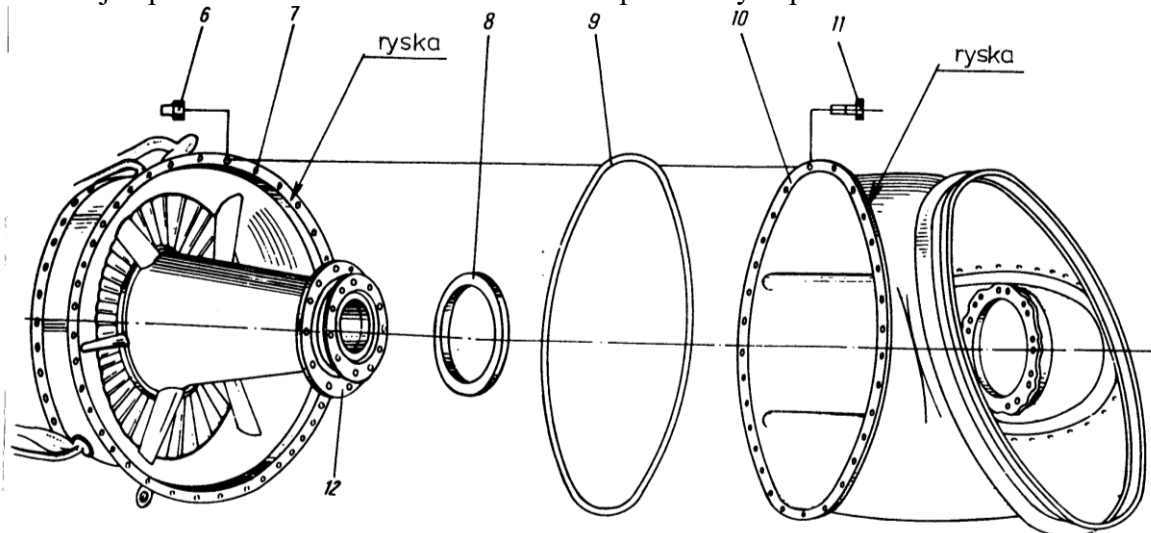
### 3.1.19 Výstupní soustava

Výstupní soustava motoru se skládá z difuzoru výstupní soustavy, výstupního nátrubku a spojovacího pásu.

Difuzor výstupní soustavy je svařenec a skládá se z vnějšího pláště, tělesa vývodu hřídele a ze šesti aerodynamických dutých žebér. Vnější plášť kuželovitého tvaru je dvojité. Vpředu je přírubou spojený se zadním tělesem usměrňovacích ústrojí volné plynové turbíny. Vzadu je přírubou spojený s výstupním nátrubkem. Těleso vývodu hřídele je nosné. Volně navazuje na žebra a dále prochází vnitřním prostorem a zadní stěnou výstupního nátrubku. Je k němu přírubou upevněno těleso čtvrtého a pátého ložiska. Vzadu je těleso vývodu hřídele přírubou spojené s výstupním nátrubkem a nachází se na něm příruba pro spojení s reduktorem. Dále jsou v tělese vývodu hřídele vytvořené montážní otvory pro upevnění dvou snímačů otáček. Na vnějším povrchu difuzoru se nacházejí příruby:

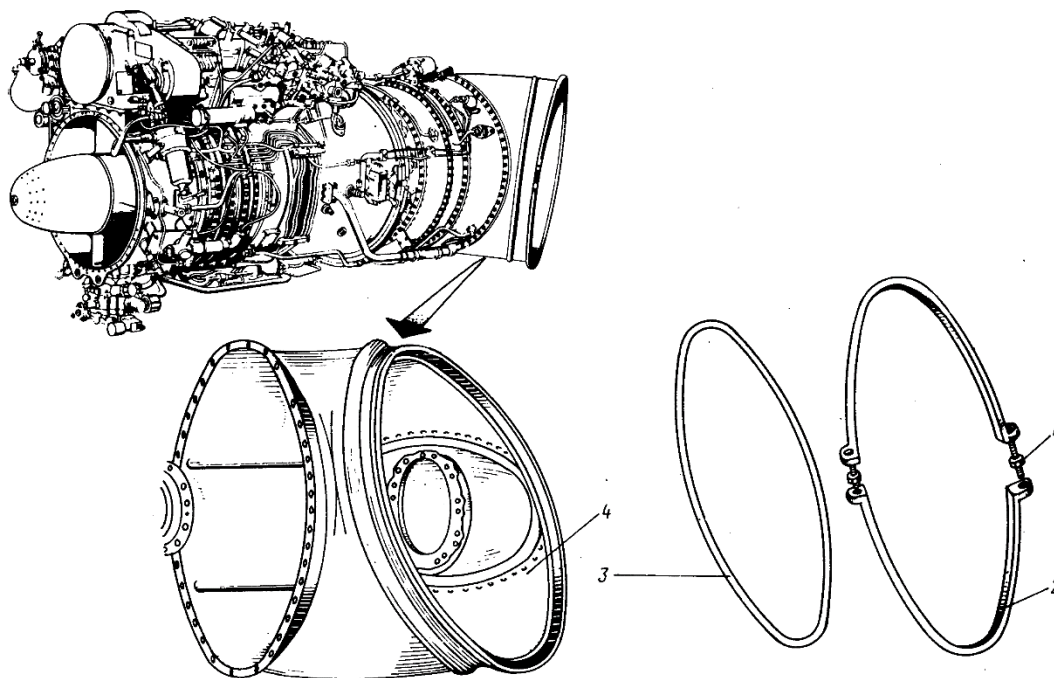
- pro upevnění pomocného reduktoru pohonu regulátoru otáček volné plynové turbíny,
- přívodu oleje k čtvrtému a pátému ložisku,
- odvodu oleje od čtvrtého a pátého ložiska,
- přívodu vzduchu od sedmého stupně kompresoru,
- pro vedení elektrických vodičů od snímačů otáček volné plynové turbíny,
- 2 x pro odvod vzduchu od druhého ložiska motoru,
- pro ejektor odvzdušňovacího potrubí skříně pohonů, olejové nádrže a palivové soustavy

Výstupní nátrubek je tvarované titanové tenkostěnné těleso, které umožňuje (podle montáže) usměrnění výstupních plynů buď na levou, anebo na pravou stranu motoru. Vpředu je přírubou spojen s difuzorem výstupní soustavy. V místě ohybu se nachází otvor a příruba pro průchod a připevnění tělesa vývodu hřídele. Výstupní část nátrubku je zakončena kovanou přírubou, která umožňuje napojení nástavce draku vrtulníku. Spojovací pás umožňuje upevnění nástavce draku vrtulníku na přírubě výstupní nátrubku.



Obr. 3.18 – Výstupní nátrubek [13]

6 – matice; 7 – příruba zadního tělesa motoru; 8 – nastavovací kroužek; 9 – těsnící prstenec; 10 – příruba výstupního nátrubku; 11 – šroub; 12 – příruba tělesa vývodu hřídele



Obr. 3.19 – Pohled na spojovací pás [13]

1 – stahovací šroub, 2 – spodní polovina stahovacího pásu, těsnící kroužek, 4 – příruba výstupního nátrubku

### 3.1.20 Soustava pohonů agregátů

Agregáty motoru umístěné na skříni pohonů jsou poháněnou soustavou pohonů agregátů. Ta se skládá z centrálního pohonu, skříně pohonů a pohonu regulátoru otáček volné plynové turbíny.

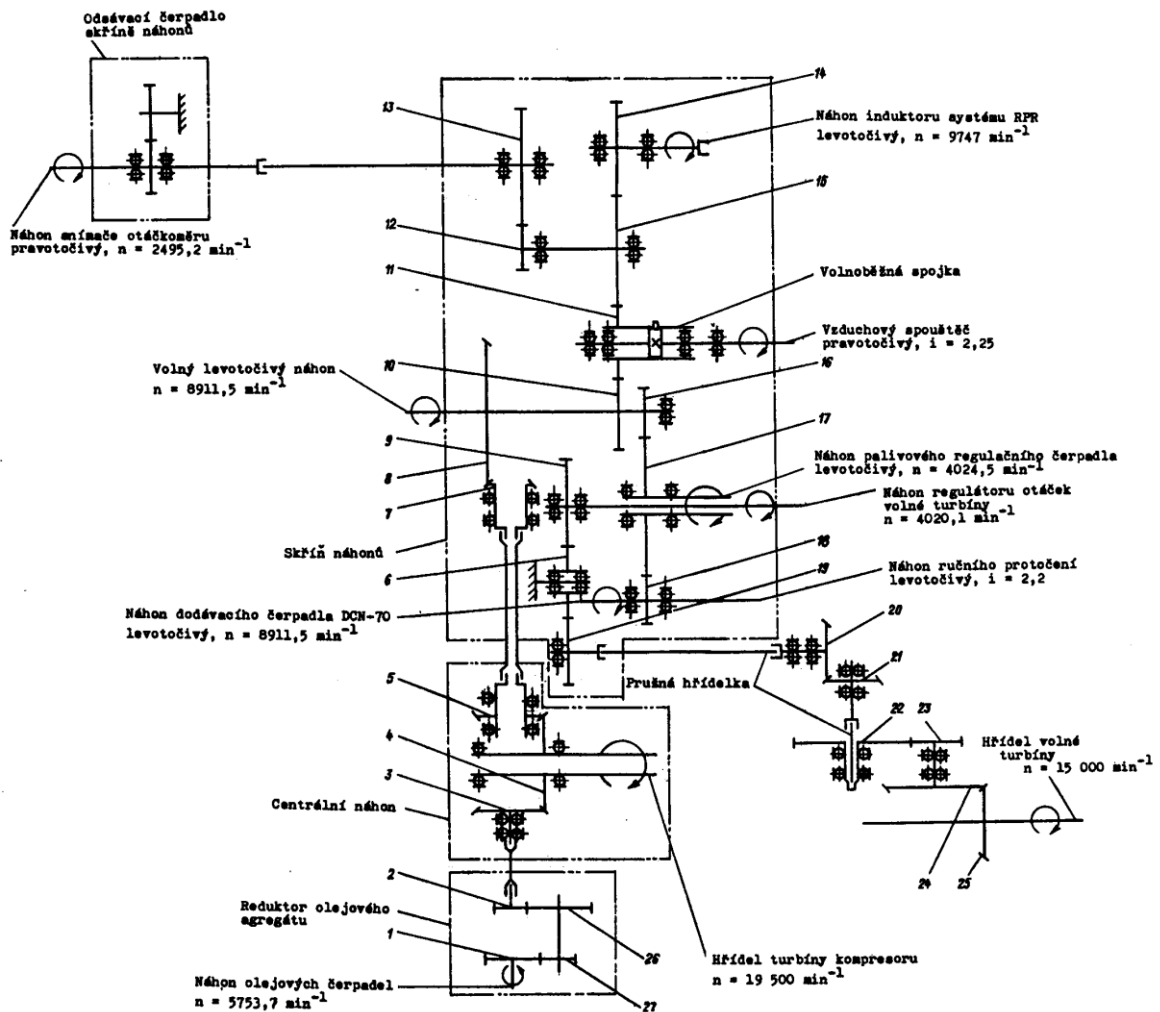
Centrální pohon přenáší krouticí moment z předního čepu rotoru kompresoru do skříně pohonů a do bloku odsávacích olejových čerpadel. Jeho těleso je odlitek z hliníkové slitiny, který je spojený přední přírubou s vnitřní přírubou tělesa vstupního ústrojí a zadní přírubou s tělesem prvního ložiska motoru. V tělese centrálního pohonu jsou pak uložena ložiska hnacího kuželového ozubeného kola a hnaných kuželových kol. Od hnaných kuželových ozubených kol je pak krouticí moment přenášen svislými hřídeli nahoru do skříně pohonů a dolů do bloku odsávacích olejových čerpadel. Svislé hřídele procházejí aerodynamickými žebry vstupního ústrojí. Do centrálního pohonu je přiváděn tlakový mazací olej, který je dále rozváděn k ložiskům a ozubení jednotlivých ozubených kol. Odváděn je pak samospádem do bloku odsávacích čerpadel. Průtok oleje centrálním pohonem je  $3,2_{-0,1}^{+1,0}$  [ $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$ ].

Skříň pohonů motoru slouží k pohonu a upevnění jednotlivých agregátů. Uvnitř jsou uložena ložiska a ozubená kola. Těleso skříně je odlitek z hořčíkové slitiny a je přírubou spojeno s horní přírubou tělesa vstupního ústrojí. Nachází se na něm příruby pro uchycení následující agregáty:

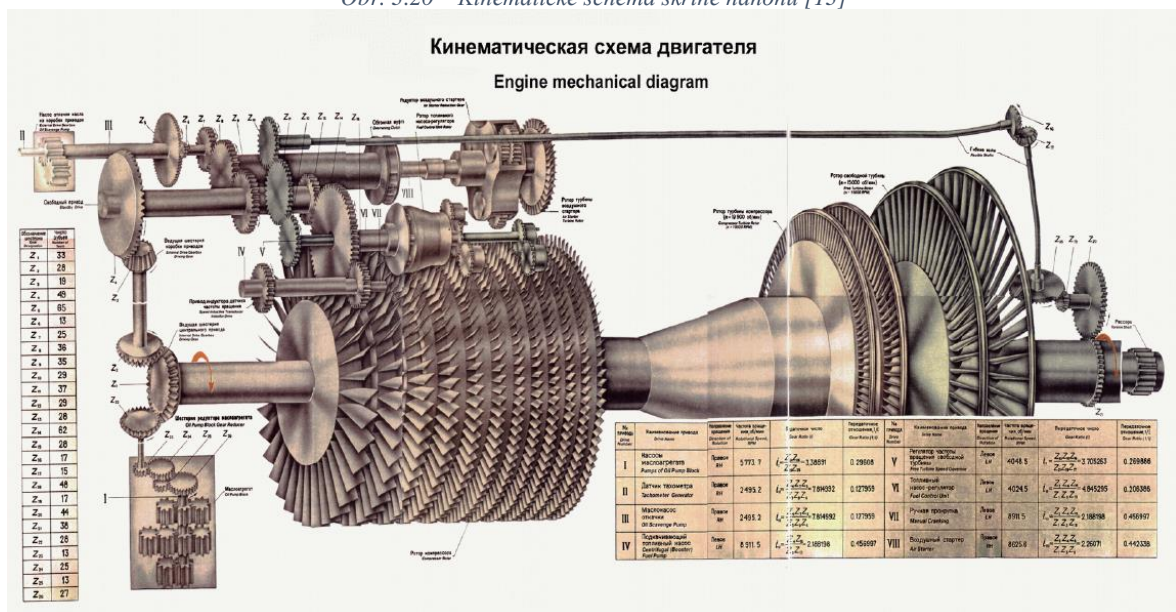
- vzduchový spouštěč SV-78,
- čerpadlo-regulátor NR-3A,
- odstředivé palivové čerpadlo DCN-70,
- odsávací olejové čerpadlo skříně pohonů,
- snímač otáček rotoru turbokompresoru DČV-2500,
- olejový filtr.

Pohon regulátoru otáček volné plynové turbíny je složen ze svislého pružného hřídele, pomocného reduktoru a vodorovného pružného hřídele. Svislý hřídel převádí otáčky

od vnitřního reduktoru volné plynové turbíny, viz kapitola 3.1.18, k vnějšímu reduktoru, který je dále převádí na vodorovný hřídel a ten do regulátoru otáček volné plynové turbíny. Na Obr. 3.20 je zobrazené kinematické schéma skříně pohonů agregátů. Na Obr. 3.21 je pak zobrazené kinematické schéma celého motoru.



Obr. 3.20 – Kinematické schéma skříně náhonů [13]

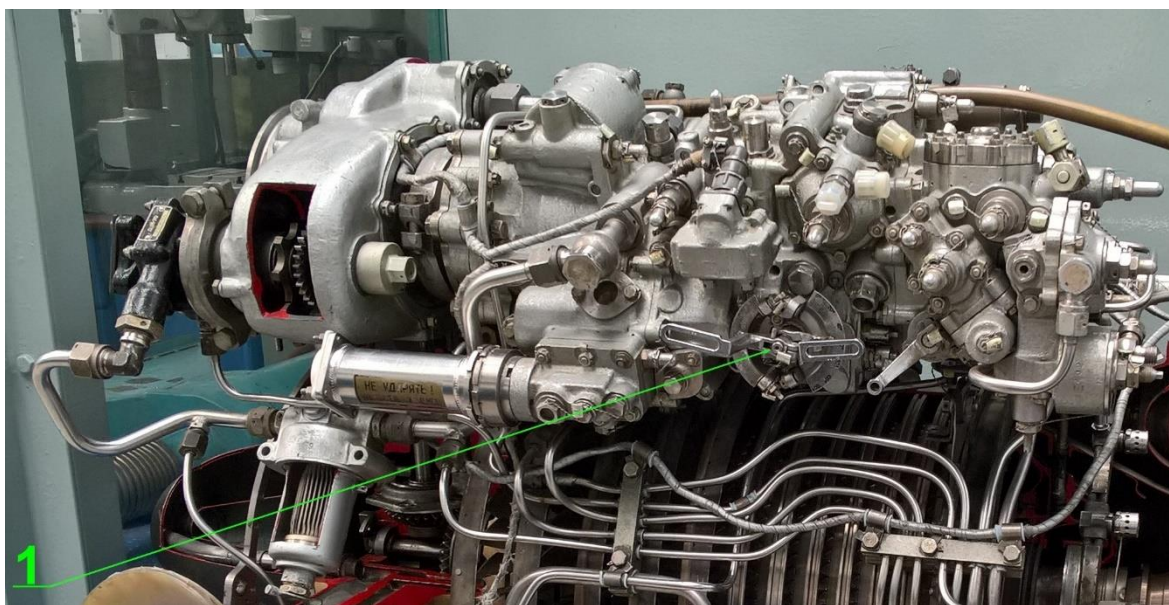


Obr. 3.21 – Kinematické schéma celého motoru [14].



### 3.1.21 Čerpadlo-regulátor NR-3A

Čerpadlo regulátor je složité zařízení, které dodává palivo o tlaku 32 bar a reguluje jeho dodávku ve všech režimech činnosti. Zdrojem tlaku paliva je rotační pístové čerpadlo. Samotný regulátor se pak skládá z několika regulačních okruhů, které regulují konkrétní pracovní režimy. Základem regulátoru jsou pak dva odstředivé regulátory otáček, které pomocí pákových mechanismů nastavují otevření příslušných ventilů a tím i množství dodávaného paliva. Tyto dva odstředivé regulátory lze korigovat pomocí dvou ovládacích pák motoru, viz. Obr. 3.22. Mezi vedlejší regulátor lze například zařadit synchronizátor výkonu spolupracujících motorů, akcelerační automat, teplotní korektor, výškový korektor, regulátory polohy rozváděcích lopatek, aj. Funkční schéma regulátoru je pak zobrazené v příloze 1.[13]



Obr. 3.22 – Čerpadlo-regulátor NR-3A<sup>9</sup>  
1 – Ovládací páky motoru

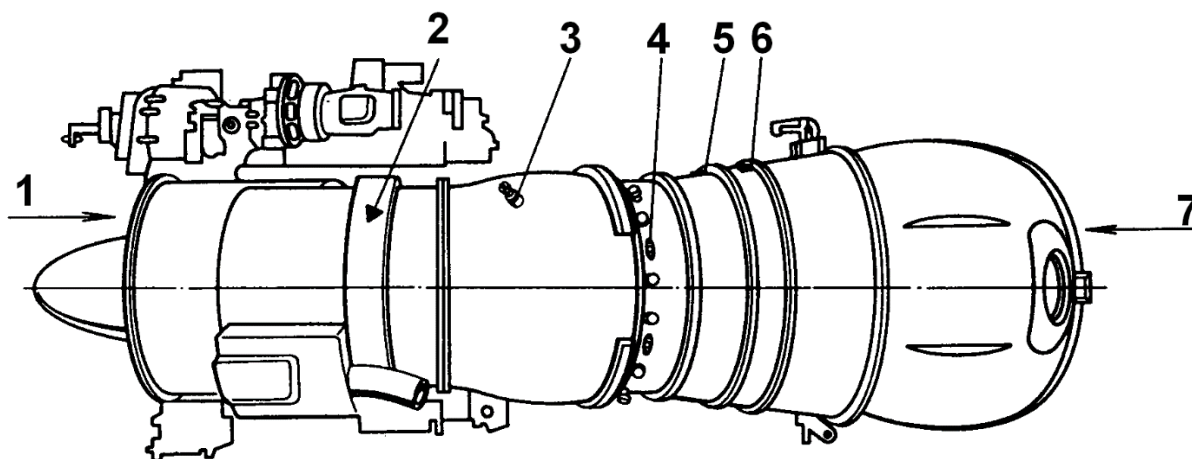
### 3.1.22 Kontrolní otvory

Na motoru TV3-117 jsou umístěné kontrolní otvory pro zavedení endoskopu, kterým lze vizuálně kontrolovat stav jednotlivých částí motoru. V Tab. 3.2 jsou vypsány jednotlivé části motoru, které se kontrolují, a umístění příslušných kontrolních otvorů. Ke každému kontrolnímu místu je také přiřazena pozice na Obr. 3.23.

<sup>9</sup> Vlastní upravená fotografie

Kontrolované části	Kontrola se provádí přes	Poz.
Vstupní usměrňovací lopatky kompresoru	Vstupní ústrojí	1
Rotorové lopatky prvního stupně	Vstupní ústrojí	1
Lopatky sedmého a osmého stupně kompresoru	Kontrolní otvor na tělese kompresoru	2
Plamenec a palivové trysky	Otvory zapalovacích svíček na tělese spalovací komory	3
Rozváděcí a rotorové lopatky prvního stupně turbíny kompresoru	Otvory pro termočlánky	4
Rozváděcí a rotorové lopatky druhého stupně turbíny kompresoru a prvního stupně volné plynové turbíny	Kontrolní otvor	5
Rozváděcí a rotorové lopatky druhého stupně volné plynové turbíny	Kontrolní otvor, výstupní ústrojí	6, 7

Tab. 3.2 – Kontrolní místa vizuální kontroly na motoru TV3-17



Obr. 3.23 – Rozmístění kontrolních otvorů [13]

### 3.1.23 Soustava kontroly motoru

Soustava kontroly motoru slouží k měření vybraných veličin a jejich zobrazování na přístrojích v kabině vrtulníku. Základní kontrolované veličiny jsou:

- otáčky rotoru turbokompresoru,
- otáčky rotoru volné plynové turbíny,
- teplota plynů před plynovou turbínou kompresoru,
- tlak oleje na vstupu do motoru,
- teplota oleje na výstupu z motoru,
- tlak paliva,
- vibrace tělesa motoru,
- režim motoru. [13]

### 3.1.24 Otáčky rotoru turbokompresoru

Otáčky rotoru turbokompresoru jsou snímány jednak pro regulátor hraničních režimů RPR-3A, jednak pro zobrazovací přístroj v kabině. Pro regulátor hraničních režimů slouží indukční snímač DČV-2500 umístěný na skříni pohonů. Funkční část snímače DČV-2500 se skládá z dvojité vinuté cívky a permanentního magnetu. Přesnou polohu snímače ve skříni pohonů zajišťuje drážka a kolík.

Pro zobrazovací přístroj ITE-2T v kabině pak slouží snímač D-2MT umístěný na odsávacím olejovém čerpadle skříně pohonů. Snímač D-2MT připomíná třífázový střídavý alternátor. Otáčkám turbokompresoru 100 %, tedy  $19500 \text{ min}^{-1}$  odpovídá frekvence signálu 1039,67 Hz.

Ukazatel otáček rotoru turbokompresoru je dvouručičkový – ukazuje otáčky rotoru turbokompresoru obou motorů umístěných na vrtulníku. Má stupnici 0 % ÷ 100 %, přičemž hodnota jednoho dílku je 1 % a pracovní rozsah je 60% ÷ 100 %. [13]

### 3.1.25 Otáčky rotoru volné plynové turbíny

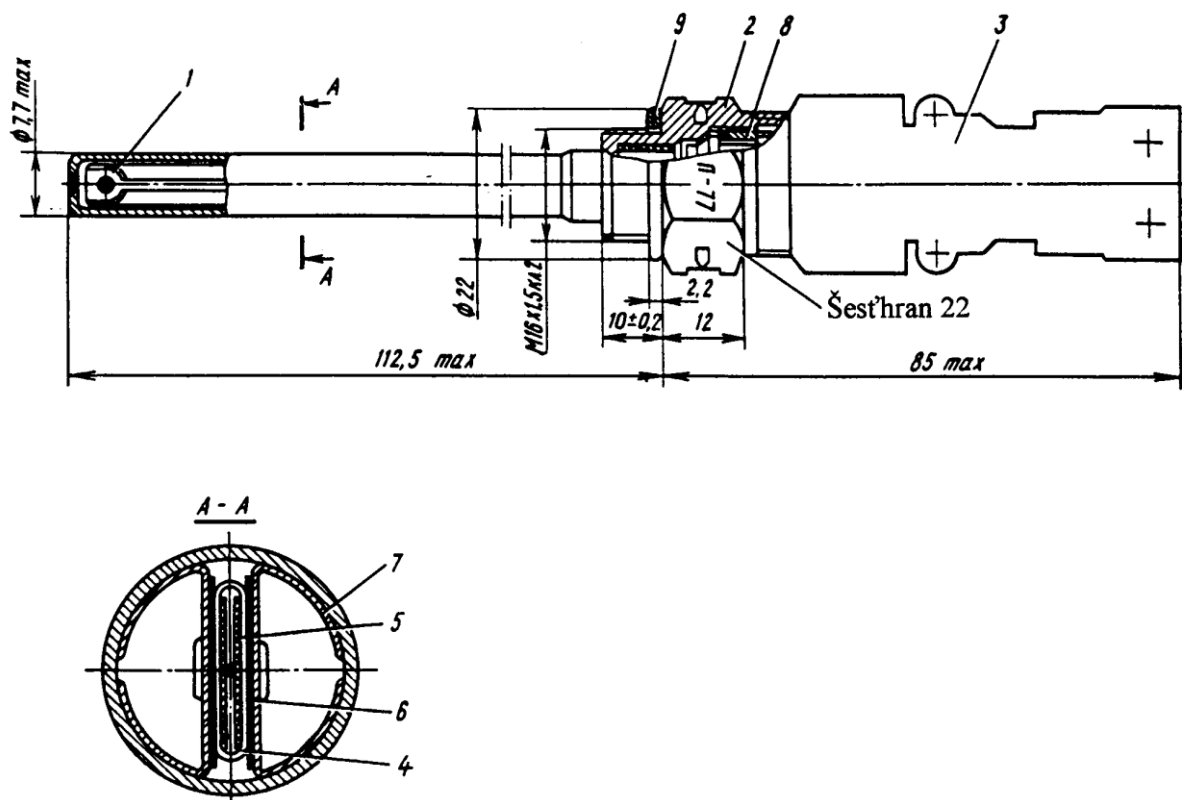
Otáčky rotoru volné plynové turbíny jsou snímány čtyřmi indukčními snímači DTA-10. Snímače jsou upevněné k tělesu čtvrtého a pátého ložiska motoru. Dva ze snímačů jsou zapojené k regulátoru hraničních režimů RPR-3A, dva jsou záložní. Funkční část snímače se skládá z permanentního magnetu a cívky. Snímač má zvýšenou teplotní odolnost. [13]

### 3.1.26 Teplota plynů před plynovou turbínou

Teplota plynů před turbínou kompresoru pro regulátor teploty a pro zobrazovací přístroj v kabině se snímá čtrnácti dvojitými termočládky T-102. Jedná se o termočládky typu K, které jsou kalibrovány pro rozsah teplot  $450 \text{ °C} \div 950 \text{ °C}$ . Termočládky jsou umístěné v jímce, která má otvory pro přívod a odvod měřeného plynu. Jímka musí být tedy umístěná a natočená tak, aby osy otvorů byly rovnoběžné se směrem proudění plynů. Spojení termočládků s měřicími přístroji je provedeno kompenzačním vedením. Hlavice snímače je opatřena svorkovnicí s dvěma rozměry matic, aby nebylo možné zaměnit polaritu zapojení. Matice se závitem M4 pro kladné chromelové kontakty a matice se závitem M5 pro záporné alumelové kontakty. Na regulátoru teploty se pak nachází propojovací svorkovnice s totožným zapojením. Oba termočládky jsou v této svorkovnici vzájemně propojeny vodiči odpovídajícího typu o průřezu  $1,2 \text{ mm}^2$ . [13]

### 3.1.27 Teplota oleje na výstupu z motoru

Pro měření teploty oleje na výstupu z motoru slouží odporový platinový snímač P-77. Snímač je nerozebíratelný. Připojení snímače je provedeno pomocí kolíkového spoje.



Obr. 3.24 – Snímač teploty oleje [13]

1 – tepelně závislý prvek; 2 – nátrubek; 3 – kolíkový spoj; 4 – platinový drát; 5 – slídová destička; 6 – izolační vložka; 7 – pružná vložka; 8 – matice; 9 – těsnicí kroužek.

### 3.1.28 Vibrace tělesa motoru

Pro kontrolu hodnoty rychlosti vibrací tělesa motoru slouží soustava IV-500E, která se skládá ze dvou piezoelektrických snímačů vibrací MV-03, dvou převodníků UsS-6 a vyhodnocovacího bloku BE-9E.

Při hodnotě rychlosti vibrací 45 mm.s<sup>-1</sup> se v kabině rozsvítí žluté signalizační světlo, upozorňující na zvýšené vibrace. Při hodnotě rychlosti vibrací 60 mm.s<sup>-1</sup> se v kabině rozsvítí červené signalizační světlo příkazující vypnout postižený motor. [13]

### 3.1.29 Tlak paliva a oleje

Tlak paliva je snímán snímačem ID-100 a tlak oleje je snímán snímačem ID-8. Obě snímané veličiny jsou zobrazovány společně s teplotou oleje na tří ručičkovém ukazateli EMI-3RI. Na ukazateli se nacházejí tři stupnice, z nichž:

- horní ukazuje tlak paliva v rozsahu 0 ÷ 100 kP·cm<sup>-2</sup>,
- levá ukazuje tlak oleje v rozsahu 0 ÷ 8 kP·cm<sup>-2</sup>,
- pravá ukazuje teplota oleje v rozsahu -50 ÷ 150 °C. [13]

### 3.1.30 Režim motoru

Režim motoru je vyhodnocován a zobrazován ukazatelem IR-117V, který využívá snímač tlaku vzduchu za kompresorem PM-10MR, snímač výškové korekce DVK a snímač teploty vzduchu P-1. Pozice ručky přístroje znázorňující hodnotu tlaku za kompresorem je porovnávána s pozicí ručky zohledňující tlak a teploty atmosféry. Dle jejich vzájemné odchylky lze odečíst režim, ve kterém motor pracuje. [13]

## 3.2 Diagnostika

Posoudit stav leteckého turbokompresorového motoru lze několika způsoby. Jedná se o činnosti, které se vzhledem k bezpečnosti provádějí v pravidelných intervalech jak servisní obsluhou domovského letiště, tak odbornou firmou zajišťující údržby a servis vrtulníku. V zásadě lze diagnostiku leteckých turbokompresorových motorů rozdělit na následující způsoby:

- diagnostika na základě termodynamických parametrů,
- vizuální diagnostika jednotlivých komponent,
- vibrodiagnostika.

Jednotlivé způsoby diagnostiky jsou různě náročné a dle toho poskytují odpovídající informace o stavu motoru. Naprosto základní je ale systém, který počítá letové hodiny a zaznamenává je do dokumentace patřící k motoru. V této dokumentaci jsou zároveň uvedeny veškeré informace o činnostech na motoru prováděných.

### 3.2.1 Diagnostika kontrolou termodynamických parametrů

Jedná se o ten nejjednodušší způsob diagnostiky. Kontrolu lze provést pouhým porovnáváním hodnot zobrazených na palubních přístrojích vrtulníku s hodnotami danými charakteristikou motoru. Kontrola termodynamických parametrů poskytuje informaci o aktuálním stavu motoru. Pokud se termodynamické parametry motoru nacházejí v intervalech stanovených výrobcem, je možné motor prohlásit za funkční. Nicméně není možné na základě této kontroly bezpečně určit, zda v blízké době nedojde k závadě motoru. Při kontrole termodynamických parametrů sice není třeba motor rozebírat, ale zpravidla se tato kontrola provádí jako výstupní kontrola po generální opravě, kdy jsou veškeré díly důkladně zkontrolovány a případně opraveny. V případě, že se tato kontrola provádí přímo pomocí přístrojů v kabině vrtulníku, je možné kontrolovat následující veličiny:

- teplota před turbínou,
- otáčky turbokompresoru,
- stupeň stlačení kompresoru,
- výkon motoru.

Stupeň stlačení a výkon motoru jsou zobrazovány pomocí složitějšího přístroje, který ukazuje výkon motoru na základě stupně stlačení a atmosférických podmínek. Určení stupně stlačení a výkonu motoru pomocí tohoto přístroje ale není příliš komfortní a hlavně přesné. Jedná se spíše o orientační ukazatel.

Pokud je kontrola termodynamických parametrů prováděna v rámci ověřování funkčnosti motoru po generální opravě, tak je motor upevněn v měřicím standu, výstupní hřídel je napojen na mechanickou brzdu a měření termodynamických veličin je prováděno externími měřicími přístroji. V takovém případě se měří navíc:

- spotřeba paliva,
- hmotnostní průtok vzduchu,
- výkon motoru.

Měření termodynamických parametrů na měřicím standu je oproti palubním přístrojům vrtulníku značně přesnější a jeho výsledky se pak uvádějí v protokolu, na jehož základě je pak možné motor dále provozovat.

Otáčky turbokompresoru a hmotnostní průtok vzduchu jsou závislé na atmosférických podmínkách, tj. na atmosférickém tlaku a na atmosférické teplotě. Z toho důvodu je nutné

změřené hodnoty přepočítat na tzv. redukované parametry neboli na podmínky normální atmosféry. Charakteristiky motoru obsahují tedy redukované otáčky a redukovaný hmotnostní průtok, což umožňuje porovnání parametrů různých motorů měřených při různých podmínkách. Vazba mezi skutečnými a redukovanými parametry je následující:

$$n_r = n \sqrt{\frac{288,15}{T}} \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_r = \dot{m} \frac{p}{101\,325} \sqrt{\frac{288,15}{T}}, \quad (3.2)$$

kde:

$n_r$  [ $\text{min}^{-1}$ ].....jsou redukované otáčky

$n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] .....jsou skutečné otáčky

$T$  [K] .....je skutečná teplota nasávaného vzduchu

$\dot{m}_r$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] .....je redukovaný hmotnostní průtok vzduchu kompresorem

$\dot{m}$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ].....je skutečný hmotnostní průtok vzduchu kompresorem

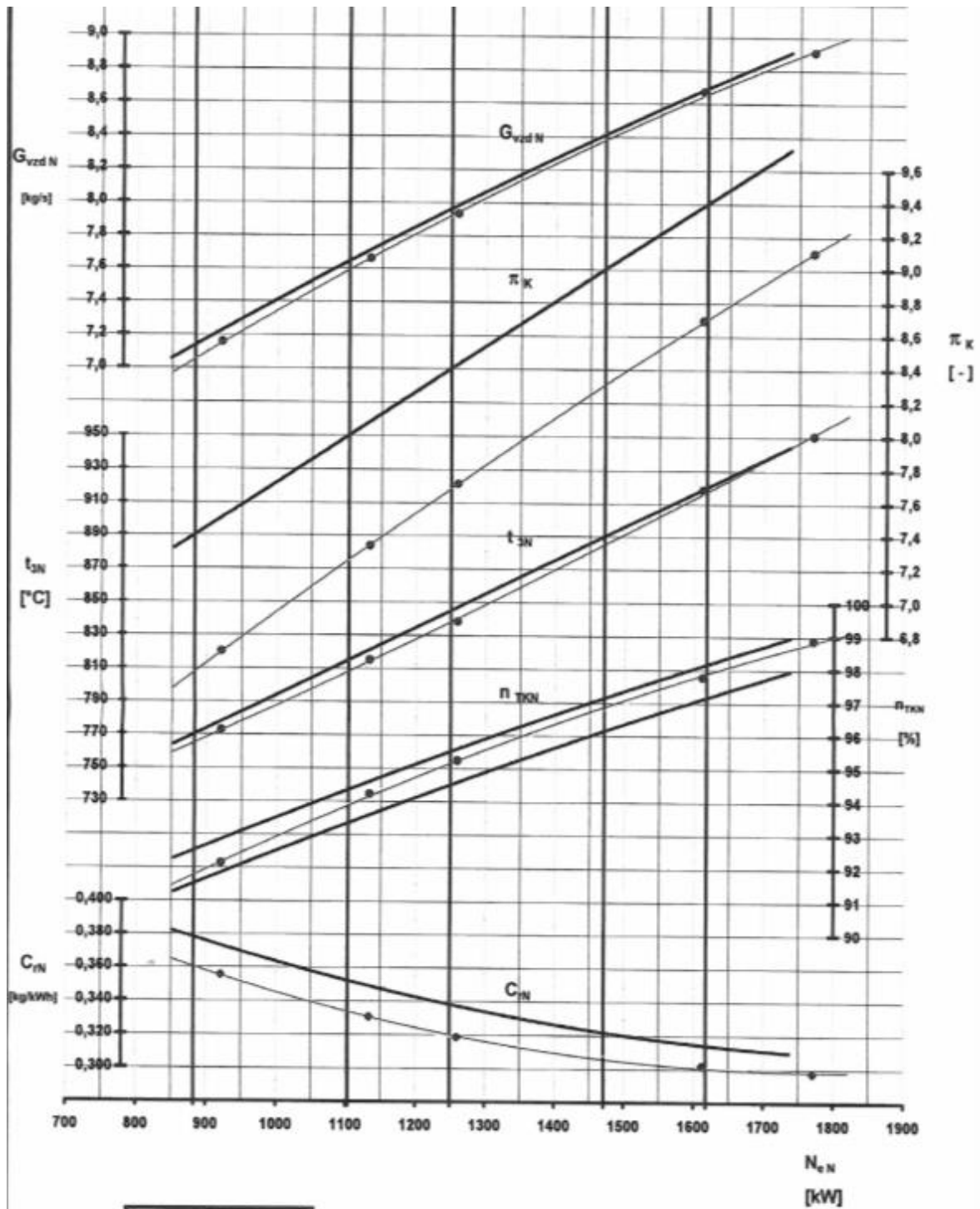
$p$  [Pa] .....je skutečný tlak nasávaného vzduchu.

Na Obr. 3.25 je zobrazená charakteristika motoru jako výsledek měření parametrů motoru po generální opravě. V charakteristice jsou zobrazeny závislosti parametrů motoru na jeho výkonu. Na vodorovné ose charakteristiky se nachází výkon motoru  $N_{eN}$ . Na svislé ose se nachází měrná spotřeba paliva označená jako  $C_{rN}$ , redukované otáčky turbokompresoru označené jako  $n_{TKN}$ , teplota před turbínou kompresoru označená jako  $t_{3N}$ , stupeň stlačení označený jako  $\pi_K$  a hmotnostní průtok vzduchu označený jako  $G_{vzdN}$ . K jednotlivým parametrům vždy náleží křivky nacházející se nejbližše pod označením daného parametru. Křivky zobrazené tlustou čarou znázorňují meze stanovené výrobcem motoru, křivky zobrazené tenkou čarou s vyznačenými body znázorňují změřené hodnoty. Ve vodorovné oblasti dané křivky se pak nachází příslušná stupnice pod stejným označením

Pro měrnou spotřebu paliva je zobrazená hranice hranicí horní, pro otáčky turbokompresoru je zobrazena hranice spodní, i horní, pro teplotu před turbínou kompresoru, pro stupeň stlačení a hmotnostní průtok vzduchu jsou zobrazené také hranice horní.

Tlusté svislé přímky představují jednotlivé režimy motoru. Zleva se jedná o II. Cestovní režim, I. Cestovní režim, Nominální režim, Vzletový režim a Mimořádný režim. Pokud je tedy zvolen určitý výkon, vedením pomyslné svislé přímky vzniknou průsečíky s jednotlivými měřenými křivkami. V těchto průsečících lze pak odečíst příslušné parametry. Mimo to se ve spodní části obrázku nachází tabulka s parametry motoru při jeho jednotlivých režimech.





2.Béh						
1.část	Ne N	nTK N	t3 N	Cr N	Gvzd N	πK
II.cestovní	883	91,8	765	0,360	7,05	6,58
I.cestovní	1103	93,9	808	0,334	7,59	7,25
Nominál	1250	95,2	838	0,320	7,92	7,68
Vzlet	1471	96,9	885	0,306	8,38	8,31
Mimořádný	1618	97,9	917	0,300	8,66	8,70
Úchylna $t_3$ -2% $N_{eN}$	ne					

Obr. 3.25 – Charakteristika motoru<sup>10</sup>

<sup>10</sup> Obrázek získán od licencovaného servisu motorů TV3-117

Je zřejmé, že v případě přestavby motoru na energetickou jednotku již nebude možné veličiny kontrolovat v kabině vrtulníku, neboť motor z něj bude již vyjmut. Pak nastávají dvě možnosti – buď z vrtulníku vyjmout zmíněné přístroje, nebo stávající snímače napojit přes analogové vstupy do nového digitálního řídicího/monitorovacího systému, který bude součástí energetické jednotky.

Pokud by tedy pro monitorování stavu motoru byl využit digitální řídicí/monitorovací systém, bylo by možné dále do monitorovaných veličin zahrnout výkon motoru, respektive výkon připojeného generátoru, a průtočné množství paliva. Z těchto dvou veličin by pak bylo možné vypočítat měrnou spotřebu paliva, která pak společně s výkonem může být porovnávána s předepsanými hodnotami.

### 3.2.2 Vizuální diagnostika

Vizuální kontrola může poskytnout dostatečné informace k správnému odhadu zbývající životnosti. Záleží ovšem na tom, v jakém rozsahu se tato diagnostika provádí. V zásadě lze vizuální kontrolu rozdělit na dva způsoby. První způsob spočívá ve využití kontrolních otvorů a speciální endoskopické kamery, kdy není třeba motor zcela rozebrat. Druhý způsob lze označit spíše za generální opravu, při kterém se motor musí rozebrat zcela.

První způsob vizuální diagnostiky se využívá spíše v případech, kdy motor nasál cizí předměty. Lze tímto způsobem vizuálně zkontrolovat průtočnou část motoru a ověřit, zda uvnitř cizí předmět neuvízl či zda nejsou výrazně poškozeny lopatky kompresoru a turbín. V případě, že žádné poškození není objeveno a kontrola termodynamických parametrů vyhovuje, je možné motor nadále provozovat. Pomocí endoskopické kamery je vhodné také zkontrolovat míru opotřebení lopatek kompresoru i turbíny způsobeného erozivním působením nasávaných prachových částic. To může v případě provozování vrtulníku v prašných oblastech způsobit značné opotřebení lopatek. Příklad takového poškození, který byl publikován v [15], je zobrazen na Obr. 3.26.



Obr. 3.26 – Opotřebení lopatek axiálního kompresoru<sup>11</sup>

Jediný způsob, kterým lze oficiálně motoru prodloužit životnost, a to i pro provoz v letectví, je generální oprava. Při generální opravě je motor rozebrán a provádí se řada kontrol důležitých částí, mezi které patří ložiska, ozubené převody, lopatky kompresoru, lopatky turbín, agregáty aj. Z dokumentace motoru lze vyčíst, které součástky musí být vyměněny, či opraveny. Cena generální opravy jednoho motoru byla odvozena z ceny kontraktu mezi Ministerstvem obrany České Republiky a státním podnikem LOM Praha, s.p. pro generální opravu 4 ks vrtulníku Mi-8, 5 ks vrtulníku Mi-17, 16 ks vrtulníku Mi-171Š a 17 ks Mi-24/35. V kontraktu z roku 2014 dostupném na [16] je uvedená celková cena za dílo 768 300 000 Kč. Celkový počet vrtulníků je 42, přičemž každý má dva motory. Vydělením tedy celkové

<sup>11</sup> Orázek převzat z [15]



ceny celkovým počtem motorů (84) lze obdržet přibližnou cenu generální opravy jednoho motoru, – 9 146 429 Kč.

Mezi vyměňované součástky zpravidla patří ložiska a ložisková pouzdra. Ozubené převody jsou důkladně přeměřovány a v případě nevyhovujících rozměrů mohou být buď opraveny, nebo v případě značného opotřebení vyměněny. Oprava spočívá zejména ve vytvoření nové chromové vrstvy a následném nabroušení na správný rozměr.

Lopatky turbín kompresoru a turbíny jsou také důkladně kontrolovány. Kontroluje se na nich zejména jejich délka, tětíva, tloušťka a tloušťka ochranné vrstvy. Často využívaná metoda při kontrolách nejen lopatek, ale i ostatních součástí, je kapilární defektoskopie.

### 3.2.3 Tribodiagnostika

Tribodiagnostika je metoda bezdemontážní diagnostiky, při které se provádí analýza oleje používaného v motoru. Jedná se o způsob diagnostiky, který dokáže predikovat případné poškození částí motoru, které jsou v kontaktu s olejem, zejména tedy ložisek a převodů. Smyslem tribodiagnostiky je jednak sledování trendu zhoršování kvality oleje, jednak upozornění na již nepřijatelnou kvalitu oleje.

Zhoršováním kvality oleje se rozumí zejména přítomnost pevných částic, snižování kyselosti, změna kinematické viskozity a přítomnost vody. Pevné částice přítomné v oleji lze rozdělit na tvrdé a měkké. Přítomnost pevných tvrdých částic je přímo závislá na opotřebení komponent a je díky ní možné přibližně určit míru opotřebení komponent. Přítomnost měkkých částic je způsobena oxidací oleje a reakcí aditiv. Tyto měkké částice jsou pak polární a společně s nepolárními částicemi „zdravého“ oleje mohou tvořit dimery, které se pak usazují na kovových površích.

U motorů vrtulníků používající motory TV3-117 je tribodiagnostika využívána také, alespoň v té nejzákladnější formě. Tribodiagnostika v tomto případě není použita přímo u motoru TV3-117, ale využívá se jí pro predikci závady v hlavním reduktoru. Na dně vany reduktoru se nachází zátka s magnetem a dvěma elektricky vodivými vzájemně oddělenými plochami. Elektricky vodivá kruhová plocha uprostřed této zátky je zároveň magnetická a zachytává případné kovové části. Na o několik milimetrů větším poloměru se pak nachází mezi kruhová elektricky vodivá plocha. V případě většího nánosu kovových částic dojde k elektricky vodivému propojení těchto dvou ploch, což způsobí signalizaci v kabině vrtulníku upozorňující na zvýšené opotřebení převodů nebo ložisek reduktoru.

Pro přesnější predikci případné závady by bylo vhodné porovnat výsledky tribodiagnostiky provedené na motoru po generální opravě a na motoru před generální opravou. Sledováním trendu výsledků tribodiagnostiky prováděné průběžně během provozu a jejich porovnáváním s hraničními hodnotami by pak bylo možné závadu na součástech smáčených olejem predikovat a motor případně provozovat v delších servisních intervalech.

### 3.2.4 Vibrodiagnostika

Monitorování vibrací bývá aplikováno na většině točivých strojů větších výkonů jako jsou parní turbíny, spalovací turbíny, spalovací pístové motory, čerpadla, kompresory, aj., neboť poskytuje relevantní informace o případné závadě daného zařízení. Pokud dané zařízení začne vibrovat s většími rychlostmi, než je obvyklé, může to znamenat buď přechodový stav, jako je u leteckých motorů například pumpáž, nebo závadu např. ložisek nebo převodů. Mimo to mohou zařízení zvýšeně vibrovat v případech, kdy se budící frekvence přiblíží vlastní frekvenci postižené části zařízení. Tyto vibrace nemusí nutně znamenat závadu,

nicméně v případě dlouhodobého provozování zařízení při těchto vibracích závadu velmi pravděpodobně způsobí.

Z výše popsaných důvodů bývají tedy vibrace monitorovány s tím, že určitá zvýšená hodnota rychlosti vibrací způsobí signalizaci, na základě které by měla být okamžitě provedena opatření vedoucí k jejich snížení. Případné další zvyšování vibrací způsobí odstavení zařízení z provozu buď automatické nebo ruční, operátorem, na základě příslušné signalizace.

Motor TV3-117 má vlastní monitorovací zařízení absolutních vibrací, tedy vibrací tělesa motoru, viz kapitola 1.6.5 Příloha 1 této práce. Jedná se o akcelerometry a vyhodnocovací jednotku, která při překročení mezí rozsvěcuje v pilotní kabině světelná návěstidla upozorňující na zvýšené vibrace, respektive prikazující vypnout motor.

### **3.2.5 Diagnostika pro pozemní použití**

Pokud by motor po vypršení jeho životnosti byl používán pouze na zemi pro energetické účely, nastává otázka, která diagnostická metoda by byla postačující. Pro zodpovězení této otázky je velice důležité, jakým způsobem a za jakým účelem by měl být motor dále provozován.

Pokud by byl využíván jako špičkový energetický zdroj, který by byl připojen do rozsáhlé elektrizační soustavy, jeho případná porucha by mohla maximálně způsobit sankci ze strany provozovatele elektrizační soustavy z důvodu nesplnění systémových služeb. V takovém případě by pro dostatečné posouzení stavu motoru mohla stačit kontrola termodynamických parametrů. Je samozřejmé, že v takovém případě není zaručena provozuschopnost a není vyloučena závada. Pro bezpečnější, nikoli ale jednoznačné vyloučení závady by bylo třeba motor zkontrolovat vizuálně alespoň endoskopicky.

Pokud by motor byl využíván jako záložní zdroj elektrické energie, který by pracoval v malé ostrovní síti, pak by byla pro vyloučení poruchy v nevhodné době generální oprava nevyhnutelná.

## 4 Návrh transformace turbokompresorového motoru TV3-117 na energetickou jednotku

Možností, jak transformovat turbokompresorový turbohřídelový motor TV3-117 na energetickou jednotku, se nabízí více. V této části práce budou tyto možnosti nejprve nastíněny a některé z nich budou pak dále rozebrány podrobněji. Společným znakem všech návrhů zůstává požadavek na mobilitu zařízení a co možná nejnižší vstupní náklady.

V následující tabulce jsou nastíněny základní návrhy, rozsah prací nutných pro jejich realizaci, předpokládané vstupní náklady a předpokládané provozní náklady. Všechny návrhy předpokládají nutnost použití výstupních tlumičů hluku, mechanické převodovky, elektrického generátoru a elektronického systému pro řízení elektrického generátoru.

	1. Základní	2. Zemní plyn	3. Paroplynový cyklus 1	4. Paroplynový cyklus 2
Palivový systém	Původní – kapalné palivo	Nový – plynné palivo	Původní – kapalné palivo	Nový – plynné palivo
Řízení motoru	EMP+Původní	Elektronické	EMP+Původní	Elektronické
Elektronické řízení	GEN+EMP	GEN+motor	GEN+EMP+PT	GEN+motor+PT
Využití spalin	Teplovodní výměník	Teplovodní výměník	HRSG+PT	HRSG+PT
Vstupní náklady	Nízké	Střední	Vysoké	Vysoké
Měrné provozní náklady	Vysoké	Střední	Střední	Nízké
Mobilita	Vysoká	Střední, závislá	Nízká	Nízká, závislá

Tab. 4.1 – Přehled návrhů

EMP – elektro-mechanický převodník; GEN – generátor; PT – parní turbína, HRSG – spalinový parní kotel

Při základním návrhu by byl kladen důraz na maximální využití původního zařízení. To znamená, že palivový systém by zůstal původní. S původním palivovým systémem je spojené i ovládání motoru, které je realizováno mechanickým regulátorem s možností korekce pomocí ovládacích pák. Pro ovládání těchto pák by bylo nutné navrhnout pohony, které by byly dále řízeny nadřazeným elektronickým systémem. Nadřazený elektronický systém by zároveň řídil elektrický generátor, teplovodní výměník a všechna ostatní externí zařízení. Pro využití velkého množství unikajícího tepla ve spalinách by byl za mezi výfuk motoru a výstup do atmosféry zařazen tepelný výměník umožňující vytápění okolních zařízení (budovy, stany, ...).

V případě přestavby palivového systému na zemní plyn by bylo nutné navrhnout jednak kompresor, který by zemní plyn stlačil na potřebný tlak, jednak ovládání systému natáčení lopatek, který byl původně ovládán mechanickým regulátorem, přičemž pracovní médium bylo kapalné palivo. Samotné řízení motoru by pak mohlo být čistě elektronické pomocí společného řídicího systému.

Při přestavbě na paroplynový cyklus by pak bylo nutné navrhnout celý balík parní turbíny, který mimo jiné musí obsahovat parogenerátor, kondenzátor, napájecí a kondenzátní čerpadla, mazací systém a systém ucpávek. Elektronické řízení by ovšem mohlo být společné pro všechna zařízení. Přestavba na paroplynový cyklus představuje oproti předchozím variantám obrovské navýšení vstupních nákladů.

## 4.1 Základní návrh transformace motoru TV3-117 na energetickou jednotku

Jak již bylo zmíněno v úvodu 4. kapitoly, základní návrh je koncipován tak, aby vznikla energetická jednotka s co možná nejnižšími výrobními náklady, s možností transportu a schopností pracovat jako záložní zdroj, např. pro krizové štáby při přírodních katastrofách, vojenských akcí apod.

Základní části, které by tato energetická jednotka měla obsahovat jsou:

- transportní kontejner,
- motor TV3-117,
- převodovka,
- synchronní generátor střídavého napětí,
- nadřazený řídicí systém,
- elektromechanický převodník pro ovládání motoru,
- protinámrazový ohřívač nasávaného vzduchu,
- filtr nasávaného vzduchu,
- tepelný výměník spaliny-voda,
- napájecí nádrž,
- by-passový komín pro přímý výfuk spalin z motoru,
- podávací palivové čerpadlo,
- palivovou nádrž,
- chladiče oleje,
- větrací systém,
- protipožární systém,
- akumulátory elektrického proudu,
- ovládací panel.

V následujících podkapitolách budou popsány úkony nutné k výrobě takového zařízení.

### 4.1.1 Úpravy motoru TV3-117

V případě, že stav motoru vyhoví pro provozování na zemi, není na motoru nutné provádět jakékoliv úpravy. Jak již bylo popsáno v předchozích kapitolách, motor je konstruován tak, aby udržel konstantní otáčky na výstupním hřídeli i při proměnlivém zatížení. Tato funkce je zejména vhodná pro provozování konvergované energetické jednotky v ostrovním režimu. Pro synchronní provoz v rozsáhlé stabilní elektrizační soustavě by pak dodávaný výkon musel být regulován pomocí dvou ovládacích pák motoru, viz kapitola 4.1.8.

Ovšem jedna úprava motoru vhodná je, a to instalace elektrického startéru. Standardně je ve vrtulníku motor spouštěn pomocí soustavy pomocné energetické jednotky a vzduchového spouštěče. Vzhledem k tomu, že ve vrtulníku je energetická jednotka společná pro oba motory, a kromě startování slouží také jako záložní zdroj elektrické energie, její provozování a údržba v rámci energetické jednotky by byly zbytečné. Jako záložní zdroj v energetické jednotce je v z hlediska provozních nákladů výhodnější použít baterie, které i tak musí být použity (např. pro záložní napájení nadřazeného řídicího systému).

Místo tohoto vzduchového startéru by pak byl použit startér elektrický, který by pak mohl být napojen namísto startéru vzduchového. Z Obr. 3.20, na kterém je zobrazené kinematické schéma motoru, je pak zřejmé, že elektrický startér by musel mít výstupní otáčky  $8625,6 \text{ min}^{-1}$ . Maximální výkon elektrického startéru by pak byl dle [17] 44 kW. Tyto otáčky by pak byly dosaženy přímo elektrickým startérem nebo s použitím vloženého převodu.

Vzhledem k tomu, že energetická jednotka má plnit funkci záložního zdroje je vhodné, aby elektrický startér byl napájen stejnosměrným napětím přímo z baterií. Použití motoru napájeného střídavým napětím by bylo nevýhodné z důvodu nutnosti použití elektrického střídače a tzv. soft startéru, popřípadě frekvenčního měniče pro hladký rozběh střídavého asynchronního motoru. Konkrétní výběr elektrického startéru a případné převodovky by záležel pak na nabídce jednotlivých poptaných výrobců.

Další možností, jak spouštět motor by bylo využití elektrického startéru-generátoru GS-18 používaného ke spouštění a výrobě elektrické energie u leteckého turbokompresorového motoru TV2-117 (předchůdce motoru TV3-117). Startér GS-18 roztáčí turbokompresor motoru od nulových otáček až do 60 % nominálních otáček, kdy přechází do generátorového režimu a pracuje v něm až do nominálních otáček motoru. Převodový poměr mezi otáčkami rotoru turbokompresoru motoru TV2-117 je dle [18] 0,41, přičemž 100 % otáček rotoru turbokompresoru odpovídá  $21200 \text{ min}^{-1}$ . Z tohoto vyplývá, že otáčky startér-generátoru  $n_{SG,n}$  při 100 % otáček turbokompresoru motoru jsou:

$$n_{SG,n} = 21200 \cdot 0,41 = 8692 [\text{min}^{-1}] \quad (4.1)$$

Tato hodnota se velice blíží k hodnotě otáček volného záložního hřídele skříně pohonů. Tu lze vypočítat z převodových poměrů zobrazených na schématu Obr. 3.21 a následně ověřit pomocí Obr. 3.20. Kuželové kolo na rotoru turbokompresoru s počtem zubů  $z_1=33$  pohání hnané kuželové kolo svislého hřídele s počtem zubů  $z_2=28$ . Hnací kuželové kolo svislého hřídele s počtem zubů  $z_3=19$  pak pohání hnané kuželové kolo volného záložního hřídele s počtem zubů  $z_4=49$ . Při nominálních otáčkách rotoru turbokompresoru  $n_{ZVH,n} = 19500 [\text{min}^{-1}]$  jsou pak otáčky volného záložního hřídele  $n_{ZVH,n}$ :

$$\begin{aligned} n_{ZVH,n} &= n_{TK,n} \cdot \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4} = 19500 \cdot \frac{33}{28} \cdot \frac{19}{49} = \\ &= 19500 \cdot 0,457 \doteq 8911 [\text{min}^{-1}] \end{aligned} \quad (4.2)$$

Navzdory takto blízkým otáčkám startéru a případného připojovacího místa je smysl otáčení obou částí opačný. Z toho vyplývá nutnost výroby převodového mechanismu, který by otáčky startér generátoru převrátil. Toto zařízení by zároveň sloužilo jako upevňovací přechodka mezi přírubou startér-generátoru a přírubou na skříně náhonů. Dále by mohl nastat problém s nedostatečným výkonem startéru GS-18, který je dle [19] pouhých 26 kW. V generátorovém režimu pak dle [18] může startér-generátor dodávat výkon 10 kW. Startér-generátor pracuje ve dvou napěťových hladinách, a to při 27 V a 49 V, přičemž hladina 49 V není na motoru TV3-117 aplikována a muselo by být pro napájení startér-generátoru vytvořena.

Nicméně pokud by startér-generátor GS-18 byl dostupný z vyřazeného motoru TV2-117, stálo by za úvahu jeho otestování jak ve startovacím, tak generátorovém režimu v motoru TV3-117. K běžnému startování by pak byl používán nový elektrický startér připojený na místo vzduchového startéru a startér-generátor by byl využíván v generátorovém režimu v případě nečinnosti hlavního generátoru jako záložní zdroj stejnosměrného napětí pro nabíjení baterií a udržení provozuschopnosti nadřazeného řídicího systému.



Obr. 4.1 – Startér-generátor GS-18 z motoru TV2-117

#### 4.1.2 Elektrický generátor

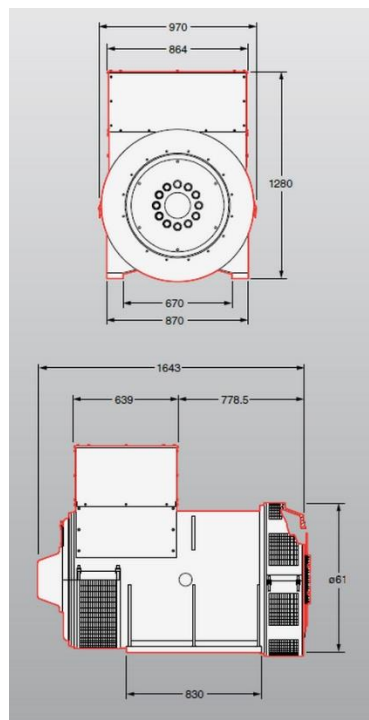
Dle vlastního průzkumu internetových nabídek jednotlivých výrobců generátorů bylo zjištěno, že ve výkonovém rozsahu  $1 \div 2$  MW je většina generátorů vyráběna na pro otáčky  $1500 \text{ min}^{-1}$  a nižší a výstupní třífázové napětí 400 V a 690 V. Z dostupných generátorů nakonec byly vybírány pouze čtyř pólové, protože další snižování otáček generátoru by bylo z důvodu zvyšování převodového poměru v převodovce neefektivní. Z nabízených napěťových hladin bylo napětí 690 V vyloučeno z důvodu nutnosti použití transformátoru, který by způsobil značné navýšení hmotnosti celé energetické jednotky. Tímto způsobem se výběr značně zúžil, a nakonec byl vybrán čtyř pólový generátor P7 firmy Stamford zobrazený na Obr. 4.2.

Vybraný generátor je dle specifikace výrobce vhodný pro použití jak v elektrizační soustavě, tak i jako záložní zdroj energie. Může být hnaný jak pístovým motorem, tak i turbínou ať už parní nebo spalovací. Je vhodný také pro použití v námořnictví, díky čemuž je možné předpokládat jeho zvýšenou odolnost proti vlhkosti. Je dostupný jak v dvoufázovém, tak i třífázovém provedení. Generátor má budič s permanentními magnety, což umožňuje nabudit generátor bez vnějšího zdroje elektrického napětí. Součástí budiče je také analogový automatický regulátor napětí s možností regulace účinníku pomocí analogového signálu 4-20 mA. Hmotnost generátoru by pak byla závislá na konečné konfiguraci, nicméně by dle specifikací výrobce neměla přesáhnout 3000 kg.





Obr. 4.2 – Generátor Stamford P7<sup>12</sup>



Obr. 4.3 – Rozměry generátoru Samford P7  
(rozměry v mm)<sup>13</sup>

Samozřejmě lze předpokládat, že generátor s obdobnými vlastnostmi bude vyráběn i místními firmami. Zřejmě by se ale jednalo o zakázkovou výrobu a v takovém případě výrobci neuvádějí konkrétní parametry, které byly pro účely této práce potřebné.

#### 4.1.3 Převodovka

Dle rozdílu otáček výstupního hřídele motoru a generátoru byla zvolena převodovka. Základními požadavky jsou hodnota převodového poměru a maximální výkon. Převodový poměr je poměr mezi vstupními a výstupními otáčkami:

$$i = \frac{n_i}{n_o} = \frac{15000}{1500} = 10 [-]. \quad (4.3)$$

Maximální trvalý výkon musí být minimálně 1100 kW s přetížitelností 1500 kW.

Mezi vhodné výrobce lze zařadit např. společnost Renk, která nabízí jak paralelní, tak i planetové převodovky s převodovým poměrem v rozmezí 1÷13 v jednostupňovém provedení, pro výkon 1÷30 MW a otáčky 1000÷2500 min<sup>-1</sup> na nízko otáčkovém hřídeli a 5000÷25000 min<sup>-1</sup> na vysokootáčkovém hřídeli. Dalším příkladem možného výrobce je BCSA Gear, který na svých webových stránkách uvádí příklad použití převodovky s paralelním řazením hřídelí a otáčkami 1800/15680 min<sup>-1</sup> a výkonem 1243 kW. Ze zmíněných otáček vychází převodový poměr 8,71, což je sice nevyhovující, ale je možné předpokládat, že výrobce dokáže u takového parametry adekvátně upravit.

Při zvažování vhodnosti paralelního a koaxiálního řazení hřídelí je zřejmé, že paralelní řazení bude mít větší vnější rozměry. Dalším nepříznivým vlivem na zástavbový prostor je fakt, že paralelní řazení způsobí také osové rozestoupení připojených zařízení, tedy motoru a generátoru. Toto osové rozestoupení může být dle specifikace výrobce 160÷1600 mm, což

<sup>12</sup> Obrázek je převzatý z [33]

<sup>13</sup> Obrázek je převzatý z [33]

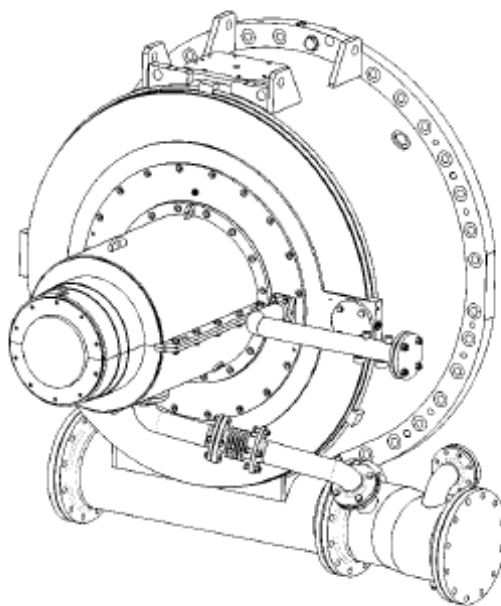
by značně komplikovalo nebo dokonce až znemožňovalo umístění celé jednotky do transportního kontejneru. Z tohoto důvodu byla nakonec zvolena převodovka planetové, přestože její použití ve světě je oproti paralelní zhruba desetinové. [20].

Nakonec byla tedy zvolena řada CPG převodovek Renk. Tyto převodovky mohou být buďto přímo uchyceny ke generátoru nebo mohou mít vlastní podpěrný rám. Vzhledem ke generátoru, který uchycení převodovky neumožňuje, byla zvolena varianta s vlastním podpěrným rámem. Příklad takové převodovky je zobrazen na Obr. 4.4.

Dle [21], kde je zobrazena část výkresové dokumentace planetové převodovky o výkonu 4800 kW a otáčkách 10519/1000 je možné odhadnout rozměry pro použití v této práci. Délka tamní převodovky je 1792 mm, její maximální šířka je 2020 mm a maximální průměr její válcové části je 1965 mm. Průměr vstupního hřídele je 190 mm a průměr výstupního hřídele je 485 mm. Z porovnání parametrů této převodovky s požadovanými parametry v této práci, je zřejmé, že převodový poměr je téměř totožný, otáčky jsou o 30 % nižší a výkon o více než 300 % vyšší. Z uvedeného a také z teorie tzv. měřítkování“ parních turbín [22] lze tedy předpokládat, že rozměry adekvátní převodovky by byly  $N$  krát menší než u původní převodovky, kde:

$$N = \frac{15000}{10519} = 1,426 \quad (4.4)$$

Takovéto zmenšení rozměrů lze zejména předpokládat na základě požadavku udržet stejnou obvodovou rychlost rotujících částí jako u originálu. Co se týče výkonu, zmenšení rozměrů by mohlo být ještě větší. Vzhledem k vlastním zkušenostem z praxe, kdy z celé sestavy turbogenerátoru bývá vždy jednoznačně nejtěžší generátor, byla i zde hmotnost převodovky odhadnuta na 2000 kg tak, aby nepřesahovala hmotnost generátoru.



Obr. 4.4 – Planetová převodovka Renk CPG [21]

#### 4.1.4 Uložení motoru

Motor je třeba uchytit k podlaze kontejneru pomocí nosného rámu, který by zatížení přenášelo do podlahy kontejneru rozprostřel. K nosnému rámu by motor pak byl uložen stejným způsobem, jako je uložen ve vrtulník. V předu pomocí čtyř tyčí s kloubovými spoji, vzadu je třeba využít přírubu ve výstupní části motoru, která se u vrtulníku spojuje s přírubou reduktoru.



Pro přední uložení lze tedy jednak použít původní tyče, pokud by byly k dispozici, jednak byly pro tento účel tyče navrženy nové, podobné těm původním.

Pro návrh nových tyčí musela být nejprve stanovena síla, která na ně bude působit. Vzhledem k tomu, že není k dispozici žádná informace o rozložení tíhy motoru, bylo toto stanoveno odhadem.

Maximální suchá hmotnost motoru je dle 3.1.2  $m_{m,s} = 285^{+5,7}$  [kg]. V motoru se dále nachází  $V_o = 17$  [l] oleje o hustotě  $\rho_o = 0,997$  [g·cm<sup>-3</sup>] při teplotě 15°C. Převedením jednotek hustoty oleje a následným vynásobením množství oleje lze získat hmotnost oleje nacházejícího se v motoru. Dále se v motoru, respektive v čerpadle-regulátoru HP-3VM, nachází určité množství paliva, které slouží zároveň jako pracovní médium pro regulační prvky. Jeho množství bohužel není v dokumentaci uvedené, a proto bylo konzervativně odhadnuto na  $V_{pv} = 10$  [l]. Hustota paliva při 15 °C je dle dokumentace [11] přibližně  $\rho_{pv} = 800$  [kg·m<sup>-3</sup>]. Převedením jednotlivých jednotek hustoty oleje a paliva na stejné jednotky a vynásobením příslušným množstvím lze obdržet hmotnost těchto dvou médií:

$$\rho_o = 0,997 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3} = 0,997 \text{ kg} \cdot \text{dm}^{-3} = 0,997 \text{ [kg} \cdot \text{l}^{-1}] \quad (4.5)$$

$$\rho_{pv} = 800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} = 0,800 \text{ kg} \cdot \text{dm}^{-3} = 0,800 \text{ [kg} \cdot \text{l}^{-1}] \quad (4.6)$$

$$m_o = \rho_o \cdot V_o = 0,997 \cdot 17 = 16,949 \text{ [kg]} \quad (4.7)$$

$$m_{pv} = \rho_{pv} \cdot V_{pv} = 0,800 \cdot 10 = 8 \text{ [kg]} \quad (4.8)$$

Celková hmotnost motoru  $m_{m,c}$  včetně provozních kapalin je pak přibližně:

$$\begin{aligned} m_{m,c} &= m_{m,s} + m_o + m_{pv} = 285 + 5,7 + 16,949 + 8 \\ &= 315,65 \doteq 316 \text{ [kg]} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Na základě analýzy konstrukce motoru, viz kapitola 3.1, bylo odhadem stanoveno rozložení hmotnosti po délce motoru. Počátečním bodem byla zvolena příruba vstupního ústrojí motoru. Přibližně první 1/3 motoru zabírá velice hmotný dvanáctistupňový kompresor a všechny agregáty motoru. Zbýlé 2/3 motoru připadají pro spalovací komoru, celkem čtyři stupně plynové turbíny a výstupní soustavu. Tyto části motoru sice zabírají velký objem, ale mají také velký vnitřní objem. Na základě této úvahy bylo tedy odhadnuto, že první třetina celkové délky motoru váží 2/3 celkové hmotnosti motoru a zbýlé dvě třetiny celkové délky motoru váží 1/3 celkové hmotnosti motoru.

Střed hmotnosti  $x_s$  motoru byl pak stanoven na základě rovnováhy momentů jednotlivých částí k počátečnímu bodu:

$$x_s \cdot m_{m,c} \cdot g = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot m_{m,c} \cdot g + \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{3} \cdot m_{m,c} \cdot g \quad (4.10)$$

$$x_s = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} + \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{3} = \frac{1}{3} \quad (4.11)$$

Poté byly stanoveny podmínky statické rovnováhy a momentová podmínka k bodu počátečnímu bodu k určení reakcí v podporách:

$$m_{m,c} \cdot g = R_1 + R_2 \quad (4.12)$$

$$m_{m,c} \cdot g \cdot \frac{1}{3} = R_2 \quad (4.13)$$

Z rovnice (4.13) je pak možné číselně vypočítat reakci v zadní podpoře  $R_2$  a následným dosazením do rovnice (4.12) reakci v přední podpoře  $R_1$ .

$$R_2 = 316 \cdot 9,81 \cdot \frac{1}{3} = 1033,32 \doteq 1033 \text{ [N]} \quad (4.14)$$

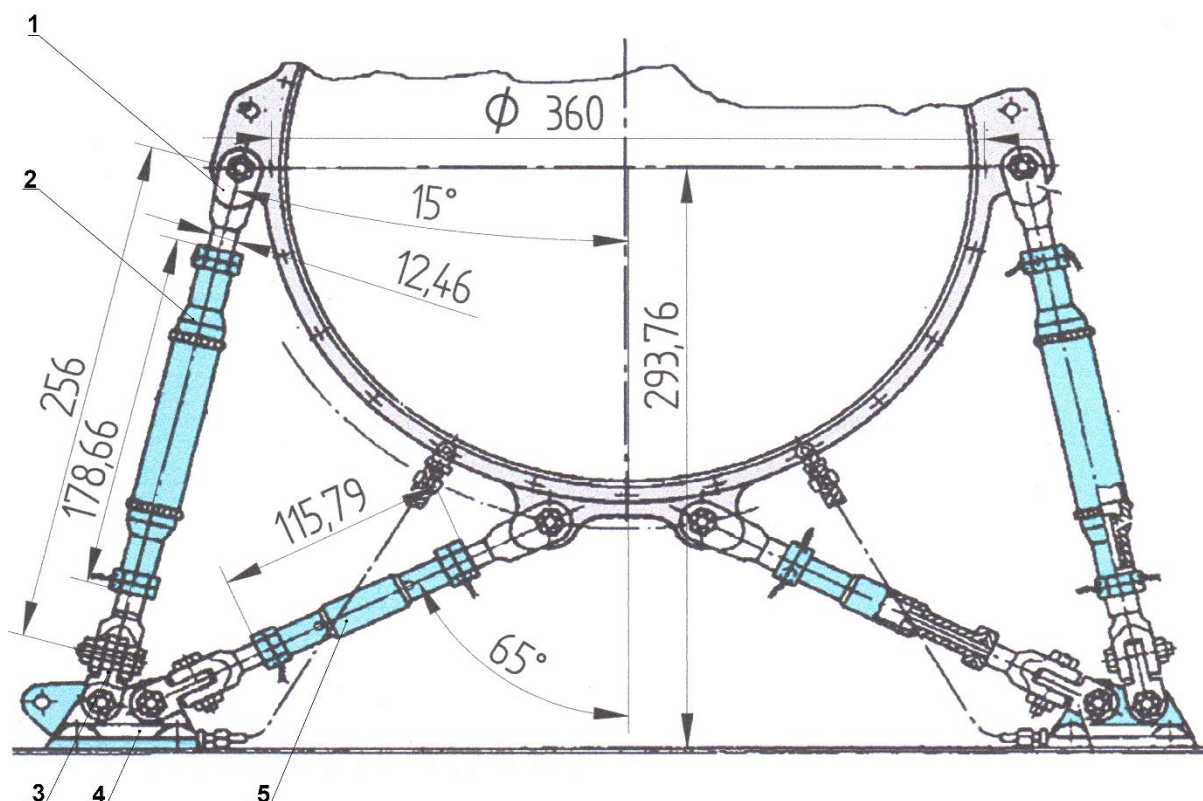
$$R_1 = 316 \cdot 9,81 - 1033 = 2066,96 \doteq 2067 \text{ [N]} \quad (4.15)$$

Dále byly navrženy jednotlivé podpory. Při jejich návrhu byla snaha zachovat co nejvíce původní rozměry, přičemž byl aplikován kontrolní dimenzovací výpočet. Základní

odhadnuté původní rozměry jsou na Obr. 4.5. Odhad by vytvořen pomocí výkresového softwaru, ve kterém byl původní obrázek zvětšen v uzamčeném poměru stran tak, aby průměr roztečné kružnice otvorů čelní příruby odpovídal skutečnému (tedy Ø360 mm). Ostatní rozměry a úhly pak byly pomocí výkresového softwaru měřeny.

Pro přední podpory bylo vycházeno z předpokladu rozložení síly  $R_1$  mezi dvě vnější podpory. Vnitřní podpory budou sloužit ke stabilizaci a zachycení případného krouticího momentu. Vnější podpory jsou od svislé osy skloněné o  $15^\circ$ , vnitřní podpory jsou od svislé osy skloněné o  $65^\circ$  viz Obr. 4.5. Zatížení  $F_1$  přenášené jednou vnější podporou tedy bude:

$$F_1 = \frac{R_1}{2} \cdot \frac{1}{\cos 15} = \frac{2067}{2} \cdot \frac{1}{\cos 15} = 1069,96 = 1070 \text{ [N]} \quad (4.16)$$



Obr. 4.5 – Schéma předního uložení motoru s přidávanými odhadnutými rozměry<sup>14</sup>  
1 – vidlice, 2 – nosná tyč – dlouhá, 3 – spodní vidlice, 4 – patka, 5 – nosná tyč – krátká

Pro návrh byla zvolena zaručeně svařitelná konstrukční ocel 11 375 s minimální mezí kluzu  $\sigma_k = 196 \text{ MPa}$ . Dále byl zvolen koeficient bezpečnosti  $k = 2$ . Pro dovolené napětí v tlaku pak platí:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_k}{2} = \frac{196}{2} = 98 \text{ [MPa]}. \quad (4.17)$$

Ze základního vztahu pro statické tahové/tlakové napětí v materiálu byl určen minimální průměr závitu vidlice:

$$d_{z,min} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_1}{\sigma_D}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{1070}{98}} = 3,728 \text{ [mm]}, \quad (4.18)$$

přičemž dle odhadnutých rozměrů ze schématu Obr. 4.5 je vnější rozměr závitu vidlice zřejmě 12 mm. Rozměr byl tedy zachován, viz. konstrukční výkres v Příloze 2.

<sup>14</sup> Obrázek od LOM Praha s.p.

Dále byl kontrolován průměr lícovaného šroubu použitého v kloubních spojení jednotlivých částí. Byly zvoleny lícované šrouby dle normy DIN ISO 7379 s třídou přesnosti 12.9 a mezi pevnosti  $R_e = 110$  MPa. Dovolené napětí ve smyku je bylo pak zvoleno konzervativně tak, aby vyhovělo i střídavému napětí, na  $\tau_D = 0,3R_e$ . Pro minimální průměr lícovaného šroubu pak platí:

$$d_s = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_1}{\tau_D}} = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{1070}{330}} = 1,437 [mm]. \quad (4.19)$$

Na základě rozboru Obr. 4.5 byl průměr lícovaného šroubu zvolen na 5 mm, což je dostatečně předimenzovaná hodnota.

Dále byla kontrolována nosná tyč, která má z každé strany závitový otvor pro našroubování vidlice. Vnitřní otvor tyče je tedy dán rozměrem závitu vidlice. Kontrolován byl tedy vnější průměr opět pomocí vztahy pro tahové/tlakové napětí, tentokrát mezi kruhového průřezu:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_1}{\sigma_D} + D_1^2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{1070}{98} + 12^2} = 12,565 [mm]. \quad (4.20)$$

Opět z důvodu zachování podobnosti k originálu byl zvolen rozměr stejným způsobem jako v případech výše, a to 16 mm. Je zřejmé, že tento rozměr je opět dostatečně předimenzován. Poté byla zjištěna minimální plocha průřezu jednotlivých částí přední podpěry namáhaných tlakem/tahem:

$$S_{min} = \frac{F_1}{\sigma_D} = \frac{1070}{98} = 10,92 [mm^2] \quad (4.21)$$

Všechny navrhované části přední podpěry mají plochu průřezu větší než  $S_{min}$ . Rendrovaný model sestavy přední podpěry je zobrazený na Obr. 4.6.



Obr. 4.6 – Přední podpěra motoru – vlastní návrh

Dále byla dimenzována zadní podpěra motoru. Ta musí být napojena na zadní přírubu motoru původně určenou pro spojení s reduktorem vrtulníku a musí umožňovat průchod výstupního hřídele včetně případné spojky. Pro tento účel je nutné znát krouticí moment, který bude touto přírubou přenášen přes nosný rám a podlahu kontejneru do převodovky.

Pro výpočet maximálního krouticího momentu je předpokládán maximální výkon motoru i přesto, že není počítáno s tím, že by se takový výkon využíval. Dle Tab. 3.1 je tento maximální výkon  $P_{max}=1632 \text{ [kW]} = 1632 \text{ [W]}$  při mírně snížených otáčkách volné plynové turbíny  $n_{vpt}=98 \% = 14\,700 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ .

$$M_k = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P_{max}}{n_{vpt}} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{1632000}{14700} = 1060,2 \text{ [Nm]} \quad (4.22)$$

Zadní podpěra byla navržena ve tvaru trubky napojené na přírubu. Na trubku pak navazují plechy s výztuhami, které budou zatížení přenášet do nosného rámu. V následujících odstavcích je proveden dimenzovací výpočet pro zmíněnou trubku.

Dovolené napětí, opět pro materiál 11 373, je při míjivém krutu  $\tau_{k,D} = 60 \text{ [MPa]}$  [23]. Pro dimenzování podpory je uvažováno kombinované namáhání ohybem a krutem. Z toho důvodu bylo vycházeno z tzv. Guestovy hypotézy, kdy se dle [24] určí redukované napětí jako:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_k)^2}, \quad (4.23)$$

přičemž, ohybové napětí je dáno jako:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}, \quad (4.24)$$

kde ohybový moment  $M_o$  bude při velice konzervativní úvaze dán působením reakce  $R_2$  z rovnice (4.14) na vetknutý nosník ve vzdálenosti 50 mm od myšleného vetknutí. Průřezový modul v ohybu  $W_o$  bude pro mezi kruhový průřez:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \text{ [mm}^{-3}\text{]}, \quad (4.25)$$

kde  $D$  je vnější průměr nosné trubky a byl zvolen tak, aby umožňoval našroubování matic pro spojení se zadní přírubou motoru,  $D = 119 \text{ [mm]}$ . Vnitřní průměr nosné trubky  $d$  je hledaná neznámá.

Smykové napětí  $\tau_k$  od krutu je pak dáno jako:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}, \quad (4.26)$$

přičemž krouticí moment je dán rovnicí (4.22) a průřezový modul v krutu pro mezi kruhový průřez je:

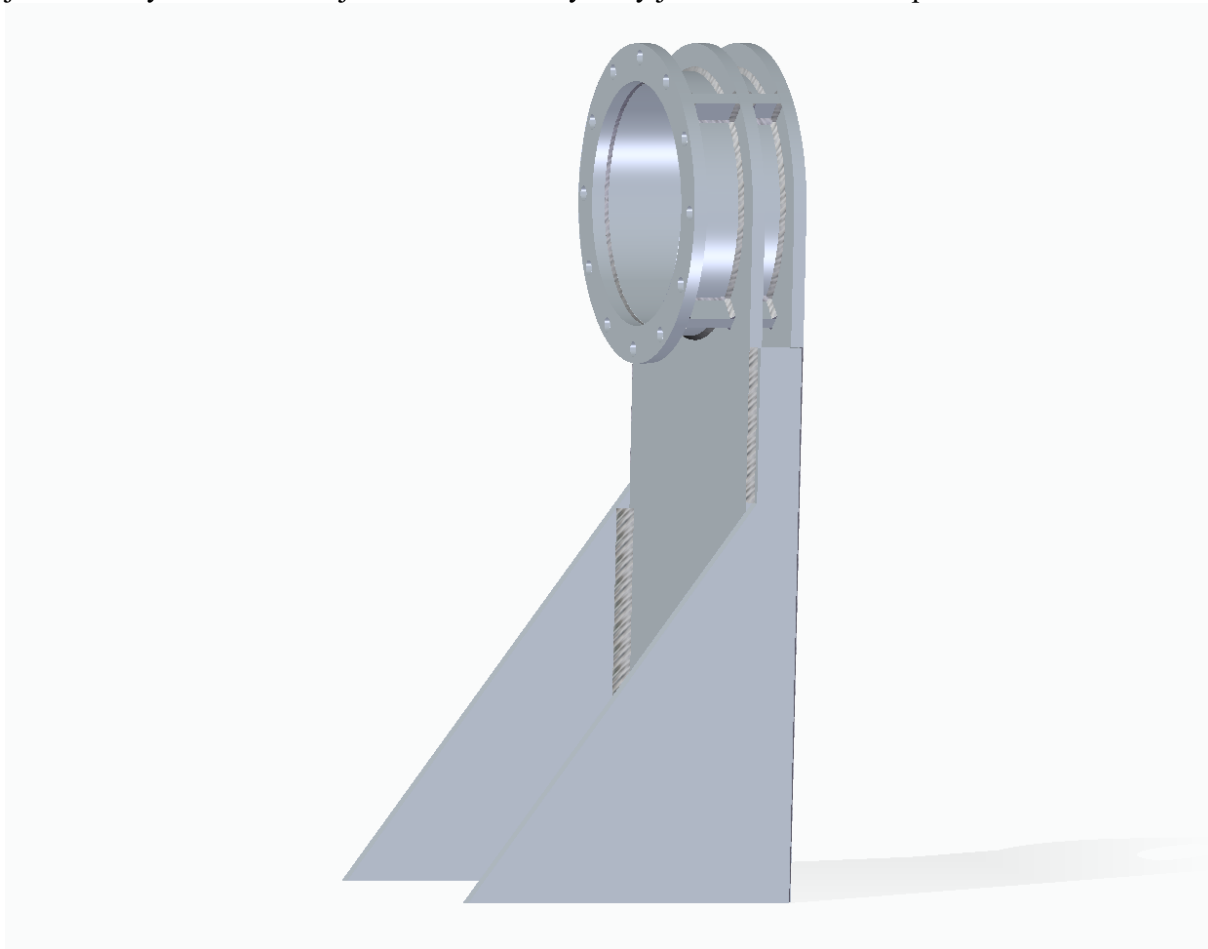
$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \text{ [mm}^{-3}\text{]}. \quad (4.27)$$

Po dosazení rovnic (4.24) až (4.27) do rovnice (4.23) a následným iterativním výpočtem, kdy jsou za  $d$  postupně dosazována vhodná čísla tak, aby bylo dosaženo  $\sigma_{red} < \tau_{k,D}$ :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{R_2 \cdot 50}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}}\right)^2 + \left(\sqrt{3} \cdot \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}}\right)^2} < \tau_{k,D}. \quad (4.28)$$

Z čehož  $d = 112 \text{ [mm]}$ , aby  $\sigma_{red} = 51,56 \text{ [MPa]}$  bylo bezpečně nižší, než  $\tau_{k,D} = 60 \text{ [MPa]}$ .

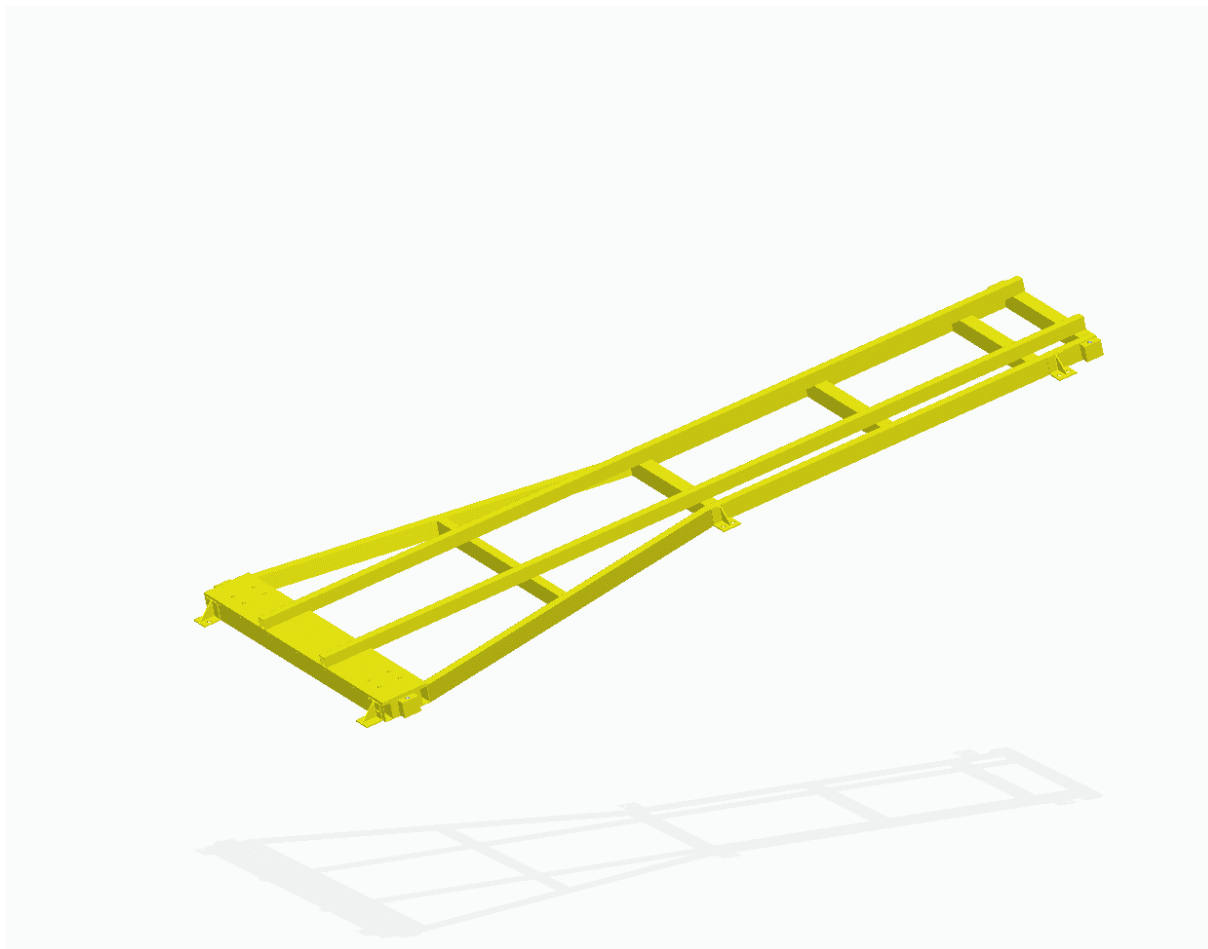
Celá zadní podpěra je tedy navržena jako svařenec z trubky a plechů o tloušťce 6 mm. Spodní část zadní podpěra bude přivařena k nosnému rámu. Rendrovaný model svařence zadní podpěry je zobrazený na Obr. 4.7 a jeho konstrukční výkresy jsou v Příloze 2 této práce.



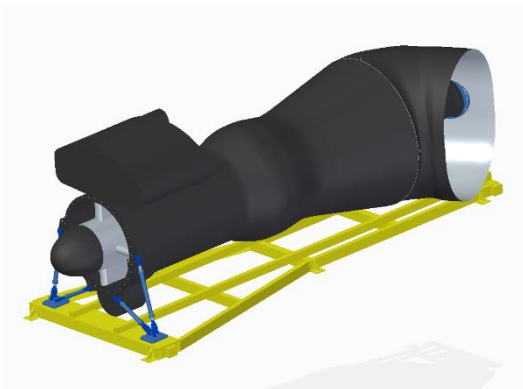
Obr. 4.7 – Zadní podpěra motoru

Dále byl navržen nosný rám pro možnost transportu motoru, a hlavně pro rozložení zatížení od podpěr motoru. Nosný rám byl navržen jako svařovaná konstrukce z jácklů obdélníkového průřezu o rozměrech 40x20x2 a 40x30x2 mm. Hmotnost nosného rámu je přibližně 30 kg i se svary. Nosný rám leží v jedné rovině, přičemž jeho tuhost ve svislém směru je zesílena dvěma výztuhami nacházejícími se nad rovinou nosného rámu. Vpředu jsou vytvořeny otvory pro upevnění patič předních podpor motoru. Po stranách nosného rámu je přivařených 6 příložek pro přišroubování k podlaze kontejneru. Dále se po stranách nosného rámu nachází tělesa se závity M12 pro nosná oka pro přepravu. Zmíněná nosná oka jsou normalizované součásti, které lze zakoupit u mnoha prodejců. Např. oko INOX-STAR německého výrobce RUD Ketten Rieger & Dietz GmbH u. Co. KG s nosností min. 500 kg v případě dvou bodového šikmého zavěšení. Rendrovaná sestava nosného rámu je zobrazena na Obr. 4.8. Osazený nosný rám včetně podpěr a motoru je pak zobrazen na Obr. 4.9 a Obr. 4.10. Sestavné výkresy nosného rámu jsou v Příloze 2.

Je důležité podotknout, že většina rozměrů, ze kterých bylo vycházeno ve výše popsáných návrzích podpěr motoru a nosného rámu, byla odhadnuta. Skutečné rozměry motoru se mohou mírně lišit. Při realizaci návrhů by bylo nutné nejprve všechny dotčené rozměry přeměřit a případně návrh korigovat.



Obr. 4.8 – Sestava navrženého nosného rámu



Obr. 4.9 – Sestava uchycení motoru v rámu – pohled  
zpředu



Obr. 4.10 – Sestava uchycení motoru v rámu – pohled  
zezadu

#### 4.1.5 Tepelný výměník

Pro návrh zařízení využívajícího spaliny vystupující z motoru byl proveden výpočet tepelného oběhu. K tomuto výpočtu, resp. výpočtům byl využit komerční software Thermoflex 26<sup>15</sup>. Vzhledem k tomu, že nebyly nalezeny kompletní informace o parametrech motoru, zejména pak teplota spalin za volnou plynovou turbínou, v režimech jiných než nominálním, bylo třeba tyto určit.

<sup>15</sup> Software Thermoflex 26 byl mé osobě zpřístupněn zaměstnavatelem.

Nejprve byl tedy vytvořen model samotného motoru. Výpočtové schéma je zobrazené na Obr. 4.11. Výpočtový model se skládá z modelů kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny kompresoru a volné plynové turbíny. Mimo to se na schématu nacházejí také modely potrubí, zdrojů vzduchu a paliva a výstupu do atmosféry. U jednotlivých modelů je třeba nastavit jejich parametry. V tomto případě byly nastaveny nejprve známé veličiny a následně byly iterativním výpočtem získávány ty neznámé. Neboli, neznámé parametry byly postupně nastavovány tak, aby se výsledný výkon a spotřeba paliva co nejvíce přibližovali hodnotám naměřených na reálném motoru. V Tab. 4.2 jsou zobrazené konečné vstupní hodnoty.

Průtočné množství vzduchu, stupeň stlačení kompresoru a teplota plynu před turbínou kompresoru byly nastaveny podle naměřených hodnot dle Obr. 3.25. Termodynamická účinnost kompresoru a obou turbín byla nastavena dle dokumentace motoru, přičemž hodnoty uvedené ve zmíněné dokumentaci odpovídají návrhovému režimu. Nicméně hodnoty účinností byly ponechány, neboť bylo předpokládáno, že díky nastavitelné geometrii rozváděcích lopatek a proměnlivým otáčkám turbokompresory se tyto příliš nezmění.

Číslo modelu	Popis modelu	Nastavované veličiny	Hodnoty nastavovaných veličin
7	Přívod vzduchu	Atmosférický tlak	$p_0 = 1,013 \text{ [bar]}$
		Atmosférická teplota	$T_0 = 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$
		Průtočné množství vzduchu	$\dot{m} = 7,59 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$
1, 3	Potrubí	Tlaková ztráta	$\frac{\Delta p}{p_0} = 0 \text{ [-]}$
2	Kompresor	Stupeň stlačení	$\pi = 7,25 \text{ [-]}$
		Termodynamická účinnost	$\eta_{td} = 0,855 \text{ [-]}$
		Mechanická účinnost	$\eta_m = 0,9289 \text{ [-]}$
8	Zdroj paliva	Tlak paliva	$p_{pv} = 32 \text{ [bar]}$
		Teplota paliva	$T_{pv} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$
		Druh paliva	Kerosin
9	Spalovací komora	Výstupní teplota	$T_{3c} = 808 \text{ [}^\circ\text{C]}$
		Tlaková ztráta	$\frac{\Delta p}{p_2} = 0,05 \text{ [-]}$
		Sdílení tepla do okolí	$\frac{\Delta Q}{Q_{SK}} = 0,01 \text{ [-]}$
4	Turbína kompresoru	Termodynamická účinnost	$\eta_{td} = 0,9 \text{ [-]}$
		Mechanická účinnost	$\eta_m = 0,995 \text{ [-]}$
5	Volná turbína	Termodynamická účinnost	$\eta_{td} = 0,9 \text{ [-]}$
		Mechanická účinnost	$\eta_m = 0,995 \text{ [-]}$
G2	Generátor s převodovkou	Mechanická účinnost	$\eta_m = 0,936 \text{ [-]}$

Tab. 4.2 – Vstupní hodnoty výpočtu tepelného oběhu

Dle výsledného schématu, viz Obr. 4.11, je vidět, že výkon motoru se téměř neliší od výkonu změřeného a že měrná spotřeba paliva, která se vypočítá jako:

$$c_{rN} = \frac{\dot{m}_{pv}}{P} \cdot 3600 = \frac{0,1068}{1103,5} \cdot 3600 = 0,3484 \text{ [kg} \cdot \text{kWh}^{-1}\text{]}, \quad (4.29)$$

kde:

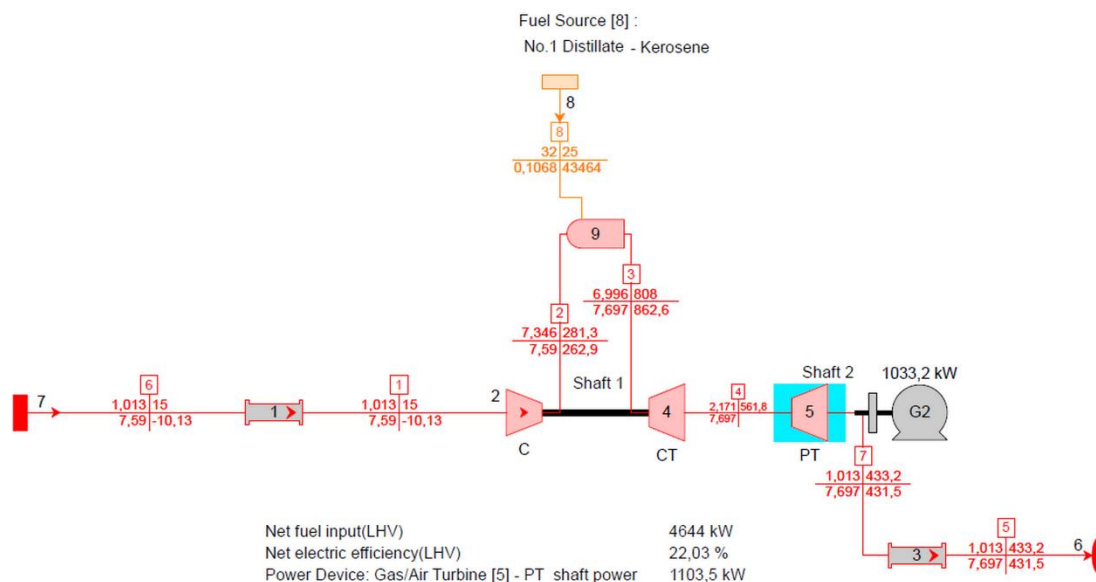
Kde:

$\dot{m}_{pv} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$  .....je spotřeba paliva

$P \text{ [kW]}$  .....je výkon motoru,



se liší o 4,13 %. Tato nevýznamná odchylka ale byla vzata jako vyhovující vzhledem k maximální přípustné hodnotě měrné spotřeby paliva, která pro I. cestovní režim dle Obr. 3.25 nesmí překročit hodnotu  $c_{rN,max} = 0,350 [kg \cdot kWh^{-1}]$ .



Obr. 4.11 – Výpočtové schéma motoru

1, 3 – Obecný prvek potrubí, 2 – kompresor, 4 – plynová turbína kompresoru, 5 – volná plynová turbína, 6 – Odvod spalin do atmosféry, 7 – přívod vzduchu z atmosféry, 8 – přívod paliva, 9 – spalovací turbína, G2 – generátor s převodovkou

Hlavní úlohou bylo zvolit vhodný způsob přenosu zbytkového tepla ve spalinách do míst pro jeho upotřebení. V zásadě se nabízejí dva druhy teplotního média, a to vzduch a voda. Výpočtový model popsaný výše byl tedy rozšířen o spalínový výměník, čerpadlo/ventilátor a odvaděč tepla symbolizující otopná tělesa, ohříváky TUV aj. Výsledné výpočtové schéma s tepelným výměníkem spaliny-voda a s čerpadlem je zobrazené na Obr. 4.12.

Nejprve byly provedeny výpočty se spalínovým výměníkem typu spaliny-voda. Jako konstantní parametr ve výpočtech byla zvolena tlaková ztráta v odvaděči tepla  $\frac{\Delta p}{p_{11}} = 0,1 [-]$  a výstupní tlak na výtlaku čerpadla  $p_9 = 4 [bar]$ . Ohřátí vody a její hmotnostní průtok byly voleny. Tlaková ztráta ve spalínovém výměníku, jak na straně vody, tak na straně spalin byla vypočítána softwarem.

Vstupní/výstupní teplota vody byla nastavena ve dvou variantách. První varianta měla vstupní/výstupní teplotu vody 40/60 °C. Při výpočtech bylo postupně zvyšováno průtočné množství vody s tím, že byla sledována teplota spalin za výměníkem a přenesený tepelný výkon do okruhu vody.

Dále byla nastavena vstupní/výstupní teplota vody na 40/80 °C a opět byly provedeny výpočty při různém průtočném množství vody. Vypočítané hodnoty jsou zobrazené v Tab. 4.3. V případě výpočtů při vstupní/výstupní teplotě vody 40/80 °C byly tyto ukončeno při dosažení výstupní teploty spalin <150°C. Při teplotě nižší než 150 °C se objevuje riziko



kondenzace vodních par ve spalinách a následná reakce s oxidy síry a dusíku za vzniku kyselin. Kyseliny pak mohou způsobovat korozi teplosměnných ploch a spalinových traktů.

Množství vody	40/60 °C		40/80 °C	
	Teplota spalin za výměníkem	Přenesený výkon	Teplota spalin za výměníkem	Přenesený výkon
[kg·s <sup>-1</sup> ]	[°C]	[kW]	[°C]	[kW]
1	423	83	413	167
2	414	167	393	334
4	393	334	353	670
6	373	501	312	1004
8	354	669	271	1339
10	333	836	231	1674
12	313	1003	189	2008
14	292	1170	146.9	2342
16	272	1338	-	-
18	251	1505	-	-
20	231	1672	-	-

Tab. 4.3 – Porovnání vypočítaných hodnot různých konfigurací tepelného výměníku spaliny-voda

Výpočet tepelného oběhu se vzduchem jako teplotnosným médiem byl proveden pouze rámcově. Základním předpokladem byl ohřívání atmosférického vzduchu na teplotu 60 °C a 80 °C při dvou hodnotách hmotnostního průtoku. Výsledky jsou zobrazené v Tab. 4.4.

Množství vzduchu	Příkon ventilátoru	15/60 °C		15/80 °C	
		Teplota spalin za výměníkem	Přenesený výkon	Teplota spalin za výměníkem	Přenesený výkon
[kg·s <sup>-1</sup> ]	[kW]	[°C]	[kW]	[°C]	[kW]
10	94	384	456	356	659
20	189	324	919	275	1318

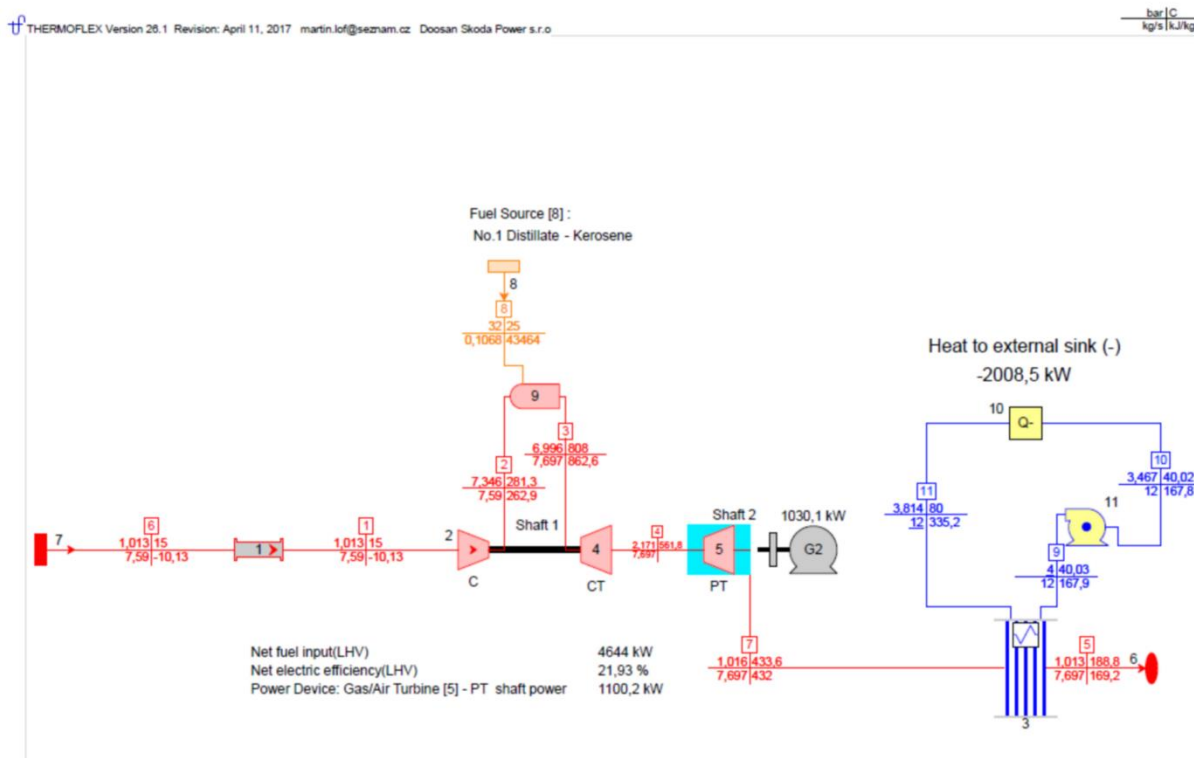
Tab. 4.4 – Porovnání vypočítaných hodnot různých konfigurací tepelného výměníku spaliny-vzduch

V rámci konečného zvolení vhodného teplotnosného média pro přenos tepla ze spalin k případným spotřebičům bylo zhodnoceny následující faktory:

Vzduch se jako teplotnosné médium pro transportovatelnou energetickou jednotku může na první pohled zdát vhodnější z důvodu absence napájecí nádrže, absence problému se zamrznáním, nižší hmotnosti celého systému a přímým rozvodem tepla (bez nutnosti použití otopných těles). Nicméně aby bylo využito maximum tepla obsaženého ve spalinách, hmotnostní průtok topného vzduchu by musel být obrovský. Jak je zřejmé z Tab. 4.4, při hmotnostním průtoku vzduchu 20 kg·s<sup>-1</sup> a ohřátí na teplota 80°C je teplota spalin snížena pouze na 275°C. Zároveň ale při tomto hmotnostním průtoku by případné rozvody museli průřez alespoň 1,1 m<sup>2</sup>, což jsou společně s velikostí ventilátoru obrovské zástavbové nároky.

Z výše uvedených důvodů byla tedy jako teplotnosné médium zvolena voda i přes nutnost použití zásobníku, nemrznoucí směsi a otopných tělese pro vytápění. Díky její větší tepelné kapacitě je možné využít veškeré dostupné teplo ve spalinách. Další nespornou výhodou použití vody jako teplotnosného média je výrazně nižší příkon čerpadla, který je při hmotnostním průtoku 12 kg·s<sup>-1</sup> přibližně 1,7 kW (ventilátor má pro stejné množství vzduchu příkon 94 kW).

Vstupní/výstupní teplota byla nakonec zvolena na 40/80 °C za předpokladu, že rozvody nebudou dokonale izolovány a dojde v nich k tepelné ztrátě cca 20 °C. Teplota 60 °C, která by byla na vstupu do otopných těles, je zcela běžná a používaná.



Obr. 4.12 – Výpočtové schéma motoru s tepelným výměníkem

1, 3 – Obecný prvek potrubí, 2 – kompresor, 4 – plynová turbína kompresoru, 5 – volná plynová turbína, 6 – Odvod spalin do atmosféry, 7 – přívod vzduchu z atmosféry, 8 – přívod paliva, 9 – spalovací turbína, G2 – generátor převodovkou, 3 – tepelný výměník, 10 – odvod tepla, 11 – čerpadlo

Výkon motoru na hřídeli 1100,2 kW viz obrázek Obr. 4.12 je spíše více optimistický. Tlaková ztráta spalínového výměníku byla sice vypočítána softwarem a je možné, že v navržené konfiguraci zůstane reálná, ale v modelu již není počítáno s tlakovou ztrátou v ohybech spalínového potrubí a v regulační klapce, která musí být do spalínové trasy umístěna. Dále není počítáno s tlakovou ztrátou v sacím traktu, tedy zejména v sacím filtru a protinámrazovém výměníku. Dle zkušeností poskytovatele generálních oprav motorů TV3-117 způsobí umístění protiprachového zařízení do sání motoru pokles výkonu přibližně o 100 koňských sil, čemuž odpovídá 74,6 kW. Protiprachové zařízení má ale mnohem menší průtočný průřez než uvažované tepelné výměníky a filtr. Pro zjednodušení je tedy uvažováno snížení výkonu motoru na hřídeli vlivem tlakových ztráty celého průtočného traktu o zmíněných 74,6 kW. Výkon na svorkách generátoru zahrnující mechanickou ztrátu v převodovce a v generátoru a také účinnost generátoru a jeho účinník pak činí přibližně 960 kW.

Účinnost zobrazená na Obr. 4.12 je čistě účinnost výroby elektrické energie se zohledněním vlastní spotřeby čerpadla. Pokud by ale veškerá energie předaná spalínovému výměníku byla využita pro vytápění, nelze efektivnost přeměny energie paliva počítat čistě elektrickou účinností. Existuje několik pohledů na to, jak účinnost kogeneračního zdroje vyjádřit. Jedním z možných pohledů je definice celkové využití energie v palivu:

$$\eta_{TOT} = \frac{N_{el} + Q_{heat}}{Q_{fuel}} = \frac{N_{el} + Q_{heat}}{\dot{m}_{pv} \cdot H_{pv}} = \frac{960 + 2008,5}{0,1068 \cdot 43000} = 0,646 \doteq 65 [\%], \quad (4.30)$$

kde

$N_{el}$  [kW] .....je elektrický výkon

$Q_{heat}$  [kW] .....je zužitkované teplo

$Q_{fuel} [kW]$  .....je energie paliva  
 $H_{pv} [kW \cdot kg^{-1}]$  .....je výhřevnost paliva  
 $\dot{m}_{pv} [kg \cdot s^{-1}]$  .....hmotnostní průtok paliva.

Další pohledy jsou již více konzervativní, jako například následující definice vycházející z americké legislativy:

$$\eta_{PURPA} = \frac{N_{el} + \frac{1}{2} Q_{heat}}{Q_{fuel}} = \frac{N_{el} + Q_{heat}}{\dot{m}_{pv} \cdot H_{pv}} = \frac{960 + \frac{1}{2} \cdot 2008,5}{0,1068 \cdot 43000} \quad (4.31)$$

$$= 0,4277 \doteq 43[\%],$$

Či definice založená na tom, že teplo využitě k vytápění se odečte od energie v palivu:

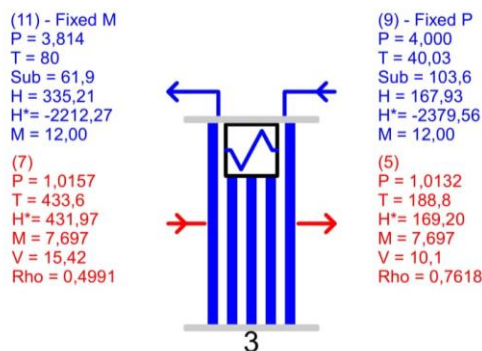
$$\eta_{chargeable} = \frac{N_{el}}{Q_{fuel} - Q_{heat}} = \frac{N_{el}}{\dot{m}_{pv} \cdot H_{pv} - Q_{heat}} \quad (4.32)$$

$$= \frac{960}{0,1068 \cdot 43000 - 2008,5}$$

$$= 0,3715 \doteq 37 [\%].$$

Vnitřní rozměry tepelného výměníku zobrazeného na Obr. 4.12 byly vypočítány také pomocí softwaru Thermoflex 26. Základní rozměry tepelného výměníku jsou zobrazeny na Obr. 4.14. Trubky v tomto výměníku musejí být žebrované z důvodu zvýšení součinitele přestupu tepla ze spalin. Tvar a rozměry žebrování jsou zobrazené na Obr. 4.15. Suchá hmotnost tepelného výměníku byla vypočítána na 1800 kg. Přesné rozměry tepelného výměníku by samozřejmě pak záviseli na jeho výrobcí. Zejména pak rozměry a umístění přípojovacích míst.

Termodynamické parametry spalin a vody před a za výměníkem jsou pak zobrazené na Obr. 4.13



P[bar] T[C] H[kJ/kg] H\*[kJ/kg] M[kg/s] V[m^3/s] Rho[kg/m^3]  
Economiser (PCE) [3]  
Mode: Engineering Design  
Flow arrangement - Counter flow  
Heat transfer to water/steam = 2007,4 kW, Heat loss = 15,06 kW  
Heat from gas = 2022,5 kW  
Gas-side pressure drop = 2,436 millibar  
Water-side pressure drop = 0,186 bar  
Dew point = 27,54 C, Minimum tube surface temperature = 69,8 C

Obr. 4.13 – Parametry spalin a vody před a za tepelným výměníkem

Dále byla navržena rámcově tloušťka izolace tepelného výměníku, aby nedocházelo k přílišné tepelné radiaci a konvektivnímu sdílení tepla do vnitřního prostoru kontejneru. Tloušťka izolace byla navržena pomocí výpočtového programu<sup>16</sup> výrobce tepelné izolace Isover, přičemž vstupními hodnotami byly vnější rozměry výměníku, maximální teplota média – 640°C, rychlost proudění média – 14 m·s<sup>-1</sup>, požadovaná povrchová teplota 50 °C

<sup>16</sup> Dostupný z <http://www.programbyggerne.no/IsodimCZ/>

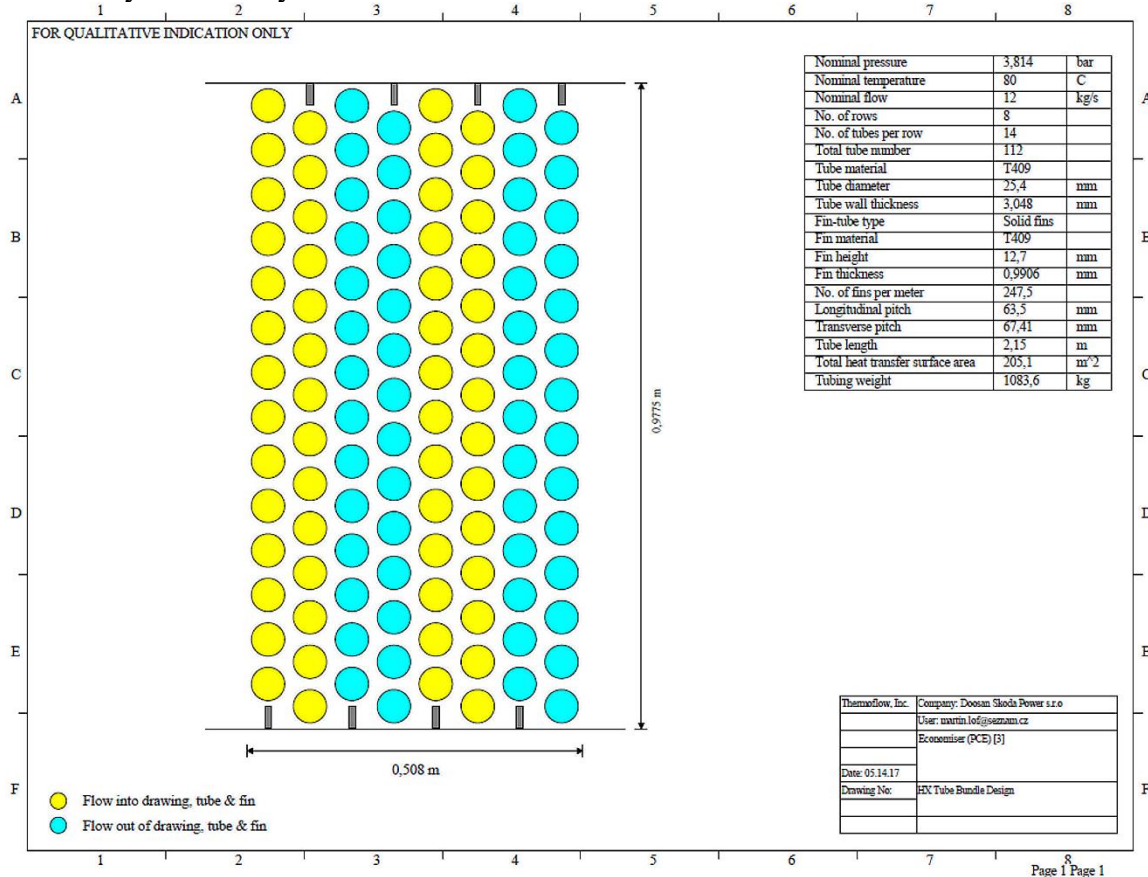
a teplota okolí 25 °C. Maximální rychlost proudění spalin je zřejmá z Obr. 4.15. Izolace byla zvolena typu Orstech DP80 s průměrnou hustotou 80 kg.m<sup>-3</sup> a deklarovaným součinitelem tepelné vodivosti 0,140 W·m<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>. Minimální tloušťka izolace byla vypočítána na 331 mm. Vzhledem k dostupným produktovým řadám byla zvolena tloušťka izolace 340 mm.

Obdobným způsobem pak byla vypočítána tloušťka izolace pro převáděcí potrubí mezi výstupem motoru a tepelným výměníkem. V tomto případě byla plocha oválného průřezu výstupního difuzoru motoru přepočítána na kruhovou plochu, aby bylo možné pro výrobu převáděcího potrubí použít standardizované materiály. Oválu o rozměru o délce 570 mm a šířce 476 mm s plochou 222 696,37 mm<sup>2</sup> odpovídá kruhový průřez o průměru 532 mm. Aby bylo možné pro obtokové potrubí použít standardizovaný materiál, byla zvolena světlost potrubí DN600. Tato volba má také příznivý vliv na snížení rychlosti proudění spalin. Světlosti DN600 pak dle rovnice kontinuity odpovídá následující rychlost proudění spalin:

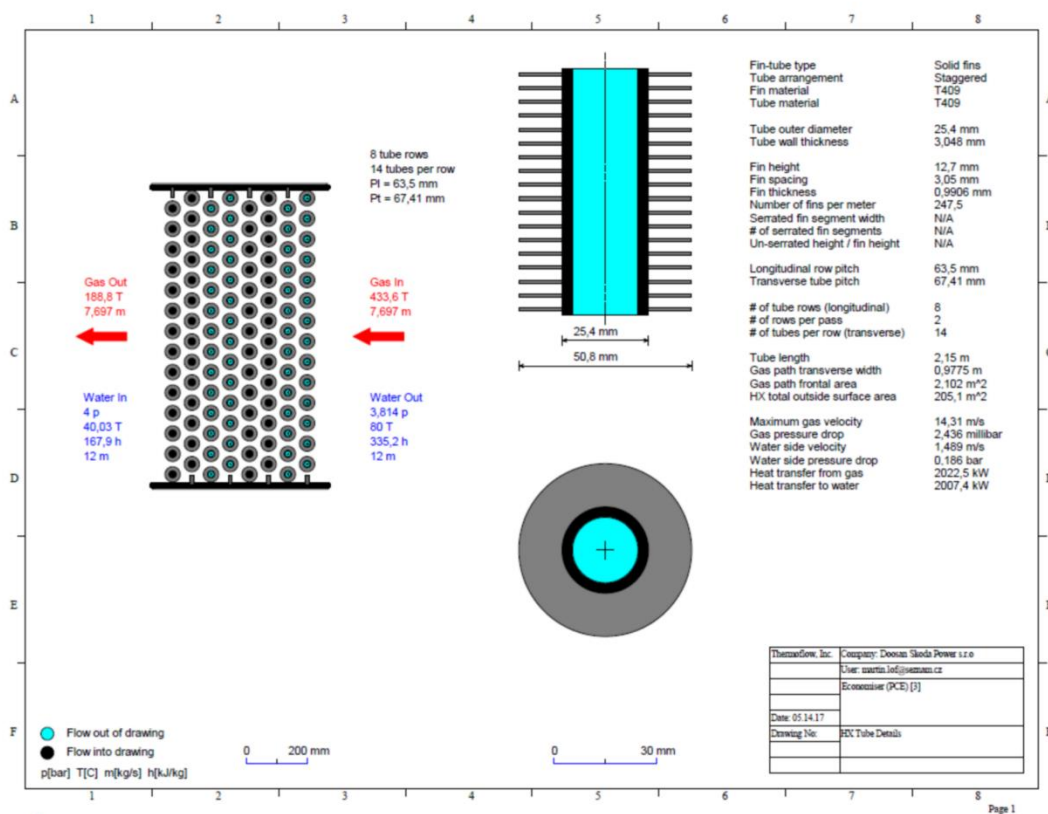
$$v_5 = \frac{\dot{V}_5}{S_5} = \frac{15 \cdot 4}{\pi \cdot 0,6^2} = 53 [m \cdot s^{-1}], \quad (4.33)$$

kde  $\dot{V}_5 [m^3 \cdot s^{-1}]$  je objemový průtok spalin, jehož hodnota je zřejmá z Obr. 4.13.

Minimální tloušťka izolace byla nyní vypočítána na 251 mm. Vzhledem k dostupným produktovým řadám byla zvolena tloušťka izolace 300 mm.



Obr. 4.14 – Základní rozměry tepelného výměníku spaliny-voda



Obr. 4.15 – Rozměry žebrování teplosměnných ploch výměníku spaliny-vody



**Tepelná ztráta**

Projekt, zodpovědná osoba:

**Vypočet provést pro:**

- Potrubí
- Kruhový vzduchovod
- Čytrňnaný vzduchovod
- Vzduchovod izolovaný zevnitř
- Plochu
- Plochu izolovanou zevnitř

**Výběr návrhového kritéria:**

- Daná tloušťka izolace
- Maximální povrchová teplota
- Požadovaná teplota na povr. [°C]: 50
- Maximální tepelná ztráta
- Požadovaný tepelný tok [W/m²]: 10
- Požadovaný tepelný tok [W/m²]: 50
- Nutná tloušťka izolace podle ČSN EN 12828
- Podíl předstáhného tepla, který je považován za tep. ztrátu (0-1): 1
- Daná izolacení třída (ČSN EN 12828)
- Izolační třída (1-6): 4

**Opláštění (vnější povrch):**

Hlávk. sluzco-design:

Uživatelsky definovaná emisivita: 0,4

**Rozměry**

Průměr potrubí [mm]: 800 Výška potrubí [mm]: 1000 Šířka potrubí [mm]: 2150  
Délka potrubí [m]: 1 Plocha [m²]: 10 Emisivita neizolovaného povrchu: 0,5

**Izolace (1. vrstva)**

Ortostech DP 80 ALU (EN ISO 13787-deklarované hodnoty)

Standardně vyráběná tloušťka izolace [mm]: 30

Uživatelsky definovaná tloušťka [mm]: 30

**Okrajové podmínky výpočtu**

- Interiér
- Exteriér
- Zadat součinitel přestupu tepla [W/m²K]: 5

Teplota okolí [°C]: 20 Teplota média [°C]: 640  
Rychlost větru [m/s]: 2 Prusk [m/s]: 14

**Vypočet spotřeby energie**

Provozní doba (hroek): 8760  
Náklady na kWh energie: 4  
Emise CO2 [g/kWh]: 750  
Měna: CZK

**Doplnkové vybavení (ventily, příruby)**

Přidat pokličku  
 Smažat zvolenou pokličku

**3. vrstva izolace**

Ortostech DP 80 (EN 12667-měřené hodnoty)

Standardně vyráběná tloušťka izolace [mm]: 30

Uživatelsky definovaná tloušťka [mm]: 30

**Neizolované závěsy**

Doplněná tepelná ztráta vlivem závěsů je do výpočtu zahrnuta ekvivalenční délkou potrubí podle tabulky A.1 normy ČSN EN ISO 12241

Uživatelsky definovaný typ

Ekvivalenční délka potrubí [m]: 1  
Počet kusů: 1

**Výsledky**

Výsledky	Hodnota
Tloušťka izolace	331,0 mm
Surface temperature	50,0 °C
Tepelná ztráta	1723,6 W/m
Hustota tepelného toku na m² vnějšího povrchu izolace	192,6 W/m²
Vnější součinitel přestupu tepla	6,42 W/m²K
Tepelná ztráta bez izolace	54777,3 W/m
Vnitřní součinitel přestupu tepla	22,80 W/m²K
Součinitel prostupu tepla U <sub>t</sub>	2,78 W/mK

**Doporučené odstupové vzdálenosti**

a:	500 mm
b:	500 mm
c:	1331 mm
d:	3312 mm
e:	1906 mm
B:	2812 mm
H:	1662 mm

Obr. 4.16 – Výpočet tloušťky tepelné izolace tepelného výměníku

**Tepelná ztráta**

Projekt, zodpovědná osoba:

**Vypočet provést pro:**

- Potrubí
- Kruhový vzduchovod
- Čytrňnaný vzduchovod
- Vzduchovod izolovaný zevnitř
- Plochu
- Plochu izolovanou zevnitř

**Výběr návrhového kritéria:**

- Daná tloušťka izolace
- Maximální povrchová teplota
- Požadovaná teplota na povr. [°C]: 50
- Maximální tepelná ztráta
- Požadovaný tepelný tok [W/m²]: 10
- Požadovaný tepelný tok [W/m²]: 50
- Nutná tloušťka izolace podle ČSN EN 12828
- Podíl předstáhného tepla, který je považován za tep. ztrátu (0-1): 1
- Daná izolacení třída (ČSN EN 12828)
- Izolační třída (1-6): 4

**Opláštění (vnější povrch):**

Hlávk. sluzco-design:

Uživatelsky definovaná emisivita: 0,4

**Rozměry**

Průměr potrubí [mm]: 800 Výška potrubí [mm]: 1000 Šířka potrubí [mm]: 2150  
Délka potrubí [m]: 1 Plocha [m²]: 10 Emisivita neizolovaného povrchu: 0,5

**Izolace (1. vrstva)**

Ortostech DP 80 ALU (EN ISO 13787-deklarované hodnoty)

Standardně vyráběná tloušťka izolace [mm]: 30

Uživatelsky definovaná tloušťka [mm]: 30

**Okrajové podmínky výpočtu**

- Interiér
- Exteriér
- Zadat součinitel přestupu tepla [W/m²K]: 5

Teplota okolí [°C]: 20 Teplota média [°C]: 640  
Rychlost větru [m/s]: 2 Prusk [m/s]: 53

**Vypočet spotřeby energie**

Provozní doba (hroek): 8760  
Náklady na kWh energie: 4  
Emise CO2 [g/kWh]: 750  
Měna: CZK

**Doplnkové vybavení (ventily, příruby)**

Přidat pokličku  
 Smažat zvolenou pokličku

**3. vrstva izolace**

Ortostech DP 80 (EN 12667-měřené hodnoty)

Standardně vyráběná tloušťka izolace [mm]: 30

Uživatelsky definovaná tloušťka [mm]: 30

**Neizolované závěsy**

Doplněná tepelná ztráta vlivem závěsů je do výpočtu zahrnuta ekvivalenční délkou potrubí podle tabulky A.1 normy ČSN EN ISO 12241

Uživatelsky definovaný typ

Ekvivalenční délka potrubí [m]: 1  
Počet kusů: 1

**Výsledky**

Výsledky	Hodnota
Tloušťka izolace	251,0 mm
Surface temperature	50,0 °C
Tepelná ztráta	668,8 W/m
Hustota tepelného toku na m² vnějšího povrchu izolace	192,6 W/m²
Vnější součinitel přestupu tepla	6,42 W/m²K
Tepelná ztráta bez izolace	31765,3 W/m
Vnitřní součinitel přestupu tepla	77,95 W/m²K
Součinitel prostupu tepla U <sub>t</sub>	1,98 W/mK

**Doporučené odstupové vzdálenosti**

a:	500 mm
b:	150 mm
c:	701 mm
d:	1602 mm
e:	1051 mm
Ø:	1102 mm

Obr. 4.17 – Výpočet tloušťky tepelné izolace převáděcího potrubí

#### 4.1.6 Obtok tepelného výměníku

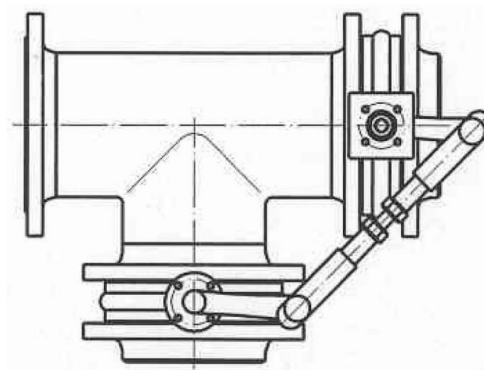
Pro účely najíždění energetické jednotky, jejího případného provozu bez tepelného výměníku nebo pouze částečného provozu tepelného výměníku je důležité vytvořit obtokové potrubí, kterým spaliny mohly odcházet přímo do atmosféry bez průchodu výměníkem. Tzv. obtokový komín se běžně realizuje na většině energetických celků se spalovací turbínou a spalínovým výměníkem. Obtokové potrubí by mělo klást proudícím spalinám co nejmenší odpor a mělo by vést co možná nejkratší cestou ven do atmosféry.

Rozměry obtokového potrubí kopírují rozměry převáděcího potrubí vedoucího do tepelného výměníku z důvodu zachování kompatibility potrubí s klapkami.

Aby bylo možné průtok do tepelného výměníku regulovat nebo úplně uzavřít, je třeba do obou potrubí zařadit regulační klapky. Tím je míněno zařazení klapky mezi tepelný výměník a místo, kde na převáděcí potrubí navazuje obtokové potrubí. Tátáž klapka pak musí být zařazena do obtokového potrubí. Velice důležité je obě klapky mechanicky spřáhnout tak, aby nemohla nastat situace, kdy budou obě zavřené. Takto spřážené klapky jsou zobrazené na Obr. 4.18 a Obr. 4.19. Výrobci klapek je celá řada. V případě vysokoteplotních klapek může být zvolena např. klapka GD 6 výrobce JASTA.



Obr. 4.18 – Spřážené klapky s pneumatickým pohonem



Obr. 4.19 – Schéma spřážených klapek

Na jedné z klapek by pak měl být namontován pohon k zajištění dálkového, a hlavně automatického ovládní. Opět z důvodu zajištění co nejnižší hmotnosti celé energetické jednotky byl zvolen elektrický pohon. Pohony pneumatické nebo hydraulické vyžadují další zařízení dodávající tlakový vzduch nebo kapalinu. Takové zařízení by pak zvyšovalo hmotnost celé energetické jednotky a zaplňovalo její vnitřní prostor. Případný výrobce elektropohonu je např. AUMA. U elektropohonu je velice důležité, aby měl bezpečnou polohu nastavenou na otevření obtoku.



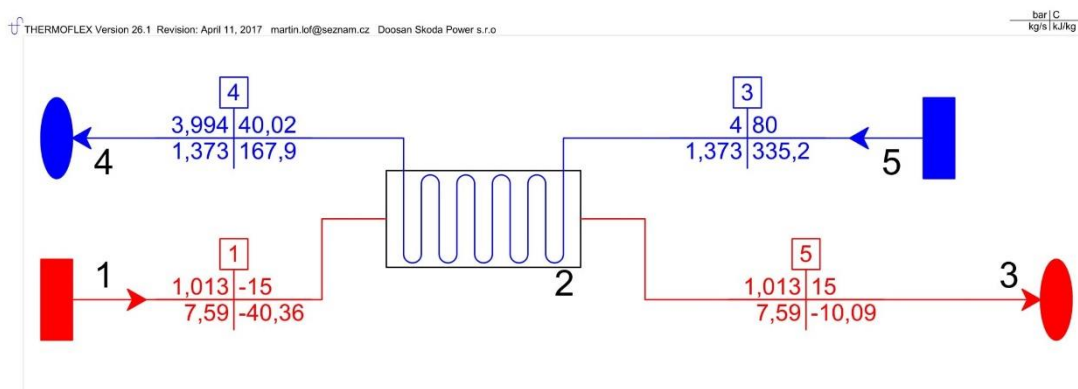
#### 4.1.7 Protínámrazový ohřívák nasávaného vzduchu

U spalovací turbín, které jsou provozovány při teplotách blízkých bodu mrazu a nižších, je velice důležité zabránit tvorbě námrazy v sacím ústrojí. V sacím ústrojí se za provozu vytváří mírný podtlak a tím i riziko kondenzace vodních par nacházejících se v nasávaném vlhkém vzduchu. Samotná kondenzace by motoru nijak neškodila, kdyby probíhala v teplotách dostatečně nad bodem mrazu. Ovšem vodní páry mohou kondenzovat i při teplotách kolem 0 °C a v takovém případě se může stát, že tyto začnou vytvářet námrazu. Námraza pak může ucpávat sací filtr nebo dokonce při jejím odtržení může způsobit poškození kompresoru.

Existují případy, kdy právě kvůli tvorbě námrazy zhasl motor TV2-117 ve vrtulníku Mi-8 během letu Armády České republiky. [25]. Mimo to se problematikou námrazy v sání leteckých turbokompresorových motorů a spalovacích turbín zabývá mnoho článků, jako např. [26]. Také spalovací turbíny mívají běžně nějaké ohříváky v sacím ústrojí zabráňující tvorbě námrazy.

Pro energetickou jednotku diskutovanou v této práci byl navržen tepelný výměník typu vzduch-voda pro ohřívání nasávaného vzduchu v případech, kdy by hrozila tvorba námrazy. Tento výměník by byl zařazen v sání ještě před filtr, aby nedocházelo k zacpávání sacího filtru námrazou. Byl by napájen horkou vodou tepelného výměníku popsaném v kapitole 4.1.5.

Výpočet tepelného výměníku byl opět proveden pomocí softwaru Thermoflex. Byl navržen tak, aby při atmosférické teplotě -15 °C ohřál vzduch vstupující do motoru na návrhovou teplotu +15 °C. Tento předpoklad byl zaveden pro případ, kdy by energetická jednotka byla vystavena extrémně nepříznivým podmínkám. Teplota vody vstupující/vystupující do/z protínámrazového výměníku byla zvolena tak, aby odpovídala teplotám ve zbytku systému. Hmotnostní průtok vzduchu procházejícího výměníkem odpovídá I. cestovnímu režimu motoru při podmínkách standardní atmosféry. Při snížených teplotách by se tedy teoreticky měl hmotnostní průtok zvyšovat vlivem zvyšování hustoty vzduchu s klesající teplotou. Aby ale nehrozilo zvýšení výkonu při nízkých teplotách a nedošlo k přílišnému namáhání reduktoru a jiných součástí, omezovací regulace sníží otáčky turbokompresoru tak, aby hmotnostní průtok a s ním spojený výkon zůstal konstantní. Výpočtové schéma je zobrazené na Obr. 4.20.



Obr. 4.20 – Výpočtové schéma protínámrazového výměníku

1 – Vstup atmosférického vzduchu, 2 – tepelný výměník, 3 – výstup vzduchu do sacího filtru, 4 výstup ochlazené topné vody, 5 – vstup horké topné vody

Úloha tedy spočívala v nalezení potřebného hmotnostního průtoku topné vody. Je zřejmé, že při běžných teplotách od -4 do 0 °C, kdy je riziko námrazy největší, bude třeba snížit hmotnostní průtok topné vody, aby nedocházelo k přílišnému ohřívání vzduchu. Vzhledem

k malému předpokládanému výkonu čerpadla bude ekonomicky výhodnější regulovat průtok výměníkem regulovaným obtokem.

Rozměry protínámrazového výměníku jsou zobrazené na Obr. 4.21. jeho hmotnost byla vypočítána na 540 kg. Pro dimenzování potrubí topné vody vedoucí do/z výměníku byla předpokládána rychlost proudění  $2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Z rovnice kontinuity:

$$\dot{m} = \rho \cdot S \cdot v = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \quad (4.34)$$

je pak možné vyjádřit průměr potrubí:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,373}{971,8 \cdot 2,5 \cdot \pi}} = 0,0268 \text{ [m]} = 26,8 \text{ [mm]}, \quad (4.35)$$

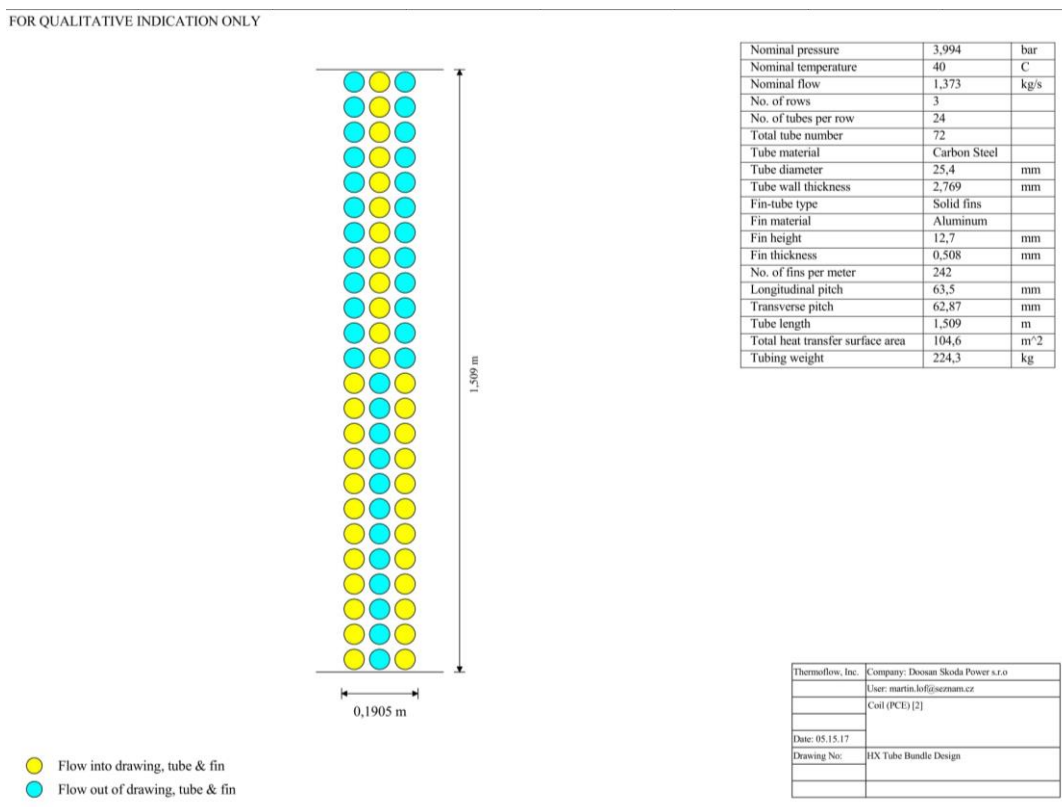
kde

$\rho \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-3}]$  .....je hustota vody při  $80 \text{ }^\circ\text{C}$

$v \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$  .....je rychlost proudění

$\dot{m} \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$  .....hmotnostní průtok topné vody

Na základě rovnice (4.35) byla zvolena světlost DN25.



Obr. 4.21 – Rozměry protínámrazového výměníku

#### 4.1.8 Zásobování palivem

Pro krátkodobý chod byla zvolena vyrovnávací palivová nádrž o objemu přibližně  $V = 220 \text{ [l]}$ . Takový objem při hmotnostním průtoku paliva  $\dot{m} = 0,1068 \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$  a jeho hustotě  $\rho = 0,804 \text{ [kg}\cdot\text{dm}^{-3}]$  vystačí na dobu:

$$\tau = \frac{V \cdot \rho}{\dot{m}} = \frac{220 \cdot 0,804}{0,1068} = 1656 \text{ [s]} \doteq 27 \text{ [min]} \quad (4.36)$$

K vyrovnávací nádrži by pak bylo připojeno čerpadlo vytvářející tlak 1,2 bar, viz kapitola 3.1.3, který motor potřebuje v sání vlastního podávacího čerpadla. Tento tlak by byl

udržován ventilem stálého tlaku, který by přebytečné palivo přepouštěl zpět do palivové nádrže. Sací potrubí palivového čerpadla by mělo mít rozměr takový průměr, aby v něm nebyla překročena rychlost  $v = 0,7 [m \cdot s^{-1}]$ :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1068}{\pi \cdot 0,7 \cdot 804}} = 0,0155 [m] = 15,5 [mm] \quad (4.37)$$

Jmenovitá světlost byla zvolena na DN15. Dle stejné rovnice pak může být vypočítána světlost výtláčného potrubí, ve kterém může být rychlost proudění  $1,5 m \cdot s^{-1}$ . V takovém případě vychází jmenovitá světlost na DN10.

Pro dlouhodobý chod energetické jednotky pak bude nutné zajistit vnější zásobník paliva, ze kterého bude palivo přečerpáváno do vyrovnávací nádrže.

#### 4.1.9 Elektromechanický převodník ovládání motoru

V případě ostrovní provozu energetické jednotky je důležité udržet stálou frekvenci v ostrovní síti. Čerpadlo-regulátor, který je instalovaný na motoru, je pro udržení konstantních otáček výstupního hřídele konstruovaný. V případě poklesu zátěže by se otáčky začaly zvyšovat a regulátor současně začne snižovat dodávku paliva a tím i výkon, což je přesně způsob regulace potřebný pro udržení konstantní frekvence v ostrovní síti.

Pokud by ale energetická jednotka byla připojena do rozsáhlé elektrizační soustavy, zmíněný regulátor by měl stále stejnou snahu regulovat otáčky. Pokud by frekvence v síti byl mírně vyšší, než 50 Hz, mohlo by se stát, že by regulátor snížil výkon na nulu. V opačném případě, kdy by frekvence v síti byla mírně nižší než 50 Hz, mohlo by se stát, že by regulátor zvyšoval výkon až do vzletového či mimořádného režimu činnosti.

Z výše popsaných důvodů je nutné, aby nadřazený řídicí systém měl možnost ovlivňovat čerpadlo-regulátor. K tomuto účelu, původně pro možnost ovlivňovat chod regulátoru pilotem vrtulníku, se na čerpadle-regulátoru nachází dvě ovládací páky – Ovládací páka motoru a páka přestavení regulátoru nosného rotoru.

Ovládací páka motoru má dle [27] vliv na otáčky turbokompresoru ve chvíli, kdy není v činnosti regulátor volné turbíny. Tzn. Při najíždění lze pomocí ovládací páky motoru zvýšit otáčky turbokompresoru na takovou hodnotu, kdy přichází do činnosti regulátor otáček volné plynové turbíny. Ovšem tato páka je zároveň spřažená s regulátorem otáček volné plynové turbíny a umožňuje částečnou korekci jejich otáček.

Regulátor volné plynové turbíny opět udržuje její konstantní otáčky. Pohybem páky přestavení regulátoru nosného rotoru lze otáčky volné plynové turbíny měnit, což je vhodné pro dosažení přesných otáček pro nafázování do rozsáhlé elektrizační soustavy, a také pro udržení stejného výkonu v případě změny frekvence v síti.

Společným působením na obě páky lze tedy dosáhnout požadovaných otáček volné plynové turbíny v případě ostrovního provozu nebo požadovaného výkonu v případě provozu přifázovaného do rozsáhlé elektrizační soustavy.

Pro ovládání těchto dvou pák se nabízejí dvě možnosti – použití elektrického regulačního servopohonu nebo hydraulického regulačního servopohonu. Elektrický lineární regulační servopohon by měl nespornou výhodu v jednoduchosti zapojení. Tzn., že by potřeboval pouze napájení, ať už stejnosměrné, střídavé jednofázové nebo střídavé třífázové a řídicí signál o požadované pozici. Většina dnešních elektrických regulačních servopohonů mají vlastní regulátor, který nastaví požadovanou pozici a odešle informativní signál zpět

do řídicího systému. Nevýhodou elektrického regulačního pohonu by mohla být jeho nižší rychlost a přesnost přestavování.

Hydraulická regulační pohon by naopak vyžadoval vnější zdroj hydraulické kapaliny o příslušném tlaku. Tento by opět způsoboval zvýšení hmotnosti celé energetické jednotky a prodlužoval dobu najíždění (z důvodu nutnosti najetí nejprve zdroje hydraulické kapaliny). Rychlost a přesnost hydraulického pohonu by naopak byla jeho výhodou.

Vzhledem k tomu, že ale pro přestavení ovládacích pák motoru ve vrtulníku je použit elektromechanismus, viz Příloha 2, byl zvolen pohon elektrický. Ten by byl umístěn na vhodném místě v kontejneru, upevněn na vlastním nosném rámu, ve kterém by zároveň bylo provedeno spojení s tažnými lanky ovládajícími páky motoru.

#### 4.1.10 Nadřazený řídicí systém DCS

Nadřazený řídicí systém byl rámcově navržen tak, aby řídil, chránil a monitoroval chod celé energetické jednotky. Hardwarově se skládá z procesorové jednotky, ke které jsou připojené vstupní/výstupní karty, komunikační karta a záznamové zařízení. Pomocí komunikační karty pak řídicí systém komunikuje s malým stolním počítačem, ke kterému je připojen dotykový panel s uživatelským rozhraním. Příklad hardwaru DCS systému je zobrazen na Obr. 4.22.

Softwarově je DCS rozdělen na regulační, ochrannou a monitorovací část. Ochranná část sleduje vybrané veličiny a hlídá, aby jejich hodnoty nepřekročili stanovené meze. Regulační část lze rozdělit na jednotlivé regulační okruhy, kdy každý regulační okruh si reguluje příslušnou veličinu. Monitorovací část slouží zejména jako diagnostická pomůcka v případě nějaké poruchy.

V řídicím jsou vytvořeny regulační okruhy vypsány v Tab. 4.5:

Regulační okruh	Měřeno pomocí	Akční člen
Korekce otáček volné plynové turbíny	Snímače otáček umístěném na spojovacím hřídeli s převodovkou	Elektromechanický převodník
Elektrický výkon	Wattmetru na vývodech generátoru	Elektromechanický převodník
Teplota topné vody	Odporového teploměru na výstupu topné vody z výměníku	Pohon klapky obtoku výměníku
Tlak topné vody	Tlakového převodníku na výstupu topné vody z výměníku	Pohon regulačního ventilu přepouštění do napájecí nádrže
Teplota nasávaného vzduchu	Odporových teploměrů v sání před a za odmrazovacím výměníkem	Pohon regulačního ventilu topné vody do odmrazovacího systému
Teplota vzduchu uvnitř kontejneru	Odporového teploměru uvnitř kontejneru	Sací a výfukový ventilátor

Tab. 4.5 – Regulační okruhy

Dále jsou v řídicím systému následující bezpečnostní okruhy, zobrazené v Tab. 4.6.

Zabezpečovaná veličina	Měřeno pomocí	Akční člen
Detekce požáru	Detektoru požáru	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Solenoid přívodu paliva</li> <li>• Protipožární systém</li> </ul>

Teplota před turbínou	Termočlánu T-102	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elektromechanický převodník</li> <li>• Solenoid přívodu paliva</li> </ul>
Teplota topné vody	Odporového teploměru na výstupu topné vody z výměníku	Solenoid přívodu paliva
Vibrace tělesa motoru	Soustavy IV500-E	Solenoid přívodu paliva
Hladina vody v napájecí nádrži	Vibrační spínač hladiny	Napájecí čerpadlo
Hladina oleje v olejové nádrži	Vibračního hladinového spínače	Solenoid přívodu paliva
Teplota oleje motoru	Odporového teploměru v olejové nádrži	Solenoid přívodu paliva
Tlak oleje motoru	Tlakového převodníku na výtlaku čerpadla	Solenoid přívodu paliva
Teplota oleje převodovky	Odporového teploměru	Solenoid přívodu paliva
Tlak oleje převodovky	Tlakového převodníku	Solenoid přívodu paliva

Tab. 4.6 – Zabezpečované veličiny

Všechny výše popsané veličiny budou zároveň zobrazovány na ovládacím panelu a zaznamenávány. Mimo nich budou také dálkově měřeny veličiny zobrazené v Tab. 4.7. Kromě dálkově měřených veličin lze mezi sledované veličiny zařadit také místní mění.

Sledovaná veličina	Měřeno pomocí
Napětí na svorkách generátoru	Voltmetru
Otáčky turbokompresoru	Indukčního snímače D-2MT <sup>17</sup>
Vnější teplota vzduchu	Odporového teploměru Pt100 vedle sání
Vnitřní teplota vzduchu	Odporového teploměru Pt100
Teplota vody v napájecí nádrži	Odporového teploměru Pt100
Teplota spalin za motorem	Termočlánu typu K
Diference tlaku na sacím filtru	Diferenčního manostatu
Tlak vzduchu za kompresorem	Tlakového převodníku PM-10MR <sup>18</sup>
Tlak paliva za čerpadlem	Tlakového převodníku
Hladina paliva v palivové nádrži	Plovákového indukčního snímače
Tlak v napájecí nádrži	Manometru
Hladina v napájecí nádrži	Průhledítka s ryskami

Tab. 4.7 – Sledované veličiny

<sup>17</sup> Viz kapitola 3.1.24

<sup>18</sup> Viz kapitola 3.1.30



Obr. 4.22 – Skříň systému DCS<sup>19</sup>

Procesorová jednotka řídicího systému zabezpečuje vyhodnocování všech regulačních a ochranných okruhů současně v určité vzorkovací frekvenci. V závislosti na kvalitě procesorové jednotky může být tato vzorkovací frekvence řádově od jednotek milisekund přes desítky až po stovky milisekund. Pro nejdůležitější okruhy bývá zpravidla volena co nejkratší vzorkovací frekvence, pro ty méně důležité ne pro ty, kde celý regulační okruh má větší zpoždění je vhodné volit vzorkovací frekvenci větší.

V tomto případě byla zvolena vzorkovací frekvence 5 ms pro okruh regulace otáček a výkonu a otáčkovou ochranu. Ostatní regulační a ochranné okruhy mohou mít vzorkovací frekvenci vyšší, např. 15 ms. Pro monitorování veličin nedůležitých pro regulaci může být vzorkovací frekvence volena dokonce na 1 s.

Každý točivý stroj by měl mít nezávislou ochranu proti zvýšení otáček o 10 % nominálních otáček. Např. u parních turbín bývá zvykem aplikovat otáčkovou ochranu Woodward nezávislou na řídicím systému. V tomto případě byla navržena, jak již bylo popsáno výše, otáčková ochrana pouze v rámci řídicího systému. Motor má totiž vlastní elektronickou otáčkovou ochranu, která odstaví přívod paliva. Otáčková ochrana integrovaná v řídicím systému pak přeruší napájení solenoidu umístěného v trase přívodního palivového potrubí v důsledku čehož dojde k uzavření solenoidu a odstavení motoru.

Napájení řídicího systému bylo zvoleno redundantní. Při běžném provozu bude řídicí systém střídavým napětím 230 V. Při nedostupném napájení 230 V pak bude využito napájení stejnosměrné, zálohované bateriemi. Napětí baterií bylo zvoleno na 24 V, čímž bude zároveň zachována kompatibilita s elektrickými přístroji motoru TV3-117. Příkon řídicího systému bývá zpravidla do 2 kW u redundantních rozsáhlých systémů pro řízení parních turbín a veškerého jejich příslušenství. V tomto případě byl předpokládán příkon řídicího systému včetně ovládacího panelu na 1 kW. Dále byl stanoven požadavek chodu systému

<sup>19</sup> Obrázek převzat z <https://i.redd.it/n9ek972axsxb.jpg>



na minimálně po dobu jedné hodiny bez dobíjení baterií. Při běhu tedy systém odebírá proud 41 A. Z toho vyplývá minimální kapacita baterií pro řídicí systém 41 Ah. Na trhu je v dnešní době řada výkonných baterií, ať už olověných nebo lithiových, které poskytují více než kapacitu více než 150 Ah. V energetické jednotce by byly paralelně zapojeny minimálně dvě takové baterie pro zajištění dostatečně dlouhého napájení v případě řešení poruchových stavů v polních podmínkách. Baterie mohou být napájeny jednak usměrňovačem napájeného střídavým napětím generátoru, jednak i případným stejnosměrným startér-generátorem motoru.

Mezi velmi vhodné výrobce řídicího systému lze zařadit například ABB nebo Siemens. Oba z těchto výrobců vyrábějí jak hardware, tak i software. Veškerá požadovaná logika je pak do řídicího systému implementována jeho výrobcem.

V rámci této práce nejsou navrženy konkrétní logiky charakteristiky a meze. Tyto by bylo třeba v případě realizace konkrétně zpracovat. Zejména pak nastavení regulace výkonu a otáček pomocí elektromechanických převodníků si bude vyžadovat pečlivé ladění a testování na již existujícím zařízení.

#### 4.1.11 Popis P&ID schématu

P&ID (z angl. Piping and Instrumentation Diagram) bývá standardní součástí projektové dokumentace energetických celků. Z P&ID schématu je zřejmé propojení jednotlivých zařízení potrubními trasami. Dále se na něm zobrazují veškeré armatury a měření. Všechna zařízení, potrubí a měření pak mají vlastní jedinečný KKS kód. P&ID schéma, které bylo vytvořené v rámci této práce se nachází v Příloze 3. Na schématu jsou barevně rozlišené druhy média a jejich účel.

Spalovací vzduch je nasáván z atmosféry přes protinámrazový výměník HLA01AC001, kde může být při nízkých teplotách ohříván. Za zmíněným výměníkem se nachází měření teploty spalovacího vzduchu HLA01AC001 určené pro regulaci protinámrazového výměníku. Bezprostředně za protinámrazovým výměníkem se nachází filtr spalovacího vzduchu HLA01AC001. Na tomto filtru se nachází indikace tlakové diference HLA01CP301, která oznamuje zanesení filtru. Z filtru pak spalovací vzduch proudí potrubím HLA01BR001 do motoru MBA01HA001. V rámci motoru je aplikováno měření tlaku stlačeného vzduchu za kompresorem MBA01CP001.

Z motoru pak spaliny vystupují potrubím MBR10BR001, které se dále rozděluje na dvě trasy. Trasa MBR20BR001 je nazývána obtoková a spaliny tudy mohou přes tlumič hluku MBR20BS001 odcházet do atmosféry. Druhá trasa MBR30BR002 vede do spalínového výměníku NDD10AC001. Na počátku obou tras (MBR20 a MBR30) se nacházejí mechanicky spřažené regulační klapky MBR20AA001 a MBR30AA001 s jedním elektropohonem. Spaliny předají své teplo ve spalínovém výměníku a odchází přes tlumič hluku MBR30BS001 do atmosféry.

Palivo je z vnějšího zásobníku, který na schématu není uveden, vedeno do energetické jednotky přes připojovací ruční ventil EGA01AA301. Uvnitř je pak vedeno potrubím EGA01BR001 do vyrovnávací palivové nádrže EGA01BB001. Vyrovnávací nádrž má na svém vstupu i výstupu ruční uzavírací armatury EGA01AA302 a EGA02AA301. Z palivové nádrže je pak palivo nasáváno podávacím čerpadlem EGA10AP001 a přes bezpečnostní solenoid EGA10AA001 vedeno do motoru. V potrubí EGA10BR002 mezi solenoidem a motorem je implementováno informativní analogové měření tlaku EGA10CP001 a odbočka k ventilu stálého tlaku EGA10AA010. Z ventilu stálého tlaku může být palivo přepouštěno zpět do vyrovnávací nádrže.



Topná voda je z napájecí nádrže NDD01BB001 nasávána čerpadlem NDD10AP001A a vedena do spalínového výměníku NDD10AC001. Na výstupu z napájecí nádrže se nachází uzavírací armatura NDD10AA301. Dále se v napájecí nádrži nachází analogově měření teploty NDD01CT001, binární měření hladiny NDD01CL301 a místní měření hladiny NDD01CL001 tlaku NDD01CP501. Binární měření nízké hladiny slouží k vypnutí napájecího čerpadla v případě ztráty topné vody. Na vstupu i výstupu topné vody do/ze spalínového výměníku se nacházejí ruční uzavírací armatury. Ohřátá topná voda je pak ze spalínového výměníku vedena potrubím NDD20BR001 k ručnímu uzavíracímu ventilu s přípojovacím místem NDD20AA302 určeným pro napojení vnějších objektů. V trase NDD20 se nachází odbočka přepouštění do napájecí nádrže NDD30 společně s regulačním přepouštěcím ventilem NDD30AA001. Dále je z trasy NDD20 vedena odbočka pro vytápění protinámrazového výměníku NDD25, ve které se nachází regulační ventil NDD25AA001. Z protinámrazového výměníku je ochlazená topná voda vedena potrubím NDD45BR001 zpět do napájecí nádrže. V trase NDD20 se nachází také měření, jednak analogové měření teploty NDD20CT001 určené pro ovládání regulačních klapek MBR20AA001 a MBR30AA001, jednak i analogové měření tlaku pro ovládání přepouštěcího regulačního ventilu NDD30AA001. Vratná ochlazená voda z vnějších objektů je pak ručním uzavíracím ventilem s přípojovacím místem NDD40AA301 přiváděna zpět do energetické jednotky. Potrubím NDD40BR001 je vratná voda vedena do napájecí nádrže.

Mazací olej je z původní olejové nádrže motoru MAV01BB01 nasáván čerpadlem MAV10AP001 a veden potrubím MAV10BR001 do vzduchového chladiče MAV10AC001. Z něj je pak olej veden potrubím MAV15BR001 zpět do olejové nádrže. V olejové nádrži se nachází vibrační spínač nízké hladiny, který odstaví motor v případě ztráty oleje. Dále se v olejové nádrži nachází analogové měření teploty určené také pro ochranu motoru. Ve výtlaku hlavního olejového čerpadla motoru se nachází analogové měření tlaku určené mimo jiné také pro ochranu motoru. Naprosto analogickým způsobem je pak řešeno chlazení a ochrana olejového okruhu převodovky MAV02, MAV20 a MAV25.

Větrací a chladicí vzduch je do kontejneru energetické jednotky nasáván jednak ventilátorem SAC01A001, od kterého je pak rozváděn k motoru a k chladičům oleje MAV10AC001 a MAV20AC001. Druhý ventilátor je SAC02AP001 je odsávací a odvádí teplý vzduch z kontejneru ven do atmosféry. Čerstvý vzduch nahrazující vzduch odvedený ventilátorem SAC02 je do kontejneru přiváděn dalším větracím otvorem.

Na motoru MBA01HA001 se nachází analogové měření otáček rotoru turbokompresoru MBA01CS001, analogové měření otáček volné plynové turbíny a analogové měření vibrační tělesa motoru MBA01CY001.

Na svorkách generátoru se nachází analogové měření elektrického výkonu MKA01CE001 určeného pro ovládání elektromechanických převodníků (nejsou na schématu zobrazeny) a analogové měření výstupního napětí MKA01CE002.

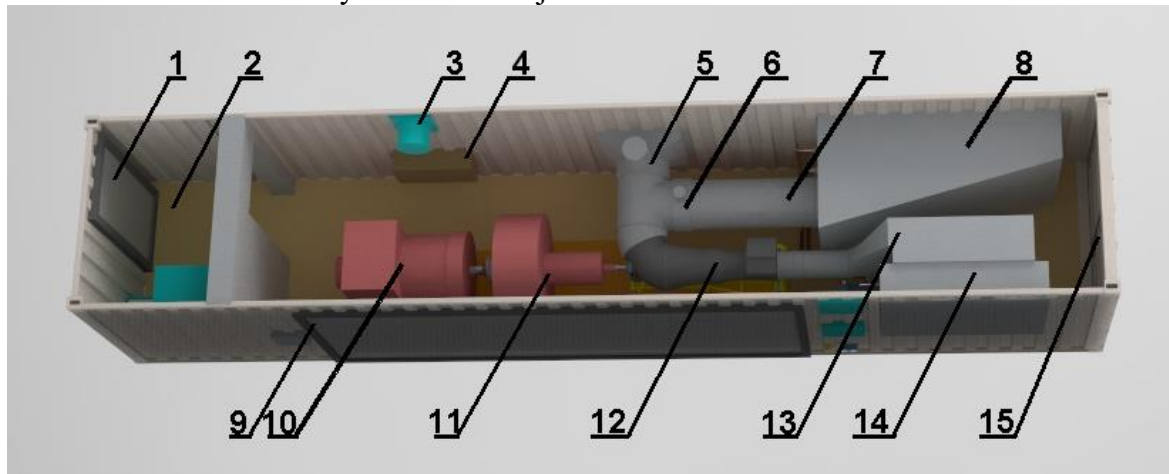
#### **4.1.12 Dispoziční návrh rámcí v transportním kontejneru**

Všechna výše popsaná zařízení byla vymodelována ve studentské licenci softwaru Solid Edge ST9 a rámcově sestavena tak, aby se vešla do normalizovaného transportního kontejneru. Byl zvolen standardní transportní kontejner 40', který má vnější rozměry (D x Š x V)=(12192 x 2438 x 2590). Jeho rozměry vnitřní jsou (11998 x 2330 x 2350). Nosnost kontejneru je 26000 kg, jeho vlastní hmotnost činí 3500÷4000 kg.

Pro dispoziční návrh bylo vycházeno z předpokladu, že sání a výfuk motoru budou na protějších stranách kontejneru. Verze s výfukem do stropu byla vyloučena z důvodu prevence proti zatékání do výfukových tahů a jejich ucpávání přírodním materiálem v době

nečinnosti. Zároveň, vzhledem k požadavku transportovatelnosti byly zavrhnuty jakékoliv vyčnívající komíny a jiná potrubí, které by mohly být při transportu poškozeny.

Dle tohoto návrhu je třeba upravit standardní kontejner, který má vstupní vrata pouze z jedné čelní strany tak, aby vznikl vchod pro obsluhu také z druhé čelní strany a vrata pro demontáž vnitřních zařízení ze strany boční. Návrh je zobrazen na Obr. 4.23.



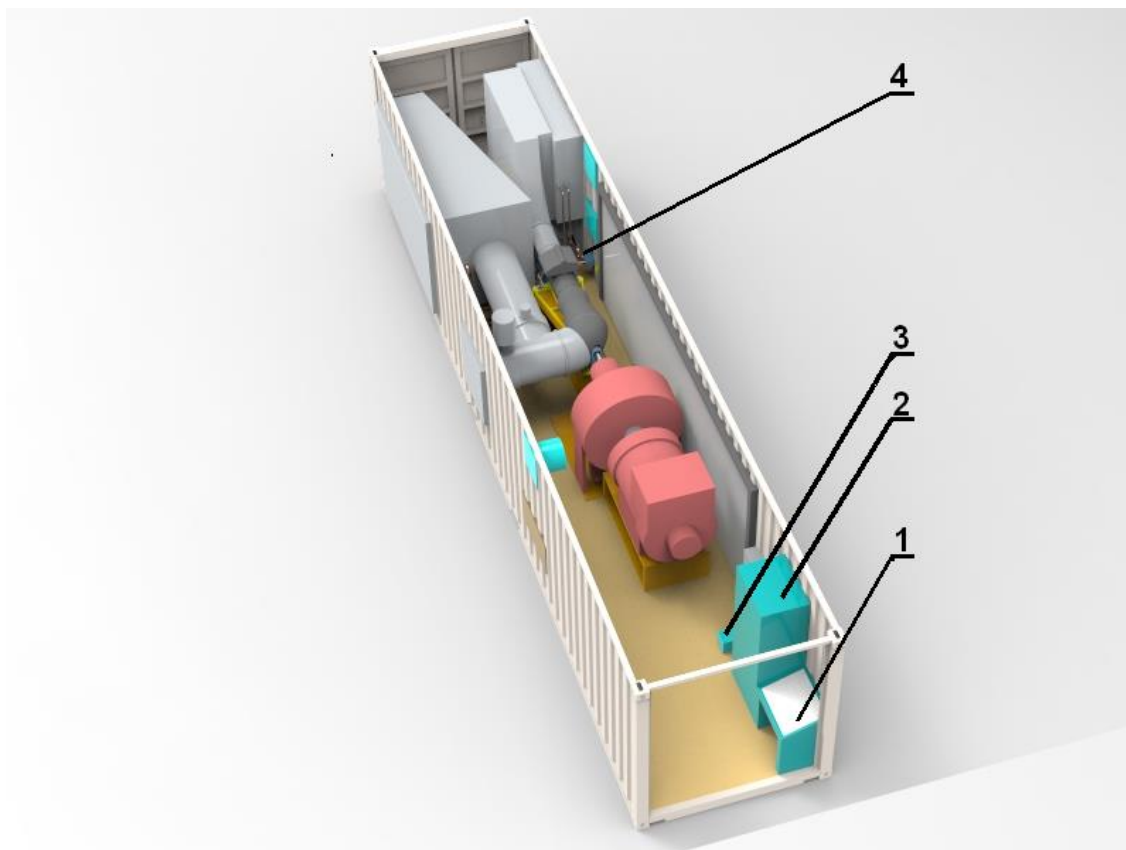
Obr. 4.23 – Pohled shora do energetické jednotky

1 – nové dveře pro obsluhu; 2 – místnost pro obsluhu; 3 – odsávací ventilátor; 4 – olejové chladiče; 5 – regulační klapka v obtokovém potrubí; 6 – regulační klapka v převáděcím potrubí; 7 – převáděcí potrubí; 8 – spalínový výměník; 9 – nová vrata; 10 – elektrický generátor; 11 – převodovka; 12 – motor TV3-117; 13 – sací filtr; 14 – protinámrazový ohřívák; 15 – původní vrata.

V tomto návrhu se jeví jako značně limitují jednak převodovka (Obr. 4.23 – 11), u které lze ale předpokládat zmenšení jejích reálných rozměrů, jednak i tepelný výměník (Obr. 4.23 – 8), který kvůli své tepelné izolaci zabírá mnoho místa a neumožňuje paralelní zařazení s rotorovou soustavou. Převodovka svojí šířkou limituje celou rotorovou soustavu, jejíž části (motor, převodovka, generátor) musí sdílet tutéž osu, a proto nemohou být uloženy blíže stěny kontejneru.

Pozice tepelného výměníku byla volena naproti sacímu filtru (Obr. 4.23 – 13), neboť zde bylo nejvíce volného prostoru. Tato volba byla také podpořena tím, že obtokové potrubí může být díky tomuto řešení vedeno přímou trasou ven do atmosféry. Nevýhodou této pozice tepelného výměníku je jeho složitá přírodní spalínová trasa (Obr. 4.23 – 7), která bude mít negativní vliv na tlakovou ztrátu a tím i na výkon motoru. Celý návrh je koncipován tak, aby se všechny sací otvory nacházely na levé straně kontejneru a všechny výfukové naopak na straně pravé (při pohledu na z čela od strany motoru směrem ke generátoru).

Dále byl pouze pro názornost vytvořen model vyrovnávacího rámu, přizpůsobeného výškám os jednotlivých zařízení rotorové soustavy. Přesné rozměry rámu by pak závisely na rozměrech konkrétně vybraných zařízení. V tomto případě nebyly k dispozici přesné rozměry převodovky, a proto bylo dimenzování vyrovnávacího rámu v této práci vynecháno. Nosný rám motoru, navržený v kapitole 4.1.4, by zůstal nezměněn a byl by připevněn k vyrovnávacímu rámu. Pokud by byl vyrovnávací rám navržen dostatečně tuhý, bylo by možné celou rotorovou soustavu ponechat sespojovanou a na rámu ji vytáhnout z kontejneru vytvořeným bočním otvorem. Uvnitř vyrovnávacího rámu jsou umístěny dva elektromechanické převodníky a vyrovnávací palivová nádrž.



Obr. 4.24 – Pohled shora do energetické jednotky

1 – ovládací panel, 2 – řídicí systém, 3 – akumulátory elektrické energie, 4 – potrubní systém topné vody

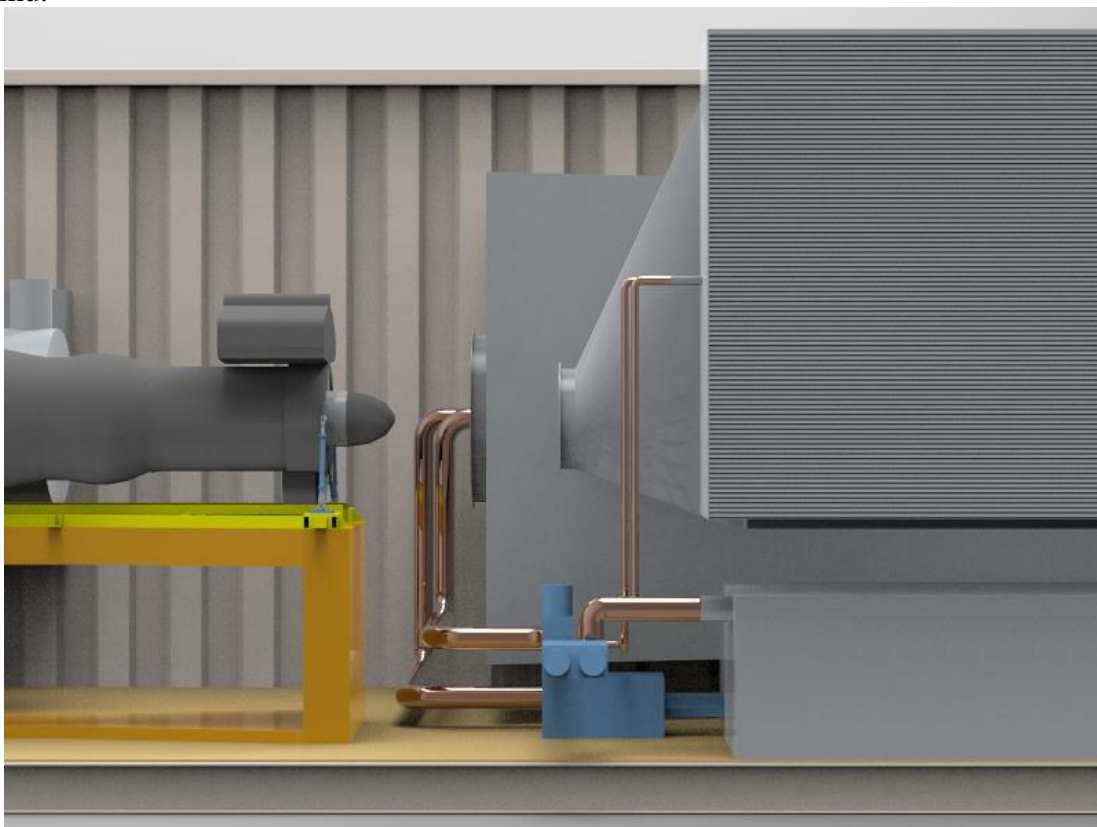
Vedle sání spalovací vzduchu je ve stěně kontejneru vytvořen průchod pro větrací otvor. Úhlopříčně je pak v protější stěně vytvořen větrací otvor pro výstup teplého vzduchu. Výstupní větrací otvor je podpořený ventilátorem. Mimo to se ve stropní části kontejneru nachází rozvod čerstvého vzduchu s výdechy na tepelný výměník, motor, generátor, převodovku a také olejové chladiče. Sání tohoto rozvodu podpořené ventilátorem se nachází nad sacím otvorem přirozeného větrání. Rozvod vzduchu u stropu není na Obr. 4.23 zobrazen.

Pozice sacího filtru umožňuje jeho rychlou výměnu čelními vraty kontejneru (Obr. 4.23 – 13). Pod sacím filtrem se nachází napájecí nádrž topné vody, která je zde přístupná pro případné doplnění vody či nemrznoucí směsi. Napájecí nádrž by mohla mít objem až 810 l. Elektromechanický převodník, čerpadlo, regulační ventily v okruhu topné vody a levá strana motoru TV3-117 jsou pak přístupné bočními vraty (Obr. 4.23 – 9). Pohon obtokové klapky, pravá strana generátoru a převodovky jsou přístupné z místnosti pro obsluhu. Pouze levá strana motoru TV3-117 zůstává obtížně přístupná kvůli přítomnosti převáděcího potrubí. Ergonomická obsluha pravé části motoru není možná bez jeho demontáže.

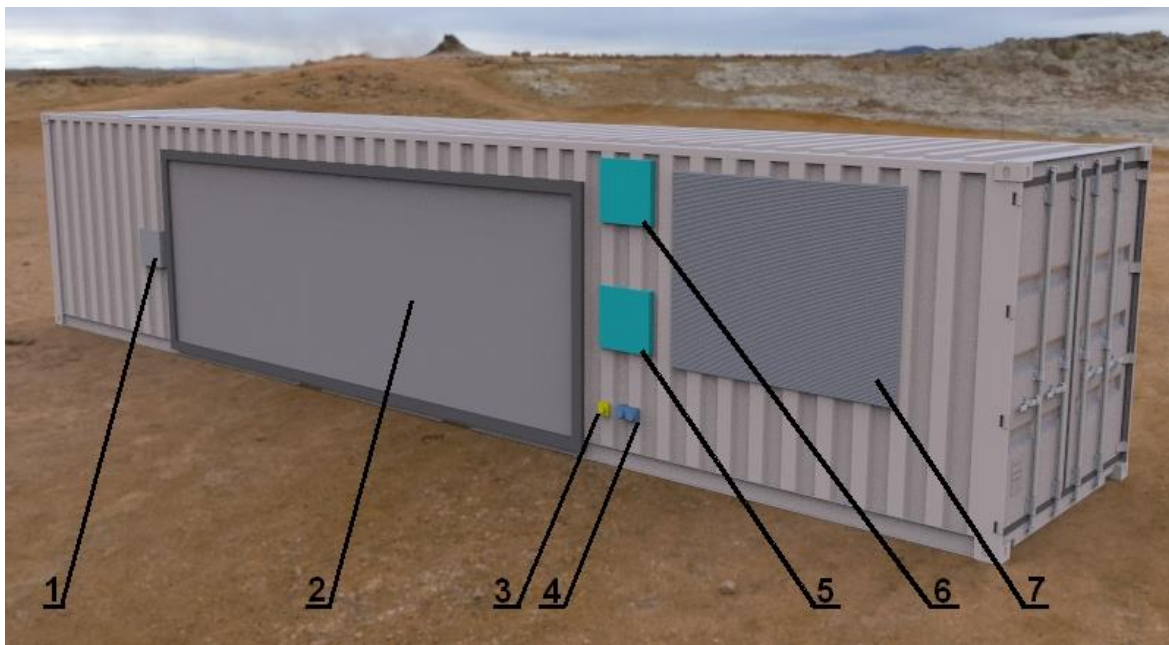
V kontejneru byla dále vytvořena zvukotěsná přepážka, za kterou je vytvořen prostor pro obsluhu energetické jednotky (Obr. 4.23 – 2). V tomto prostoru se nachází skříň s řídicím systémem (Obr. 4.24 – 2), ovládací panel (Obr. 4.24 – 1), hasicí přístroj a automatické protipožární zařízení.

Konkrétní návrh zvukové izolace není v této práci obsažen a při případné realizaci by musel podrobně zpracován. U všech vnitřních stěn kontejneru byl ponechán prostor pro doplnění zvukové izolace. Lze předpokládat, že zpracování návrhu zvukové izolace by prováděla dodavatelská firma. Totéž platí i u návrhu protipožárního systému, který v této práci také

není zpracován. I jeho zpracování by zřejmě bylo přeneseno na příslušnou dodavatelskou firmu.



Obr. 4.25 – Detail potrubí čerpadla a potrubí topné vody



Obr. 4.26 – Pohled na kontejner ze strany sání

1 – vývod generátoru, 2 – boční vrata, 3 – přívod paliva, 4 – vývod topné vody, 5, 6 – sání vzduchotechniky, 7 – sání motoru

## 4.2 Rámcový návrh energetické jednotky spalující zemní plyn

Návrh na přestavbu motoru je v této práci řešen pouze rámcově formou zdůraznění zásadních problémů. Podrobný návrh by pak bylo nutné řešit v rámci jiné práce.

V této verzi návrhu by byly použity veškeré části a zařízení zmíněná v kapitole 4.1 s výjimkou těch, které budou popsány v následujících kapitolách. S přestavbou motoru na spalování zemního plynu souvisí zejména kompletní přestavba palivového systému. Jednalo by se o veliký zásah, při kterém by bylo nutné vyřešit mnoho problémů, ale zároveň by to otevřelo nové možnosti v řízení motoru.

Při použití zemního plynu jako paliva u motoru TV3-117 vyvstává zásadní problém s regulací motoru. Čerpadlo-regulátor by musel být zcela odstraněn. Práce s plynem je u tohoto hydromechanického regulátoru naprosto nepřijatelná. Z toho vyplývá, že by řízení motoru muselo být kompletně realizováno elektronickým řídicím systémem. Samotné řízení by pak mohlo být realizováno přesným regulačním ventilem na vstupním potrubí k palivové rampě. Správná funkce palivových trysek s plynem není zcela vyloučena, ale musela by být experimentálně ověřena.

Pro správnou funkci palivových trysek je nutné zabezpečit dostatečný tlak plynu minimálně o 10 bar vyšším, než je tlak ve spalovací komoře, aby bylo zajištěno dostatečné proudění. Z tohoto vyplývá tedy minimální požadovaný tlak 18 bar. Ten ale nemusí být dostupný v plynovém řadu, a proto by v takovém případě musel být řešen plynový kompresor, který by tlak plynu zvýšil na požadovanou mez. Pokud by motor byl zásobován z tlakové nádoby, tento problém by nebylo třeba řešit. Do přívodního potrubí plynu by pak musela být instalována bezpečnostní rychlozávěrná armatura a také odrazovací ruční armatura.

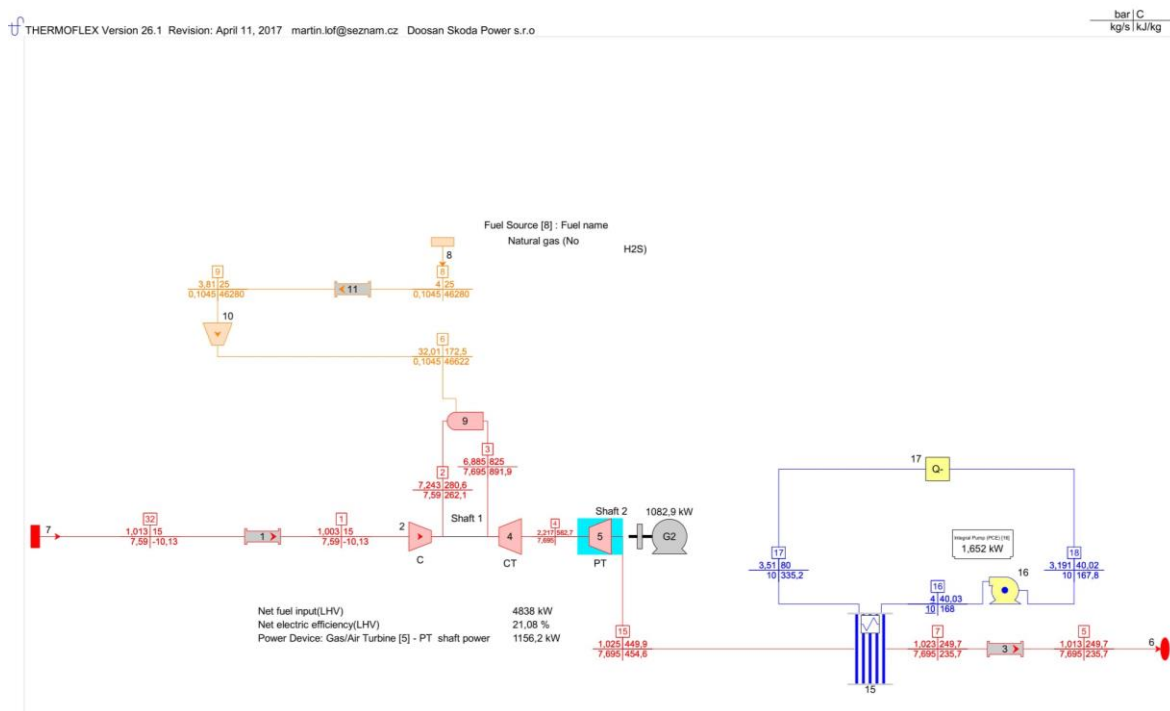
S absencí kapalného paliva také vzniká problém s pracovními válci pro ovládání usměrňovacích lopatek kompresoru. Toto ovládání by pak muselo být řešeno buď náhradou paliva jiným pracovním médiem, anebo elektrickým pohonem. Pokud by bylo zvoleno jiné pracovní médium, musela by být vyřešena také zdrojová agregát pro vytvoření dostatečného tlaku.

S plyným palivem by pak odpadla nutnost použití elektromechanických převodníků pro ovládání pák motoru. Motor, jak již bylo popsáno výše, by pak byl ovládán pouze polohou regulačního ventilu v přívodním potrubí plyného paliva. Veškerá logika chování motoru včetně jeho ochrany by musela být implementována v řídicím systému.

I v tomto případě byl proveden výpočet tepelného oběhu pomocí softwaru Thermoflex. Při použití zemního plynu jako paliva by se mírně snížila spotřeba motoru z důvodu vyšší výhřevnosti zemního plynu. Spotřeba paliva je zřejmá z Obr. 4.27. Z Obr. 4.28 je pak zřejmý příkon kompresoru, který by stlačoval zemní plyn z tlaku 4 bar přítomného v řadu na tlak 32 bar. Při tomto stlačení pak dojde k ohřátí z 25 °C na 171 °C.

Aby byla zajištěna transportovatelnost energetické jednotky i do oblastí bez možnosti připojení k plynovému řadu, musela by být společně s kontejnerem energetické jednotky také převážena tlakový zásobník zemního plynu. U něj by pak mohli nastávat problémy se zamrznutím potrubí v zimních měsících.





Obr. 4.27 – Výpočtové schéma motoru pro spalování zemního plynu  
8 – Přívod zemního plynu, 10 – kompresor zemního plynu, 11 – tlaková ztráta potrubí

P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] LHV[kJ/kg] HHV[kJ/kg]  
Fuel Compressor [10]  
Mode: Engineering Design  
Type = reciprocating  
Number of compressors in plant = 2 , number of compressors in operation = 1  
Inlet pressure after pres. loss = 3,698 bar, exit pressure before pres. loss = 32,65 bar  
Compressor mechanical eff. = 95 % , polytropic eff. = 85 % , adiabacity = 75 %  
Total power: compression = 45 kW, shaft = 47,4 kW  
Gas heat rejection = 9,4 kW, mechanical loss = 2,4 kW  
Electricity consumption = 50,61 kW  
Compressor package dimensions (each): length = 3,4 m, width = 1,8 m  
Package height = 1,4 m, package weight (each) = 3999 kg

Motor of Fuel Compressor [10]  
There is 1 existing unit and 1 operating unit. Powers shown below are per unit.  
Motor nameplate power = 53,14 kW Nameplate efficiency = 93,72 %  
Nameplate / Design point load = 1,05  
Electricity consumption = 50,61 kW Shaft power = 47,42 kW(63,59 hp)  
Motor electrical loss = 3,195 kW  
Motor efficiency = 93,69 %

Obr. 4.28 – Výpočtové schéma plynového kompresoru

### 4.3 Rámcový návrh kombinovaného cyklu

V tomto návrhu je uvažována stejná konfigurace jako v návrhu prvním, s tím, že místo spalínového teplovodního výměníku by byl použit tzv. HRSG<sup>20</sup> parní kotel. Ten by ale zřejmě musel být umístěn vně kontejneru nebo případně uvnitř kontejneru druhého. V druhém kontejneru by pak byla umístěna parní turbína společně se všemi potřebnými zařízeními. Na střeše druhého kontejneru by se pak nacházel také vzduchový kondenzátor.

V rámci tohoto návrhu byla provedena řada výpočtů k nalezení vhodných parametrů páry a jejího průtočného množství. Výsledné výpočtové schéma je zobrazené na Obr. 4.29. Při výpočtech byla nastavena teplota admisní páry na co nejbližší k teplotě spalin vystupujících z motoru. Tlak admisní páry byl postupně měněn od hodnoty 100 bar, přičemž byl sledován hmotnostní průtok páry, výkon parní turbíny a teplota spalin za HRSG. Výsledky jsou zobrazené v Tab. 4.8. Ostatní parametry, jako je tlak odplynění či tlak v kondenzátoru byly ponechány jako konstantní a jsou zobrazeny na Obr. 4.29. Trendy parametrů z Tab. 4.8 jsou zobrazené v Graf 4.1, Graf 4.2 a Graf 4.3.

Tlak páry	Hmotnostní průtok páry	Teplota spalin za HRSG	Výkon parní turbíny
[bar]	[kgs <sup>-1</sup> ]	[°C]	[kW]
100	0,311	326	280
80	0,357	308	323
60	0,414	285	370
40	0,486	257	424
30	0,536	237	457
20	0,598	213	489
15	0,639	197	505
10	0,689	177	517
8	0,714	167	519

Tab. 4.8 – Parametry parní části cyklu

Díky parní části by se zvýšil výkon celé energetické jednotky po odečtení vlastní spotřeby přibližně o 500 kW. Díky tomu by se zvýšila i tepelná účinnost na téměř 32 %. I tak se ale nejedná o příliš vysokou účinnost ve srovnání s velkými paroplynovými bloky, které dosahují 50 % účinnosti výroby elektrické energie. Zde je nízká účinnost způsobena zejména nízkými parametry spalovací turbíny.

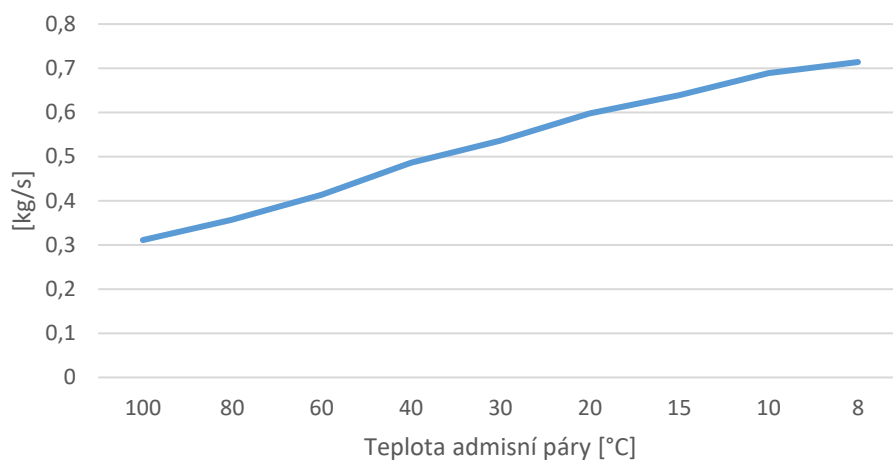
Připojením parní části k energetické jednotce je tedy možné zvýšit její výkon a účinnost na úkor potřeby velkého prostoru, razantního zvýšení hmotnosti, snížení transportovatelnosti, a hlavně několikanásobnému zvýšení vstupní investice.

Tento návrh tepelného oběhu je pouze informativního charakteru a pro případnou realizaci by bylo nutné jej mnohem rozsáhleji zpracovat, což by vzhledem k již zpracovanému návrhu v kapitole 4.1 značně přesahovalo rozsah této práce.

<sup>20</sup> Zkratka anglického Heat Recovery Steam Generator

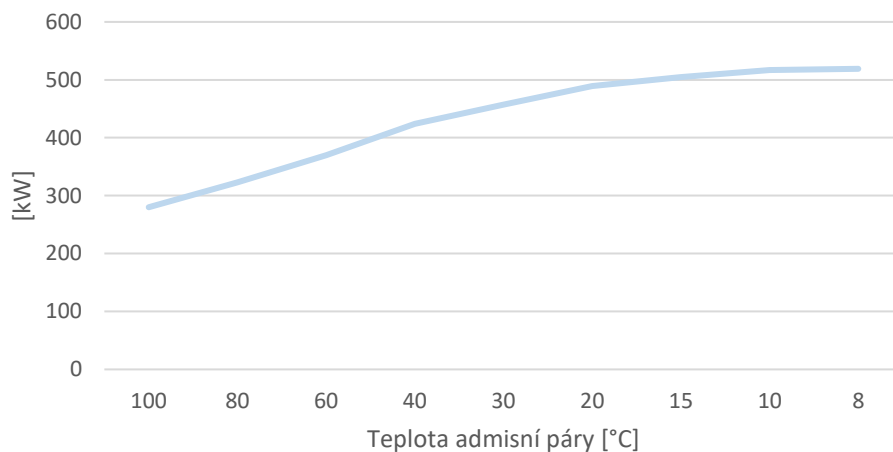


### Hmotnostní průtok páry



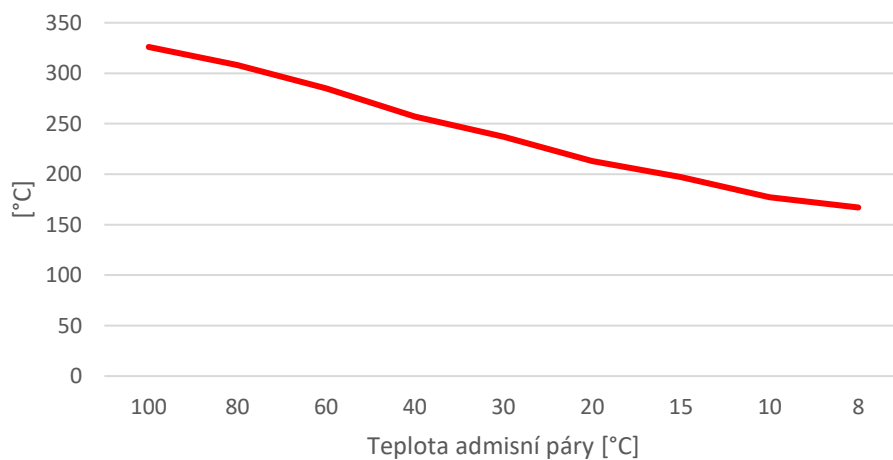
Graf 4.1 – Trend hmotnostního průtoku páry

### Výkon parní turbíny



Graf 4.2 – Trend výkonu parní turbíny

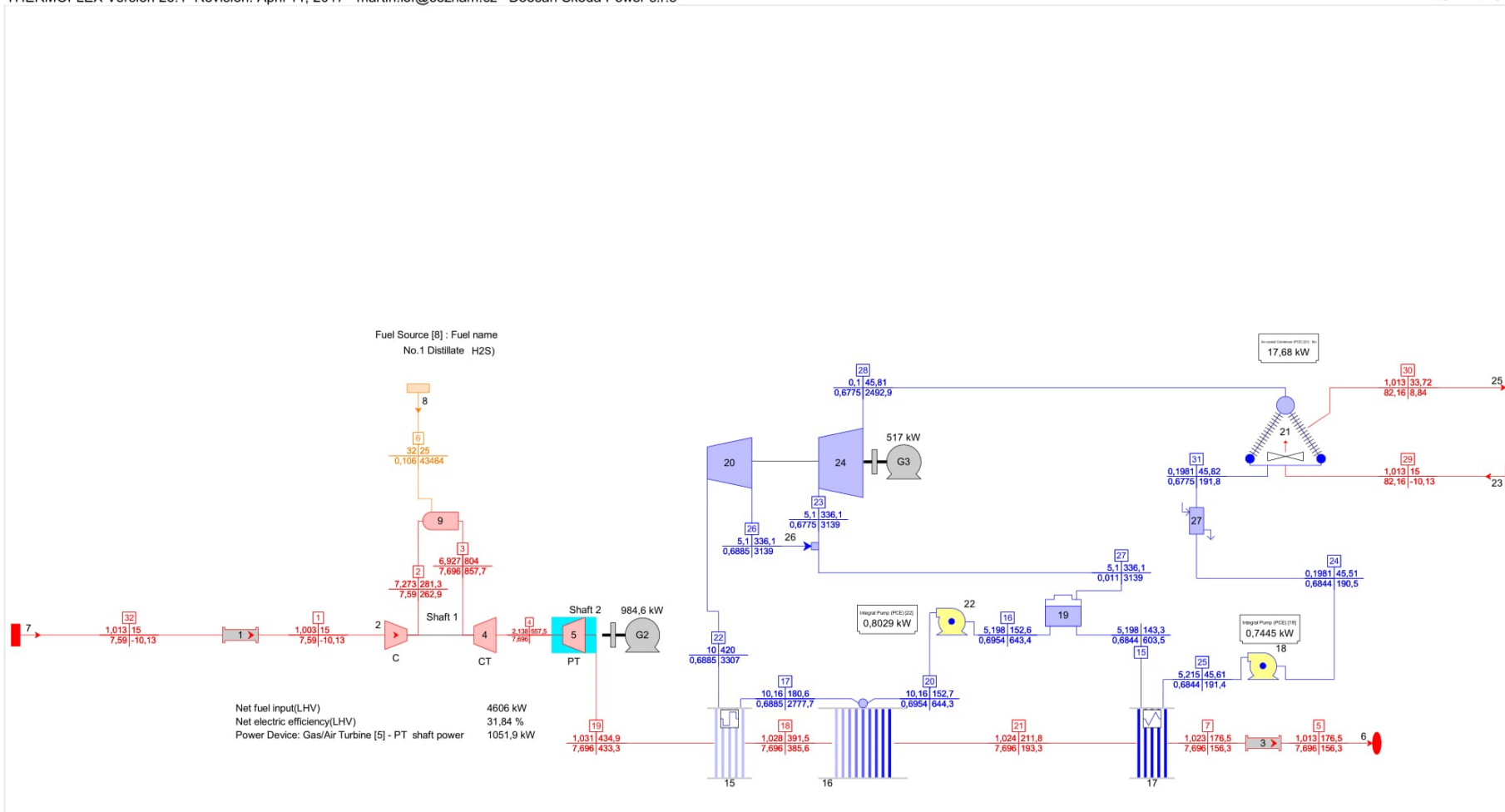
### Teplota spalin za HRSG



Graf 4.3 – Trend Teploty spalin za HRSG

THERMOFLEX Version 26.1 Revision: April 11, 2017 martin.lof@seznam.cz Doosan Skoda Power s.r.o

bar | C  
kg/s | kJ/kg



Obr. 4.29 – Výpočtové schéma paroplýnového cyklu  
20,24 – parní turbína, 21 – vzduchový kondenzátor, 18 – kondenzátní čerpadlo, 17 – ekonomizér, 19 – napájecí nádrž,  
22 – napájecí čerpadlo, 16 – výparník, 15 – přehřívák

## 5 Posouzení ekonomické efektivity transformace motoru TV3-117 na energetickou jednotku

Posouzení ekonomické efektivity neboli rentability je jednou ze základních inženýrských činností. U většiny elektrárenských staveb se počítá návratnost vstupní investice. Tato návratnost musí pak být dostatečně krátká, aby přilákala investory.

V tomto případě, kdy by energetická jednotka byla primárně určena jako zdroj elektrické energie v krizových situacích, není jejím primárním účelem tvorba peněžitého zisku. Elektrina v ní vyráběná by se v krizových situacích pravděpodobně neprodávala, dodávka by byla zdarma na náklady provozovatele. Za provozovatele lze pak považovat například armádu či nějakou jinou státní organizaci. Z toho vyplývá, že posouzení rentability může být vytvořeno porovnáním nákladů na výrobu a možnou prodejní cenou hotového zařízení.

Základním vstupním parametrem do bilance nákladů je cena vyřazeného motoru. Ta se může pohybovat od desítek tisíc, pokud by již motor byl vyřazen k sešrotování, až po jednotky milionů, pokud by k jeho prodloužené životnosti stačila generální oprava.

Dalším důležitým faktorem pro nákladovou bilanci je poměr mezi pracemi dodavatelskými a vlastními. Pro účely této práce budou všechny práce předpokládány jako dodavatelské.

### 5.1 Zjednodušený rozpočet

Položka	Množství	Cena [Kč]
Motor TV3-117	1	100 000
Převodovka	1	200 000
Generátor	1	500 000
Kontejner ISO 40 <sup>21</sup>	1	45 000
Spalinový výměník <sup>22</sup>	1	180 000
Protinámrazový výměník	1	60 000
Řídicí systém <sup>23</sup>		260 000
Armatury		100 000
Měření		60 000
Tepelná izolace <sup>24</sup>		30 000
Zvuková izolace <sup>25</sup>		28 000
Hutní materiál a potrubí		50 000

<sup>21</sup> Cena zjištěna 27.5.2017 na <http://www.caru.cz/akce-2/>

<sup>22</sup> Cena odhadnuta z porovnání [32] a [34]

<sup>23</sup> <https://www.plc-city.com/shop/en/siemens-simatic-s7-400-accessories.html>

<sup>24</sup> <http://www.isover.cz/produkty/orstech-dp-80>

<sup>25</sup> <http://acousticsolution.cz/polistikm-under-special-hq/>

Zámečnické, montážní a odborné práce		164 000
Projektová práce		128 000
<b>Celkem</b>		<b>1 905 000</b>

Většina výše zmíněných cen jsou spíše orientační. Byly zpravidla určeny na základě přepočítávání publikovaných cen jiných zařízení s jinými rozměry a parametry na zařízení zmíněná v této práci. Většina výrobců v energetice nezveřejňuje své ceníky a nabízí zákazníkům individuální ceny dle rozsahu jejich objednávky.

## 5.2 Porovnání s cenou zakoupené energetické jednotky na klíč

Porovnání této vypočítané ceny s cenou zakoupené nové energetické jednotky není jednoduchý úkol. Výrobci takto výkonných energetických jednotek své ceny nezveřejňují. Z průzkumu [28] americké společnosti Electric Power Research Institute (EPRI) byla zjištěna cena 1 MW energetické jednotky dodané v roce 1999. Tato činila 267 000 USD. Při tehdejší kurzu<sup>26</sup> 34,60 Kč:USD<sup>-1</sup> tedy byla přepočítaná cena za diesellovou energetickou jednotku 9 238 200 Kč. Zařízení, které mělo v tehdejší době tuto hodnotu by po započtení inflace mělo dnes hodnotu<sup>27</sup> 13 332 543 Kč. Přičemž ze zmíněného amerického průzkumu není zřejmé, zda se jedná kogenerační jednotku či nikoliv. Rozdíl cen navrhované kogenerační jednotky a energetické jednotky zakoupené na klíč tedy činí přibližně 11 428 000 Kč. Tento rozdíl pak vytváří dostatečný prostor pro případné vícenáklady (7 718 000 Kč) při marži 100 %, a tedy zisku 1 855 000 při výrobě a následném prodeji jedné kogenerační jednotky vyrobené z vyřazeného leteckého motoru TV3-117.

## 5.3 Odhad rentability výroby elektrické energie

Pokud by měla být vyčíslena ekonomika provozu, pak lze vycházet z měrné spotřeby paliva motoru při I. Cestovním režimu. Ta činí po dosazení sníženého výkonu vlivem tlakových ztrát průtočného traktu do rovnice (4.29) 0,401 kg: kW<sup>-1</sup>: h<sup>-1</sup>. Cena za 200 l barel paliva JEAT-A1 je dle [29] 14 000 Kč. Při průměrné hustotě paliva 0,804 kg: dm<sup>3</sup> vychází pak cena 56,28 Kč: kg<sup>-1</sup>. Vynásobením této ceny měrnou spotřebou paliva se obdrží cena za jednu vyrobenou kilowatt hodinu elektrické energie, která činí 22,57 Kč: kW<sup>-1</sup>: h<sup>-1</sup>. Porovnáním s výkupní cenou elektřiny pro kogeneraci, která se dle [30] pohybuje v rozmezí 2÷3 Kč: kW<sup>-1</sup>: h<sup>-1</sup>, je zřejmé, že provoz takový provoz by byl jednoznačně ztrátový.

V případě, že by se motor provozoval pouze na motorovou naftu, jejíž cena se v současné době pohybuje kolem 30 Kč: l<sup>-1</sup>, její průměrná hustota je 840 kg: m<sup>-3</sup> a výhřevnost srovnatelná s JET-A1, je možné se dostat na cenu 10,12 Kč: kW<sup>-1</sup>: h<sup>-1</sup>. Tato hodnota ale stále není rentabilní. Za to v ní ale není započítána úspora či dokonce případný zisk z dodaného tepla.

Pokud by bylo uvažováno, že veškeré předané do výměníku bude využito pro vytápění, tedy přibližně 2000 kW, je možné od nákladů pro provoz energetické kogenerační jednotky odečíst náklady na vytápění, které by vznikly samostatným vytápěním například

<sup>26</sup> <http://www.kurzy.cz/kurzy-men/historie/USD-americky-dolar/1999/>

<sup>27</sup> Vypočítáno pomocí aplikace dostupné na <http://www.penize.cz/kalkulacky/znehodnoceni-koruny-inflace#inflace>

plynovým kotlem. Aby tato úvaha zůstala konzervativní, byla uvažována 100 % účinnost kotle na vytápění. V takovém případě se pro 1 kWh elektrické energie vyrobí 2,08 kWh tepla dodaného na vytápění. Je-li toto množství vynásobenou průměrnou cenou zemního plynu pro velkoodběratel platnou k 1.1.2017 dle [31], tedy cenou  $1,227 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ , je možné od nákladů na výrobu jedné kWh elektrické energie odečíst hodnotu  $2,552 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ . Výsledné náklady za kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla pak činí  $20,02 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$  v případě leteckého paliva a  $7,568 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$  v případě motorové nafty.

Pokud by bylo uvažováno, že plných 2000 kW tepelného výkonu by bylo prodáno spotřebitelům za zvýhodněnou cenu, je možné se dostat k ještě příznivějším závěrům. Dle údajů Plzeňské teplárenské byla cena za dodané teplo ke dni 22. 11. 2016 pro odběratele ze sekundárního rozvodu  $446 \text{ Kč}\cdot\text{GJ}^{-1}$ , čemuž odpovídá  $1,6 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ . Aby tato cena byla pro odběratele zajímavá, byla ponížena na  $1,4 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ . Vynásobením této ceny tepelnou energií vyrobenou společně s energií elektrickou vychází cena  $3,2 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$  vyrobené elektrické energie, kterou lze opět odečíst od nákladů na její výrobu. Výsledné náklady na výrobu 1 kWh elektrické energie pak činí  $19,37 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$  v případě leteckého paliva a  $6,92 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ .

Z uvedených předpokladů je zřejmé, že běžná výroba elektrické energie z takto navržené energetické jednotky, ať už v režimu kogenerace či nikoliv, není rentabilní, a tak nezbyváá než tuto energetickou jednotku pouze pro účel nouzového zdroje elektrické energie a tepla.

## 5.4 Odhad rentability výroby elektrické energie kombinovaným cyklem

Pro srovnání byl ještě vytvořen odhad rentability energetické jednotky popsané v kapitole 4.3. V takovém případě vychází měrná spotřeba paliva na  $0,257 \text{ kg}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$  a tím měrné náklady na výrobu elektrické energie  $14,46 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$  při použití JET-A1. Při použití nafty pak měrné náklady klesnou na  $2,6 \text{ Kč}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ .

Cenu za kilowatthodinu zemního plynu lze přepočítat na cenu za kilogram vydělením hodnotou 3600 a vynásobením výhřevností zemního plynu. Ta činí  $50\,500 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ . Měrná cena paliva pak bude  $17,2 \text{ Kč}\cdot\text{kg}^{-1}$ . Z tohoto je již zřejmé, že, by se přestavba motoru na spalování zemního plynu nevyplatila z hlediska ceny paliva.

Nicméně stavba energetické jednotky na paroplynový cyklus by již mohla být rentabilní. Otázkou je dlouhá by byla návratnost takové investice.

## 6 Závěr

V práci bylo nejprve analyzováno použití leteckých turbokompresorových motorů transformovaných na energetické jednotky, tzv. aeroderivátů, ve světě. Bylo zjištěno, že pouze největší výrobce aeroderivativních spalovacích turbín, General Electric (GE) prodal do roku 2012 více než 2300 aeroderivátů o celkovém výkonu 80 000 MW elektrické energie, přičemž jejich počet stabilně roste.

Poté byly porovnány podmínky provozu leteckých turbokompresorových motorů a spalovacích turbín. Byť se z principu činnosti či z hlediska tepelného oběhu jedná o podobná zařízení, v rámci jejich provozu byla zhodnocena řada rozdílů. Letecké turbokompresorové motory se zpravidla od spalovacích turbín liší v pracovních režimech, používaném palivu, charakteru zatížení, systému řízení. Také prostředí, ve kterých oba druhy zařízení pracují, bývají rozdílná.

Motor TV3-117 byl pro tuto práci vybrán, protože pohání vrtulníky Mil Mi-17 a Mil Mi-24 používaných Armádou České Republiky, u kterých je možné předpokládat jejich vyřazení z provozu v nejbližších 4 letech. Vyřazeno může být celkem až 31 vrtulníků, každý s dvěma motory TV3-117, které po provedení základní diagnostiky a dodržování provozu při sníženém výkonu mohou být na zemi stále provozovány. Mimo to se v Praze nachází pracoviště státního podniku LOM Praha, s.p., který vlastní licenci pro provádění generálních oprav těchto motorů, což by mohlo značně zjednodušit řešení případných technických problémů motorem.

Dále byla v této práci analyzována konstrukce motoru TV3-117. Na základě analýzy konstrukce motoru byla potvrzena jeho vhodnost pro použití k výrobě elektrické energie. Motor díky přítomnosti výstupního výkonového hřídele nevyžaduje významné konstrukční úpravy, aby mohl být připojen ke generátoru elektrické energie. Jeho další nespornou výhodou je schopnost udržení konstantních otáček na výstupním hřídeli v rozsahu výkonů minimálně 883 ÷ 1250 kW. Výhodou je také jeho nízká hmotnost a malé rozměry.

V této práci byly také shrnuty základní úkony nutné pro diagnostiku motoru. V letectví je po uplynutí stanovené životnosti vždy nutné provést generální opravu motoru, jejíž cena může být v průměru až 9 150 000 Kč. Nicméně oprava takového rozsahu, aby motor mohl být opět použit v letectví, nebude pro pozemní použití nikdy nutná. Případnou závadu by pak bylo možné predikovat sledováním trendů termodynamických parametrů a pravidelným použitím tribodiagnostiky, čímž by bylo možné předejít nečekané závadě v době, kdy by energetická jednotka musela být v provozu.

V hlavní části této práce byla navržena samotná transformace motoru TV3-117 na energetickou jednotku. Základními požadavky na výslednou energetickou jednotku byla možnost jejího transportu a co možná nejnižší vstupní. Vzhledem k dnešní situaci energetiky, kdy jsou obvyčejné fosilní bloky vyřazovány a stát podporuje buďto obnovitelné zdroje elektrické energie anebo kogenerační, případně třígenerační energetické jednotky, přicházeli v úvahu 4 možné způsoby transformace. Prvním způsobem by vznikla kogenerační jednotka složená z motoru, převodovky, střídavého synchronního generátoru, spalínového výměníku pro ohřev topné vody a dalších nezbytných zařízení. Druhým způsobem bylo použití motoru upraveného pro spalování zemního plynu, přičemž zbylá konfigurace kogenerační jednotky by zůstala stejná jako v prvním případě. Třetím způsobem možným způsobem transformace bylo vytvoření kombinovaného paroplynového cyklu, přičemž motor TV3-117 by zůstal bez úprav jako v prvním případě, a namísto spalínového teplovodního výměníku by byl instalován blok

parogenerátoru společně s parní turbínou a dalšími nezbytnými zařízeními. Čtvrtý návrh by pak byl kombinací druhého a třetího tak, aby vznikl kombinovaný paroplynový cyklus s plynovou turbínou spalující zemní plyn. Je zřejmé, že energetické jednotky posledních třech návrhů mohou mít sice nižší provozní náklady, ale jejich transportovatelnost je výrazně nižší než v prvním případě. Společnými znaky pro všechny způsoby bylo využití normovaného transportního kontejneru, použití převodovky a synchronního elektrického generátoru, ovšem třetí a čtvrtá konfigurace by vyžadovala použití minimálně dvou kontejnerů.

Pro konečný návrh kogenerační jednotky byla tedy zvolena první varianta. V tomto návrhu byl dimenzován nosný rám motoru a byly navrženy základní rozměry tepelných výměníků, potrubí a specifikovány požadavky na generátor, převodovku a řídicí systém. Byl také vytvořen dispoziční návrh s trojrozměrnou vizualizací. Konečné základní parametry navržené kogenerační jednotky jsou:

Vnější rozměry (D x Š x V):	12192 x 2600 x 2590 [mm]	
Provozní hmotnost:	10 000	[kg]
Maximální trvalý výkon:	1 030 [kW]	
Maximální výkon v kogeneračním režimu:	960 [kW]	
Teplota topné vody:	80	[°C]
Teplota vratné vody:	40	[°C]
Maximální topný výkon:	2000 [kW]	
Elektrické napětí:	230/400	[V]
Palivo:	JET-A1, motorová nafta <sup>28</sup>	

---

<sup>28</sup> S adekvátním přidavkem inhibitorů zejména v chladném prostředí





Obr. 6.1 – Pohled na energetickou jednotku ze strany výfuků

Dle provedeného ekonomického odhadu, který je z důvodu nedostatku publikovaných informací o cenách zařízeních zmiňovaných v této práci velice hrubý, je zřejmé, že pokud by existoval kupec požadující záložní zdroj elektrické energie, u kterého se příliš nehledí na ekonomiku provozu, tak by projekt mohl být zajímavě rentabilní. Vzhledem k vysoké cenové rezervě vůči jiným energetickým zdrojům stejného výkonu by bylo možné nabídnout zajímavou cenu také případnému zákazníkovi. Veškeré tyto úvahy ale závisejí na pořizovací ceně vyřazeného motoru a také na jeho technickém stavu.

V rámci ekonomického odhadu byla také uvažována možnost spalování motorové nafty v neupraveném motoru. Tato možnost by značně snížila provozní náklady. Funkce motoru TV3-117, který by využíval motorovou naftu jako palivo, by ale musela být řádně otestována. Z ekonomických odhadů je možné také vyvodit, že takto navržená energetická jednotka by byla využitelná pouze jako nouzový zdroj elektrické energie.

Existuje sice mnoho výrobců, kteří nabízejí sofistikovanější technologie pro výrobu elektrické energie, ale také za cenu značného množství energie vložené do zařízení při jeho výrobě. Globální výhodou tohoto projektu, je fakt, že využitím vyřazeného leteckého motoru, který by jinak byl rozebrán a sešrotován, dochází k prodloužení využití energie vložené do motoru při jeho výrobě a tím také částečně k šetření životního prostředí.

## 7 Seznam použitých zdrojů

1. **Armáda České Republiky.** Přehled hlavních druhů techniky a výzbroje AČR (stav k 1. lednu 2016). [Online] [Citace: 20. Listopad 2016.]  
<http://www.acr.army.cz/technika-a-vyzbroj/technika/prehled-hlavnich-druhu-techniky-a-vyzbroje-acr-stav-k-1--lednu-2016-117800/>.
2. **ČR, Ministerstvo obrany.** Vzdušné síly. *Sekce vyzbrojování a akvizic MO.* [Online] Ministerstvo obrany. [Citace: 3. Listopad 2016.]  
<http://www.vyzbrojovani.army.cz/vzduzne-sily>.
3. **ČR, Ministerstvo obrany..** KONCEPCE VÝSTAVBY ARMÁDY ČESKÉ REPUBLIKY 2025. *Ministerstvo obrany a Armáda České republiky.* [Online] 2015. [Citace: 3. Listopad 2016.] <http://www.acr.army.cz/technika-a-vyzbroj/modernizacni-projekty-acr-125478/>.
4. **LZS letiště Líně.** LZS Plzeň-Líně. [Online] [Citace: 19. Říjen 20016.]  
<http://www.lzsline.cz/mi17.html>.
5. **Hocko, M. a Rosypál, M.** *Možnosti konverzie leteckých turbokompresorových motorů na energetické jednotky.* Plzeň : 10th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow - ES 2011, 2011.
6. **Hocko, M.** *Transformace leteckých lopatkových motorů na spalovací turbíny.* Plzeň : ZČU, 2012. ISBN 978-80-261-0218-2.
7. **Doom, Travis R.** *Aeroderivative Gas Turbines.*  
[<http://americanenergyinnovation.org/wp-content/uploads/2013/08/Case-Gas-Turbines.pdf>] místo neznámé : American Energy Innovation Council, 2013.
8. **Barbu, Ene, a další.** Gas Turbine Cogeneration Groups Flexibility to Classical and Alternative Gaseous Fuels Combustion. *InTech.* [Online] [Citace: 2. únor 2017.]  
<http://www.intechopen.com/books/progress-in-gas-turbine-performance/gas-turbine-cogeneration-groups-flexibility-to-classical-and-alternative-gaseous-fuels-combustion>. DOI:10.5772/54404.
9. **Třípól.** Motor zachraňuje životy. [Online] [Citace: 02. Únor 2017.]  
<http://www.3pol.cz/cz/rubriky/bez-zarazeni/215-motor-zachranuje-zivoty>.
10. **Power Technology.** Rolls-Royce Aeroderivative Gas Turbines. [Online] [Citace: 10. Březen 2017.] <http://www.power-technology.com/contractors/powerplantequip/rolls-royce/>.
11. **Ředitelství logistické a zdravotnické podpory.** Vojenské jakostní specifikace pohonných hmot, maziv a provozních kapalin. *Armáda České republiky.* [Online] [Citace: 2. Duben 2017.] [http://www.army.cz/images/id\\_9001\\_10000/9262/017.pdf](http://www.army.cz/images/id_9001_10000/9262/017.pdf).
12. **Boyce, Mehewan P.** *Gas Turbine Engineering Handbook.* Houston : autor neznámý, 2002.
13. **Hocko, M.** *Konstruktoria motora TV3-117.* Košice : Vojenská stredná škola letecká v Košiciach, 2002.
14. *ТУРБОВАЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ТВ3-117, РУКОВОДСТВО ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ, КНИГА 3.* 1986.
15. **Hocko, M. a Ratkovská, K.** *Vplyv prachu na geometrické charakteristiky lopatiek osového kompresora.*

16. **ČR, Ministerstvo obrany.** *Smlouva na provedení generálních oprav.* [https://smlouvy.gov.cz/smlouva/soubor/2109222/smlouva%20č.%20145210073.pdf] Praha : autor neznámý, 2014.
17. **Rozsypál, M.** *Návrh transformácie vyradeného generátora vzduchu AI-9V na energetickú jednotku.* Košice : Technická univerzita v Košiciach, 2011.
18. **Руководство по технической эксплуатации.** *Авиационный турбовальный двигатель ТВ2-117А и редуктор ВР-8А.* Москва : автор неznámý, 1987.
19. **Студопедия — Ваша школопедия.** СТАРТЕР-ГЕНЕРАТОР ГС-18МО. [Online] [Citace: 19. květen 2017.] [http://studopedia.ru/18\\_7602\\_starter-generator-gs-mo.html](http://studopedia.ru/18_7602_starter-generator-gs-mo.html).
20. **RENK-MAAG.** RENK\_MAAG\_Turbo\_Gearboxes. *RENK-MAAG.* [Online] [Citace: 05. Květen 2017.] [http://www.renk-maag.ch/webautor-data/22/RENK\\_MAAG\\_Turbo\\_Gearboxes-1.pdf](http://www.renk-maag.ch/webautor-data/22/RENK_MAAG_Turbo_Gearboxes-1.pdf).
21. **SVENTA-AG.** Renk AG Compact Planetary Gear CPG. [Online] [Citace: 26. Květen 2017.] <http://sventa-transmission.ru/files/1151/RENK%20AG%20Compact%20Planetary%20Gear%20PG.pdf>.
22. **Kučera, Jiří.** *Přednáška: Parní turbíny a kondenzátory.* Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2015.
23. **Portál pro strojní konstruktéry - E-konstruktér.** HODNOTY MEZÍ PEVNOSTI, KLUZU, ÚNAVY A DOVOLENÝCH NAPĚTÍ PRO OCEL. *Portál pro strojní konstruktéry - E-konstruktér.* [Online] [Citace: 21. Květen 2017.] <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mez-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>.
24. **Plánička, F., Zajíček, M. a Adámek, V.** *Kombinované namáhání.* Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni.
25. **Wirnitzer, Jan.** Motory vrtulníku zhasly. *iDNES.cz.* [Online] 19. Březen 2017. [http://zpravy.idnes.cz/pilot-vrtulniku-bohunek-vysazeni-motoru-rozhovor-fx3-/domaci.aspx?c=A170308\\_163835\\_domaci\\_jw](http://zpravy.idnes.cz/pilot-vrtulniku-bohunek-vysazeni-motoru-rozhovor-fx3-/domaci.aspx?c=A170308_163835_domaci_jw).
26. **Janoš, M.** *The proposal provides for supply of air into turbo-compressor engine pipeline compressor station.*
27. **ТУРБОВАЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ТВ3-117, РУКОВОДСТВО ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ, КНИГА 2.** 1986.
28. **Twenty-Four Case Studies.** *Costs of Utility Distributed Generators, 1-10 MW.* Palo Alto : 3 Electric Power Research Institute (EPRI), 2003. 1007760.
29. **Red Rider.** Technické kapailiny. [Online] <https://www.red-rider.cz/red-rider/eshop/20-1-Technicke-kapailiny/0/5/2806-Letecky-petrolej-JET-A1-200L>.
30. **TZB-info.** Výše výkupních cen a zelených bonusů. [Online] [Citace: 28. květen 2017.] <http://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/91-vyse-vykupnich-cen-a-zelenych-bonusu>.
31. **TZB-info.** Přehled cen zemního plynu. [Online] 1. leden 2017. <http://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/13-prehled-cen-zemniho-plynu>.

32. **Key Account RESOURCES. Ask an Expert-Economics of a Boiler Economizer.** [Online] [Citace: 25. Duben 2017.]  
<http://members.questline.com/Article.aspx?articleID=7197&accountID=1874&nl=9692>.
33. **Cummins Generator technologies. P7 4-Pole.** [Online] [Citace: 26. Květen 2017.]  
<http://stamford-avk.com/products/p7-4-pole>.
34. **Sbazar.cz. Spalinový trubkový výměník HOVAL - Sbazar.cz.** [Online] [Citace: 27. Květen 2017.] <https://www.sbazar.cz/d.obchod/detail/21396829-spalinovy-trubkovy-vymenik-hoval>.
35. **Kerrebrock, Jack L. Aircraft Engines and Gas Turbines.** Massachusetts : autor neznámý, 1991. ISB 0-262-11162-4.
36. **Šurovský, Jan. Spalovací turbíny od mikroturbín k elektrárnám.** Praha : autor neznámý, 2013. ISBN 978-80-260-4106-1.

## Seznam obrázků

Obr. 1.1 – Vrtulník Mi-17 .....	13
Obr. 1.2 – Vrtulník Mi-24 .....	13
Obr. 2.1 – Graf zastoupení aeroderivátů o výkonu 18÷65 MW .....	14
Obr. 2.2 – Spalovací turbína LM6000 v technologickém celku .....	15
Obr. 3.1 – Škrťící charakteristika motoru TV3-117 [13] .....	25
Obr. 3.2 – Výšková charakteristika pro měrnou spotřebu paliva [13] .....	26
Obr. 3.3 – Výšková charakteristika pro efektivní výkon motoru [13] .....	26
Obr. 3.4 – Teplotní charakteristika [13] .....	27
Obr. 3.5 – Řez motorem TV3-117 [13] .....	28
Obr. 3.6 – Pohled zleva na motor TV3 – 117 [13] .....	29
Obr. 3.7. – Pohled zprava na motor TV3 – 117 [13] .....	29
Obr. 3.8 – Řez vstupním ústrojím [13] .....	31
Obr. 3.9 – Podélný řez kompresorem motoru [13] .....	32
Obr. 3.10 – Podélný řez statorem motoru [13] .....	32
Obr. 3.11 – Podélný řez rotorem kompresoru [13] .....	33
Obr. 3.12 – Podélný řez tělesem prvního ložiska [13] .....	34
Obr. 3.13 – Podélný řez tělesem druhého ložiska [13] .....	35
Obr. 3.14 – Podélný řez spalovací komorou [13] .....	37
Obr. 3.15 – Podélný řez palivovou tryskou [13] .....	38
Obr. 3.16 – Podélný řez statorem plynové turbíny kompresoru .....	39
Obr. 3.17 – Podélný řez rotorem plynové turbíny kompresoru [13] .....	40
Obr. 3.18 – Výstupní nátrubek [13] .....	42
Obr. 3.19 – Pohled na spojovací pás [13] .....	43
Obr. 3.20 – Kinematické schéma skříně náhonů [13] .....	44
Obr. 3.21 – Kinematické schéma celého motoru [14] .....	44
Obr. 3.22 – Čerpadlo-regulátor NR-3A .....	45
Obr. 3.23 – Rozmístění kontrolních otvorů [13] .....	46
Obr. 3.24 – Snímač teploty oleje [13] .....	48
Obr. 3.25 – Charakteristika motoru .....	51
Obr. 3.26 – Opatření lopatek axiálního kompresoru .....	52
Obr. 4.1 – Startér-generátor GS-18 z motoru TV2-117 .....	58
Obr. 4.2 – Generátor Stamford P7 .....	59
Obr. 4.3 – Rozměry generátoru Samford P7 (rozměry v mm) .....	59
Obr. 4.4 – Planetová převodovka Renk CPG [21] .....	60

Obr. 4.5 – Schéma předního uložení motoru s přidáním odhadnutými rozměry .....	62
Obr. 4.6 – Přední podpěra motoru – vlastní návrh .....	63
Obr. 4.7 – Zadní podpěra motoru .....	65
Obr. 4.8 – Sestava navrženého nosného rámu .....	66
Obr. 4.9 – Sestava uchycení motoru v rámu – pohled zepředu .....	66
Obr. 4.10 – Sestava uchycení motoru v rámu – pohled zezadu .....	66
Obr. 4.11 – Výpočtové schéma motoru .....	68
Obr. 4.12 – Výpočtové schéma motoru s tepelným výměníkem .....	70
Obr. 4.13 – Parametry spalin a vody před a za tepelným výměníkem .....	71
Obr. 4.14 – Základní rozměry tepelného výměníku spaliny-voda .....	72
Obr. 4.15 – Rozměry žebrování teplosměnných ploch výměníku spaliny-vody .....	73
Obr. 4.16 – Výpočet tloušťky tepelné izolace tepelného výměníku .....	74
Obr. 4.17 – Výpočet tloušťky tepelné izolace převáděcího potrubí .....	74
Obr. 4.18 – Spřažené klapky s pneumatickým pohonem .....	75
Obr. 4.19 – Schéma spřažených klapek .....	75
Obr. 4.20 – Výpočtové schéma protinámrazového výměníku .....	76
Obr. 4.21 – Rozměry protinámrazového výměníku .....	77
Obr. 4.22 – Skříň systému DCS .....	81
Obr. 4.23 – Pohled shora do energetické jednotky .....	84
Obr. 4.24 – Pohled shora do energetické jednotky .....	85
Obr. 4.25 – Detail potrubí čerpadla a potrubí topné vody .....	86
Obr. 4.26 – Pohled na kontejner ze strany sání .....	86
Obr. 4.27 – Výpočtové schéma motoru pro spalování zemního plynu .....	88
Obr. 4.28 – Výpočtové schéma plynového kompresoru .....	88
Obr. 4.29 – Výpočtové schéma paroplynového cyklu .....	91
Obr. 6.1 – Pohled na energetickou jednotku ze strany výfuků .....	97

## Seznam tabulek

Tab. 3.1 – Parametry motoru TV3-117 VM .....	24
Tab. 3.2 – Kontrolní místa vizuální kontroly na motoru TV3-17 .....	46
Tab. 4.1 – Přehled návrhů .....	55
Tab. 4.2 – Vstupní hodnoty výpočtu tepelného oběhu.....	67
Tab. 4.3 – Porovnání vypočítaných hodnot různých konfigurací tepelného výměníku spaliny-voda .....	69
Tab. 4.4 – Porovnání vypočítaných hodnot různých konfigurací tepelného výměníku spaliny-vzduch .....	69
Tab. 4.5 – Regulační okruhy .....	79
Tab. 4.6 – Zabezpečené veličiny .....	80
Tab. 4.7 – Sledované veličiny .....	80
Tab. 4.8 – Parametry parní části cyklu.....	89



## Seznam příloh

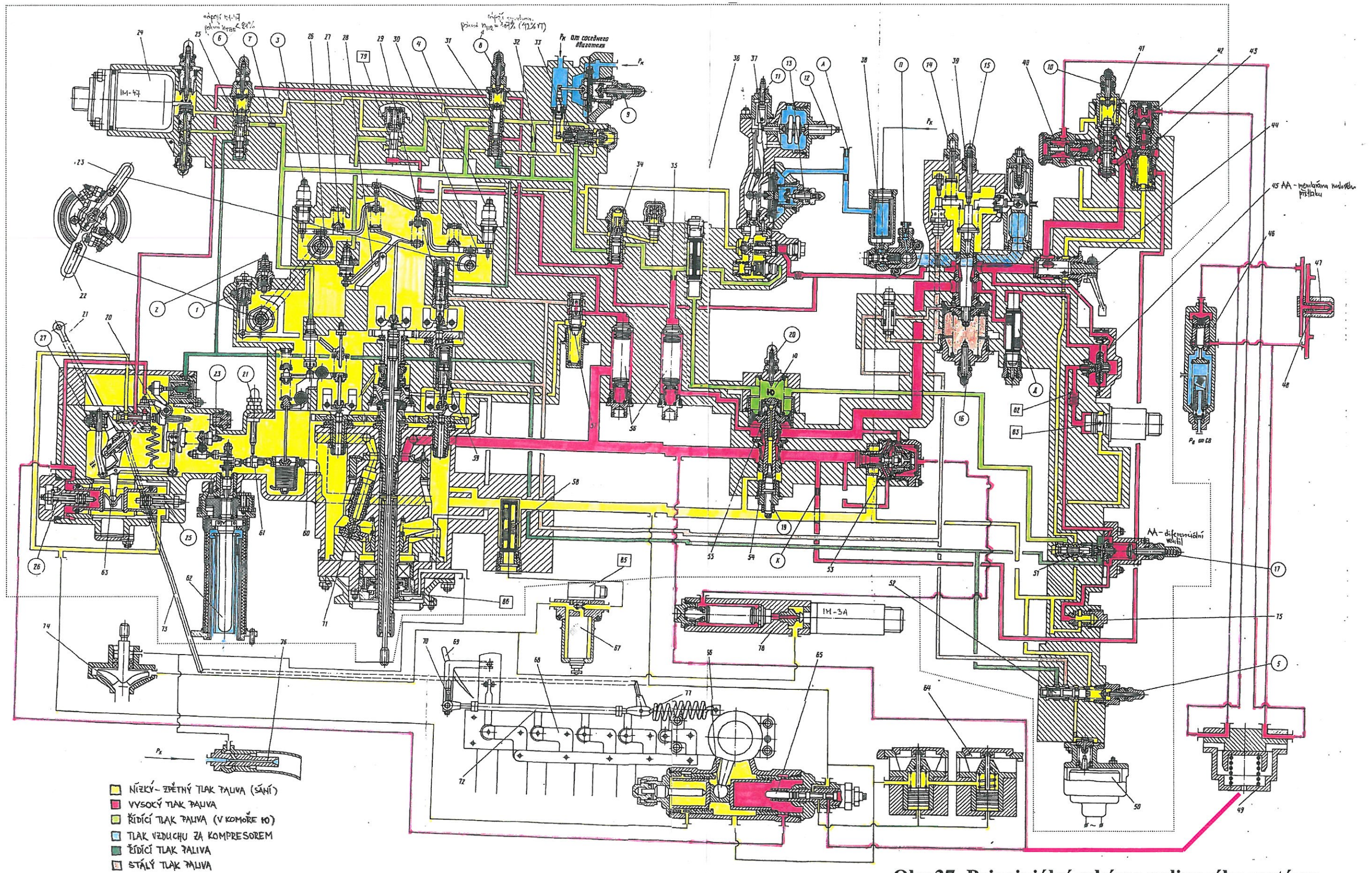
1. Příloha 1: Schémata palivového systému motoru TV3-117<sup>29</sup>, ..... 4 strany A3
2. Příloha 2: Konstrukční a sestavné výkresy
  - DP-KKE-17-02/01 ..... 1 strana A4
  - DP-KKE-17-02/02 ..... 1 strana A4
  - DP-KKE-17-02/03 ..... 1 strana A4
  - DP-KKE-17-02/04 ..... 1 strana A4
  - DP-KKE-17-02/05 ..... 1 strana A4
  - DP-KKE-17-02/06 ..... 1 strana A3, 1 strana A4
  - DP-KKE-17-02/07 ..... 1 strana A3, 1 strana A4
  - DP-KKE-17-02/08 ..... 1 strana A4
  - DP-KKE-17-02/09 ..... 1 strana A4
3. Příloha 3: P&ID schéma
  - DP-KKE-17-03/01 ..... 2 strany A3

---

<sup>29</sup> Z interní dokumentace LOM Praha s.p.







Obr.37 Principiální schéma palivového systému motoru



- 1 - seřizovací šroub maximálních otáček turbokompresoru  
 2 - seřizovací šroub minimálních otáček turbokompresoru  
 3 - seřizovací šroub otáček volné turbíny (6% korekce)  
 4 - seřizovací šroub otáček volné turbíny (15% korekce)  
 5 - seřizovací šroub vypínacích otáček vzduchového spouštěče  
 6 - šroub blokovacího šoupátka pracovního mechanismu IM-47  
 8 - šroub šoupátka nouzového vypnutí synchronizátoru výkonu  
 9 - seřizovací šroub synchronizátoru výkonu  
 10 - seřizovací šroub rozdělovacího ventilu druhého okruhu provozních trysek  
 11 - šroub výškového korektoru spouštěcího automatu  
 12 - šroub aneroidů spouštěcího automatu  
 13 - seřizovací šroub spouštěcího automatu  
 14 - šroub pružiny páky spouštěcího automatu  
 15 - doraz plochého ventilu spouštěcího automatu  
 16 - šroub minimální dodávky akceleračního automatu  
 17 - šroub diferenciálního ventilu akceleračního automatu  
 19 - šroub maximální dodávky hlavní dávkovací jehlou  
 20 - šroub minimální dodávky hlavní dávkovací jehlou  
 21 - šroub doraz teplotního korektoru  
 23 - šroub paralelního posunutí charakteristiky rozváděcích věnců  
 25 - doraz hydraulického válce "-3°"  
 26 - doraz hydraulického válce "+28°"  
 27 - vodící seřizovací šroub charakteristiky rozváděcích věnců  
 A - odvědušňovací škrtič spouštěcího automatu  
 K - škrtič uzavíracího ventilu  
 II - odvědušňovací škrtič akceleračního automatu  
 T - škrtič pracovního mechanismu IM-47  
 D - seřiditelná tryška  
 20 - regulátor polohy rozváděcích věnců kompresoru  
 21 - ovládací páka regulátoru polohy rozváděcích věnců kompresoru  
 22 - ovládací páka motoru (RUD)  
 23 - páka pro přestavení regulátoru otáček nosného rotoru  
 24 - pracovní mechanismus IM-47  
 25 - blokovací šoupátko pracovního mechanismu  
 26 - vačka korektoru nastavení regulátoru otáček nosného rotoru  
 27 - korektor nastavení regulátoru otáček nosného rotoru  
 28 - regulátor otáček nosného rotoru  
 29 - snímač řídicího tlaku paliva volné turbíny  
 30 - mechanismus přestavení regulátoru otáček nosného rotoru  
 31 - šoupátko nouzového odpojení synchronizátoru výkonu  
 32 - obtokový škrtič synchronizátoru výkonu  
 33 - synchronizátor výkonu  
 34 - ventil minimálního tlaku  
 35 - napájecí škrtič hlavní dávkovací jehly  
 36 - blok škrtičů hlavní dávkovací jehly  
 37 - spouštěcí automat s výškovým korektorem  
 38 - vzduchový čistič akceleračního automatu  
 39 - dávkovací jehla akceleračního automatu  
 40 - uzavírací ventil kanálu druhého okruhu provozních trysek  
 41 - rozdělovací ventil kanálu druhého okruhu provozních trysek  
 42 - pomocný ventil kanálu prvního okruhu provozních trysek  
 43 - uzavírací ventil kanálu prvního okruhu provozních trysek  
 44 - uzavírací ("stop") kohout  
 45 - membrána nulového přetlaku akceleračního automatu  
 46 - přetlakový ventil  
 47 - kanál druhého okruhu provozních trysek  
 48 - kanál prvního okruhu provozních trysek  
 49 - blok drenážních ventilů  
 50 - mechanismus pro přivedení signálu na odpojení vzduchového spouštěče  
 51 - diferenciální ventil akceleračního automatu  
 52 - řídicí šoupátko odpojení vzduchového spouštěče  
 53 - ventil stálého přetlaku  
 54 - hlavní dávkovací jehla  
 55 - ventil hlavní dávkovací jehly  
 56 - střední vložky jemného čističe  
 57 - ventil stálého tlaku  
 58 - vstupní hrubý čistič  
 59 - snímač řídicího tlaku paliva turbokompresoru  
 60 - regulátor otáček rotoru turbokompresoru  
 61 - kinematická vazba teplotního korektoru s regulátorem otáček rotoru turbokompresoru  
 62 - teplotní korektor  
 63 - hydraulický válec regulačního čerpadla  
 64 - přepouštěcí ventil vzduchu  
 65 - koncový přepínač  
 66 - hydraulický válec s koncovým přepínačem  
 67 - palivový čistič  
 68 - ovládací páky rozváděcích věnců kompresoru  
 69 - lopatka vstupního rozváděcího věnce kompresoru  
 70 - zpětnovazební páka vstupního rozváděcího věnce kompresoru  
 71 - vysokotlaké čerpadlo  
 72 - zpětnovazební páka 1<sub>2</sub> rozváděcích věnců kompresoru  
 73 - zpětnovazební páka regulačního čerpadla  
 74 - dodávací čerpadlo  
 75 - škrtič stálého odtoku paliva akceleračního automatu  
 76 - drenážní ejektor  
 77 - zpětnovazební pružina rozváděcích věnců kompresoru  
 78 - pracovní mechanismus IM-3A  
 79 - regulační čerpadlo

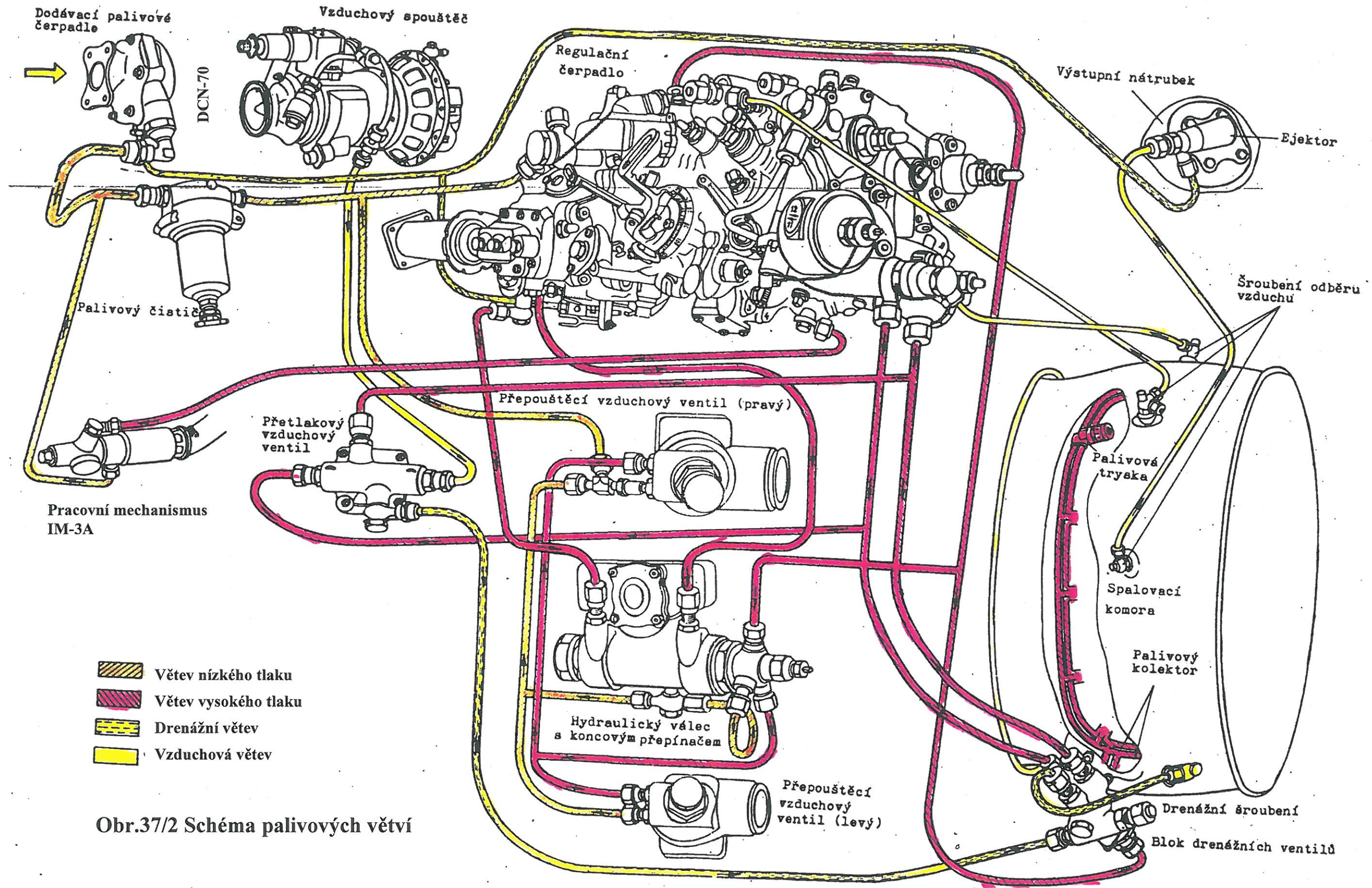
- 140 - šoupátko ventilu min. tlaku okruhu regulátoru VT  
 187 - Humič EMV "PEREN." AP  
 183 - EMV "PERENASTROJKY" AP  
 185 - EMV signalizátoru trýsek  
 186 - Čelní ucpávka (těsnění)

Obr.37 Principiální schéma palivového systému motoru – legenda ke schématu

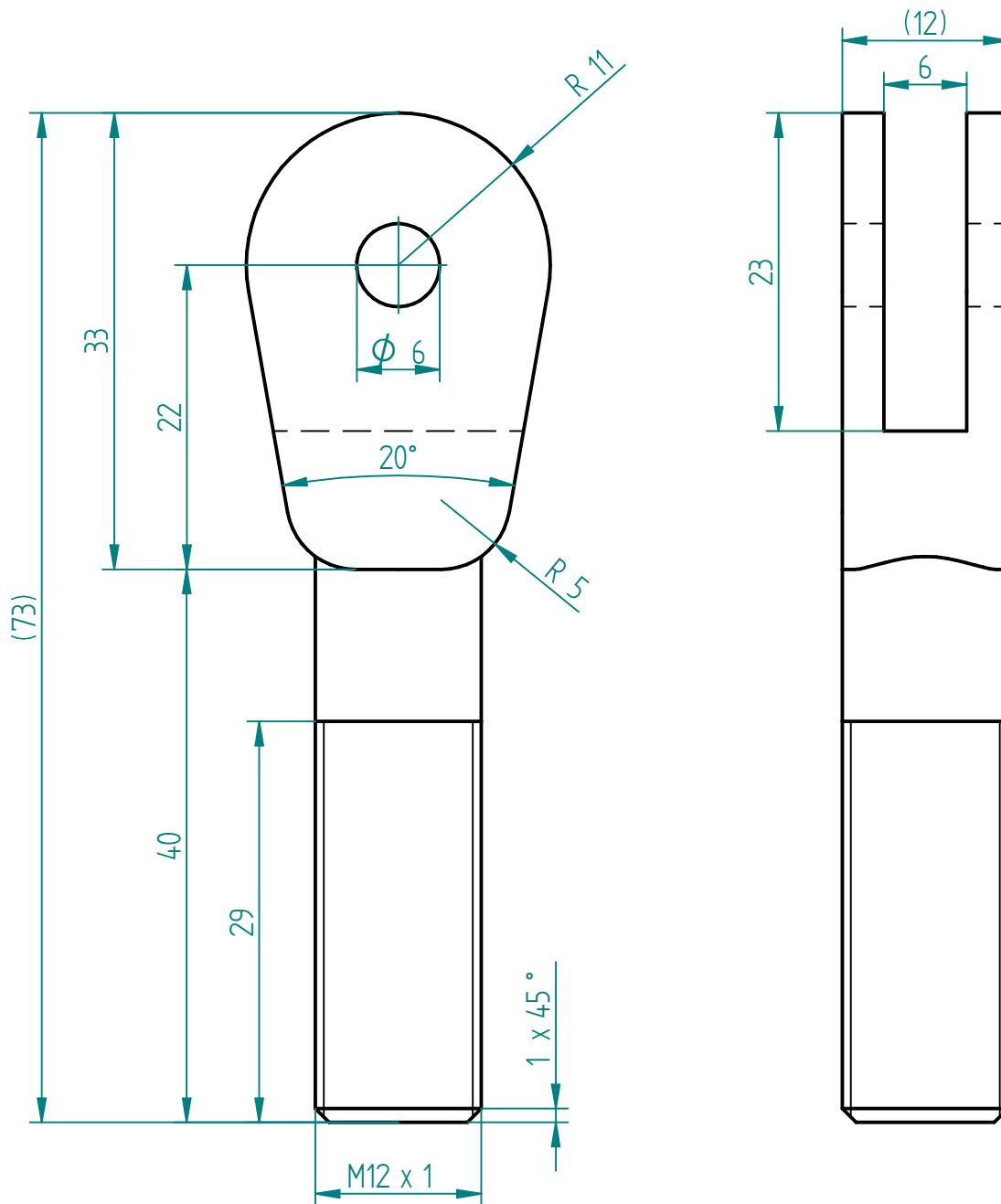








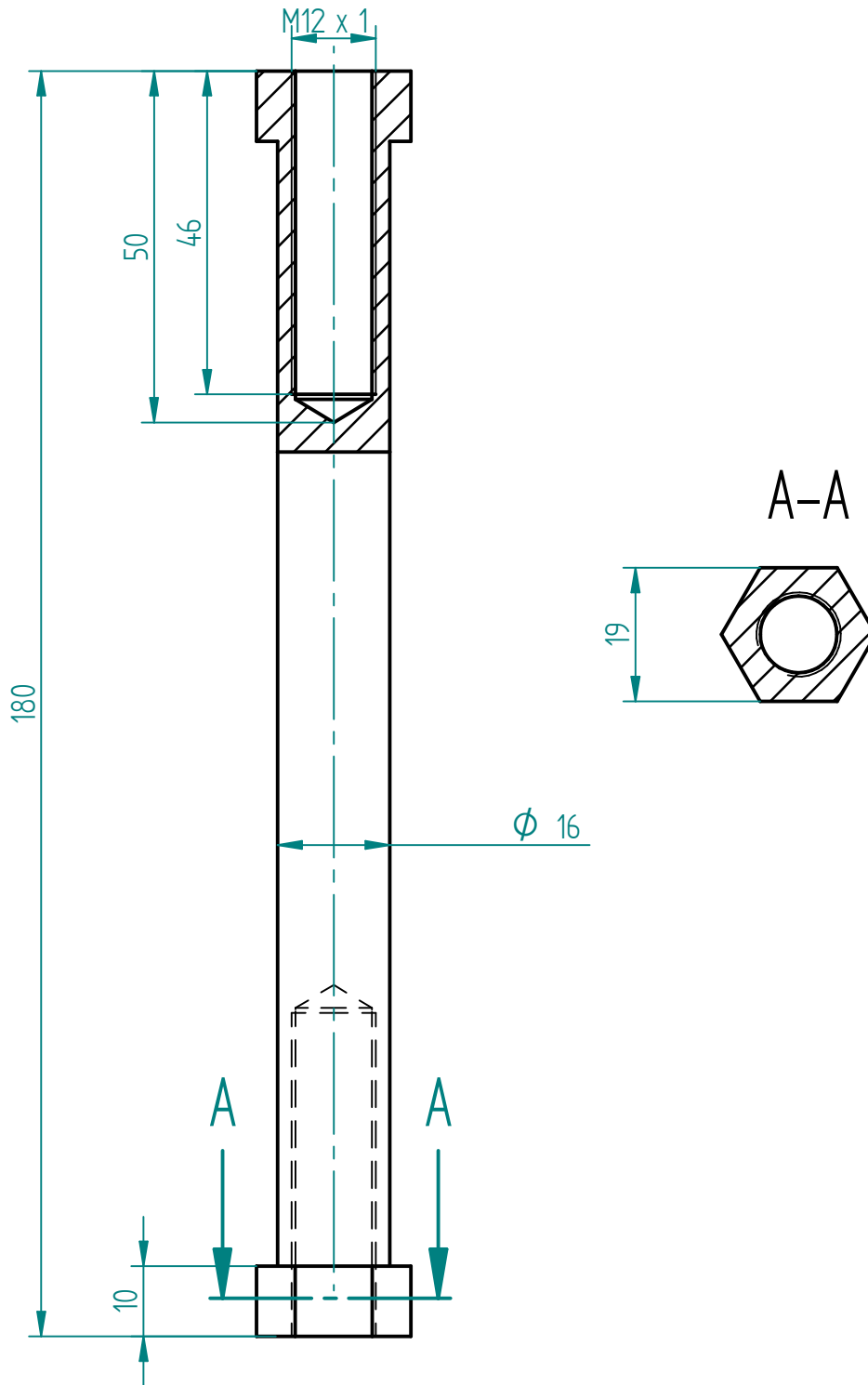
Obr.37/2 Schéma palivových větví



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřitko <b>2:1</b>	Presnost <b>ISO 2768 - mK</b>
		Hmotnost (kg) <b>0,7</b>	Tolerování <b>ISO 8015</b>
Materiál - Polotovár <b>11 375</b>		Promítání 	
		Formát <b>A4</b>	

	Kreslil <b>Martin Löfler</b>	Název <b>VIDLICE</b>
	Datum <b>29.5.2017</b>	
	Schválil Datum	Číslo dokumentu <b>DP-KKE-17-02/01</b>
<b>KKE</b>	Druh dokumentu <b>VÝROBNÍ VÝKRES</b>	List 1 Listu 1

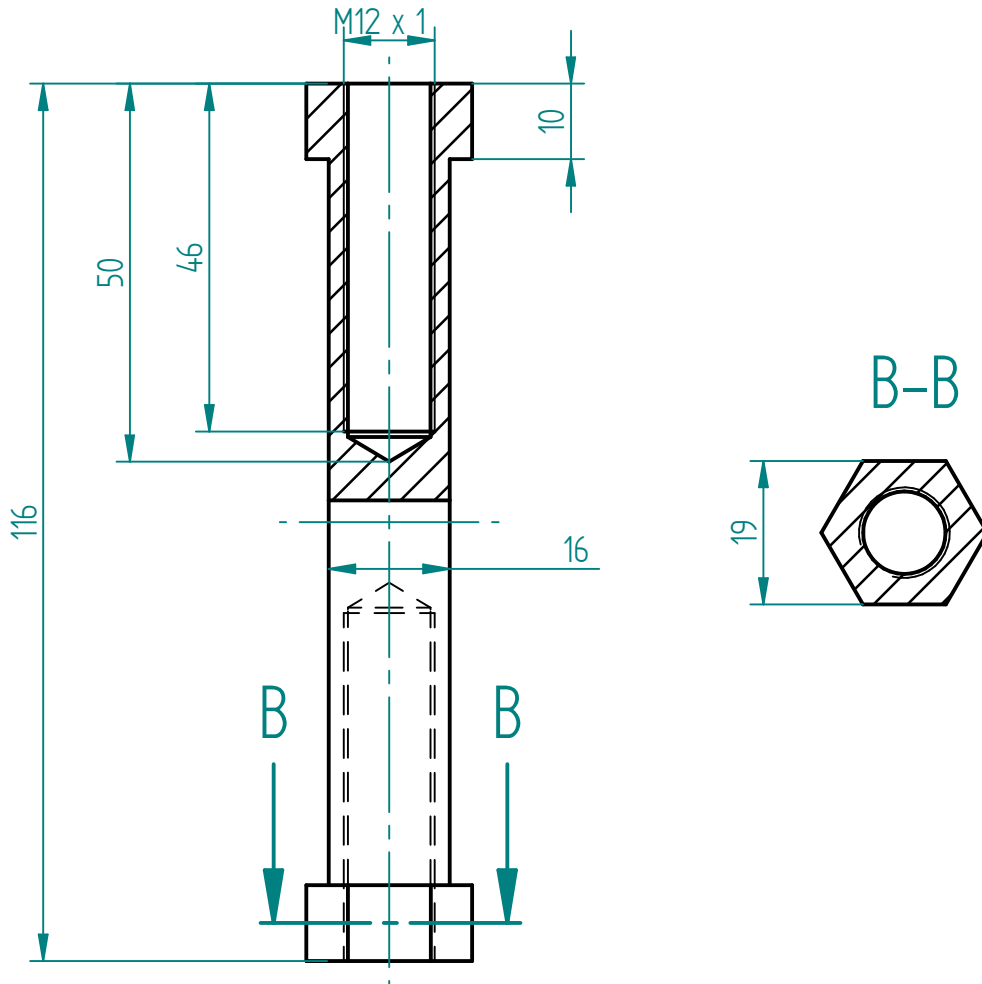




Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřitko 2:1	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 0,23	Tolerování ISO 8015
			Promítání 

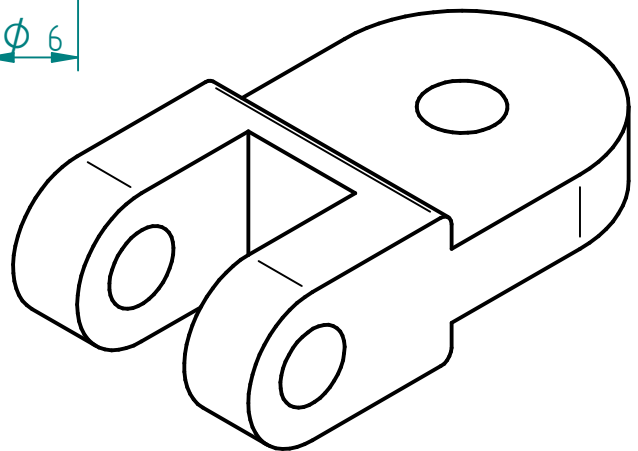
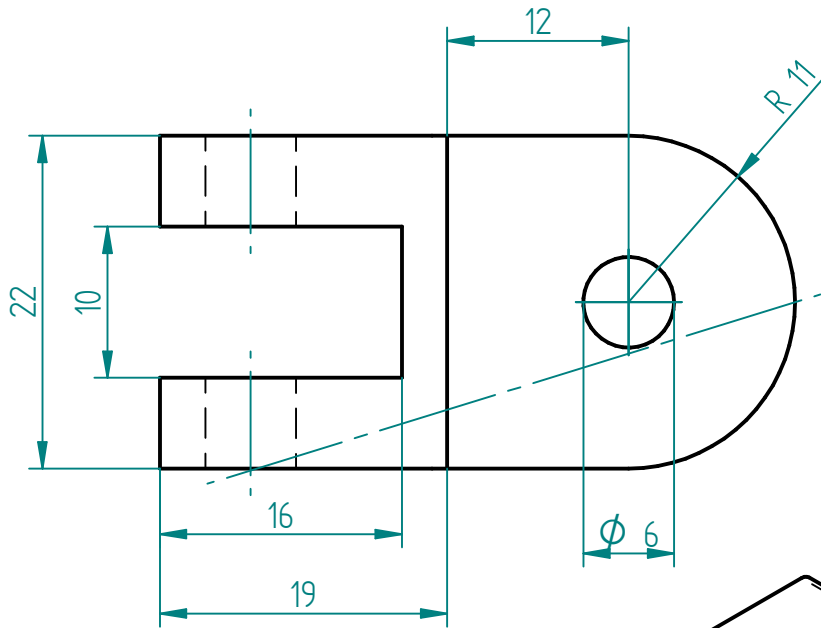
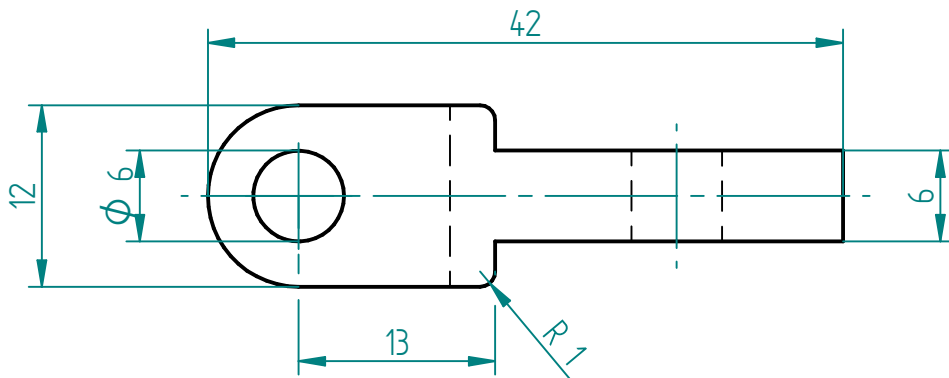
Materiál - Polotovár 11 375	Formát A4
--------------------------------	--------------

	Kreslil Martin Löfler	Název <h1>NOSNÁ TYČ</h1>
	Datum 29.5.2017	
	Schválil	Číslo dokumentu <h2>DP-KKE-17-02/02</h2>
	Datum	
	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	



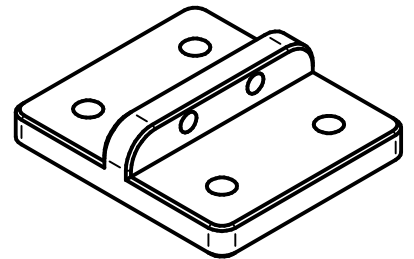
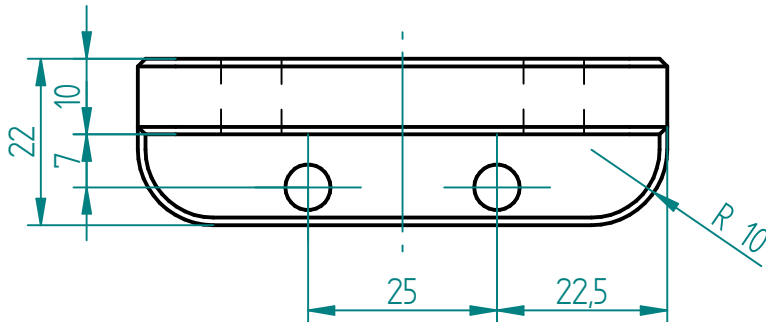
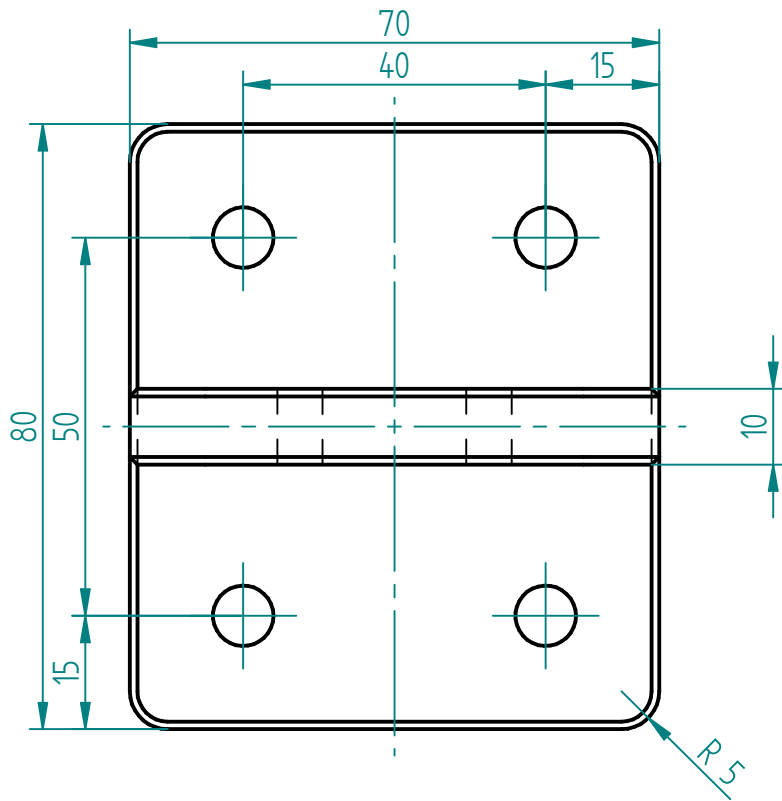
Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřitko <b>1:1</b>	Presnost <b>ISO 2768 - mK</b>
		Hmotnost (kg) <b>0,13</b>	Tolerování <b>ISO 8015</b>
Materiál - Polotovar <b>11 375</b>		Formát <b>A4</b>	

	Kreslil <b>Martin Löfler</b>	Název <b>NOSNÁ TYČ -KRÁTKÁ</b>
	Datum <b>29.5.2017</b>	
<b>KKE</b>	Schválil  Datum	Číslo dokumentu <b>DP-KKE-17-02/03</b>
	Druh dokumentu <b>VÝROBNÍ VÝKRES</b>	List 1 Listu 1



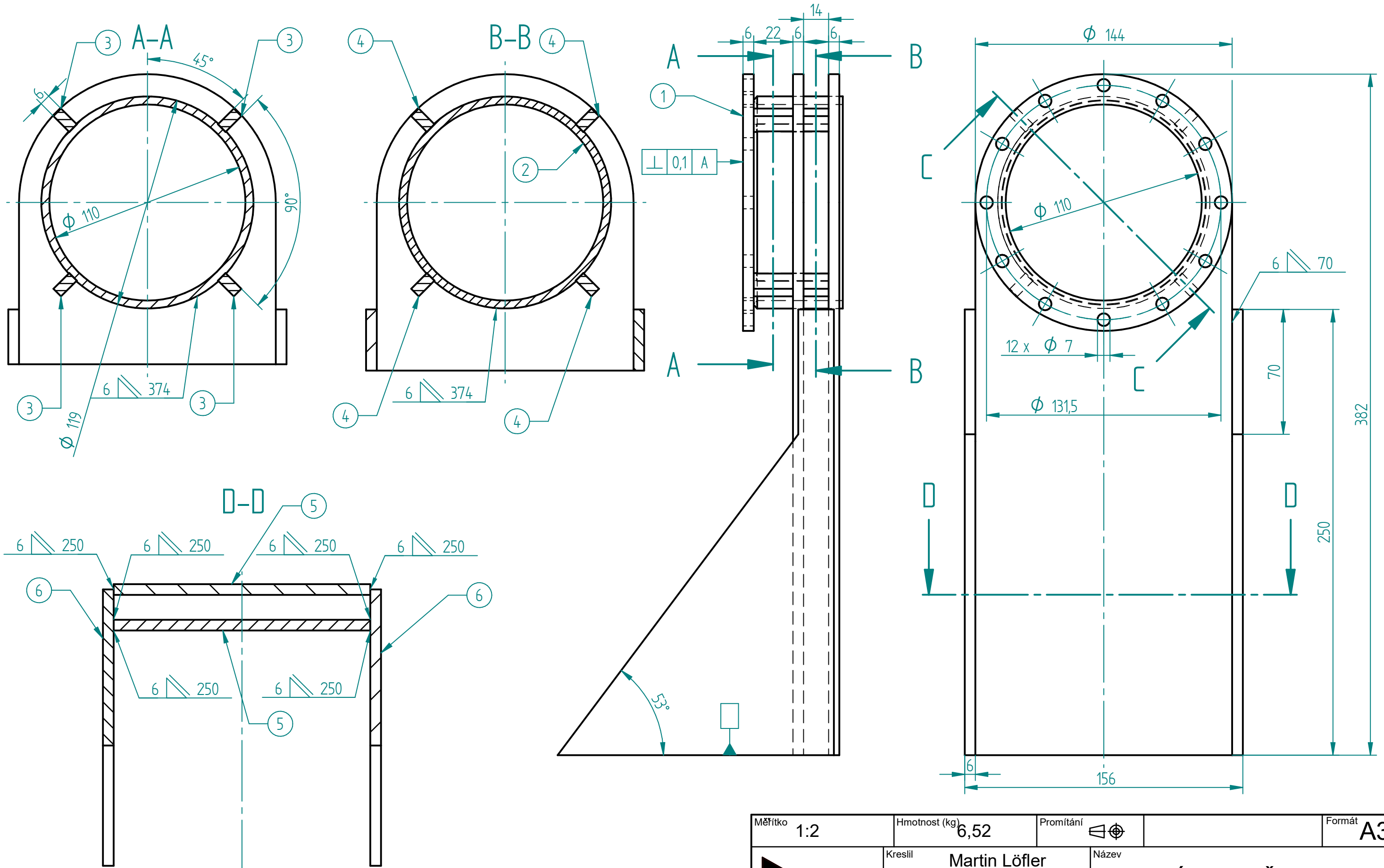
Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko <b>2:1</b> Hmotnost (kg) <b>0,04</b>	Presnost <b>ISO 2768 - mK</b>
			Tolerování <b>ISO 8015</b>
Materiál - Polotovár <b>11 375</b>			Promítání 
			Formát <b>A4</b>

	Kreslil <b>Martin Löfler</b>	Název <b>NOSNÁ TYČ -KRÁTKÁ</b>
	Datum <b>29.5.2017</b>	
<b>KKE</b>	Schválil Datum	Číslo dokumentu <b>DP-KKE-17-02/04</b>
	Druh dokumentu <b>VÝROBNÍ VÝKRES</b>	List 1 Listu 1



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřitko <b>2:1</b>	Přesnost <b>ISO 2768 - mK</b>
		Hmotnost (kg) <b>0,5</b>	Tolerování <b>ISO 8015</b>
Materiál - Polotovár <b>11 375</b>		Promítání 	
			Formát <b>A4</b>

	Kreslil <b>Martin Löfler</b>	Název <b>PATKA</b>
	Datum <b>29.5.2017</b>	
	Schválil Datum Druh dokumentu <b>VÝROBNÍ VÝKRES</b>	Číslo dokumentu <b>DP-KKE-17-02/05</b>



Měřítko 1:2	Hmotnost (kg) 6,52	Promítání 	Formát A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Martin Löffler	Název <b>ZADNÍ PODPĚRA</b>	
	Datum 29.5.2017	Číslo dokumentu <b>DP-KKE-17-02/06</b>	
<b>KKE</b>	Schválil	Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY	
	Datum	List 1 List 2	

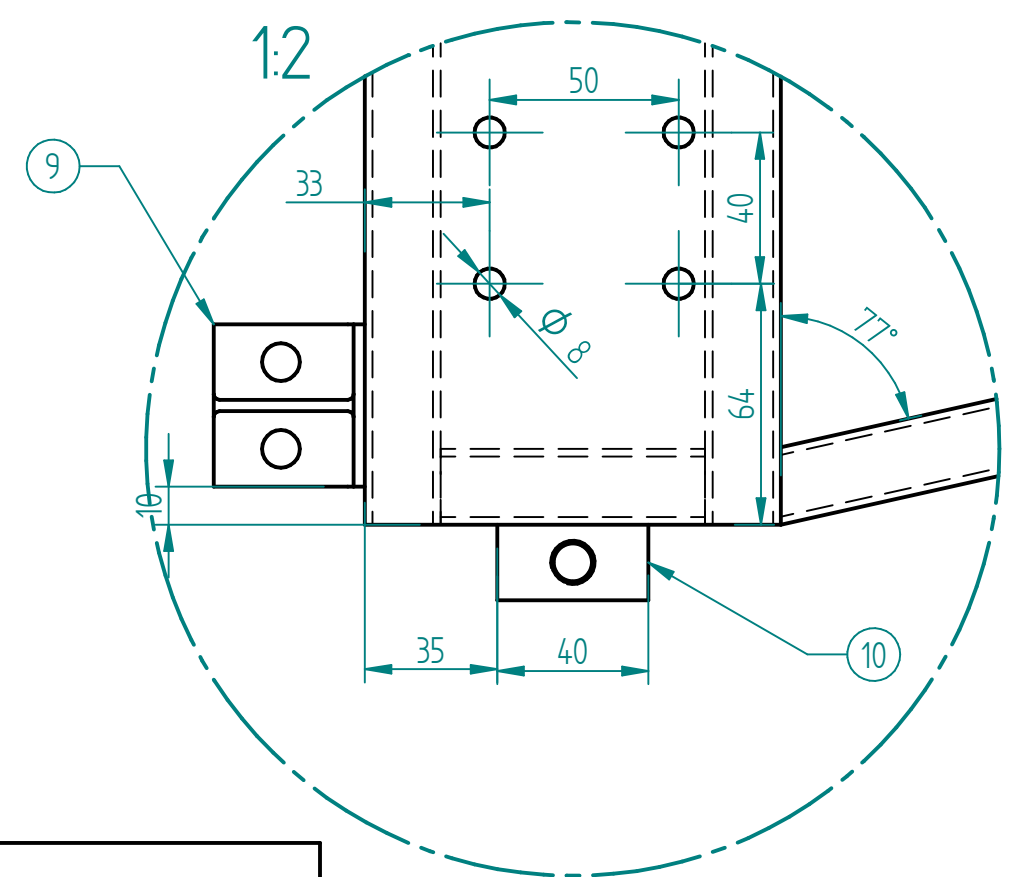
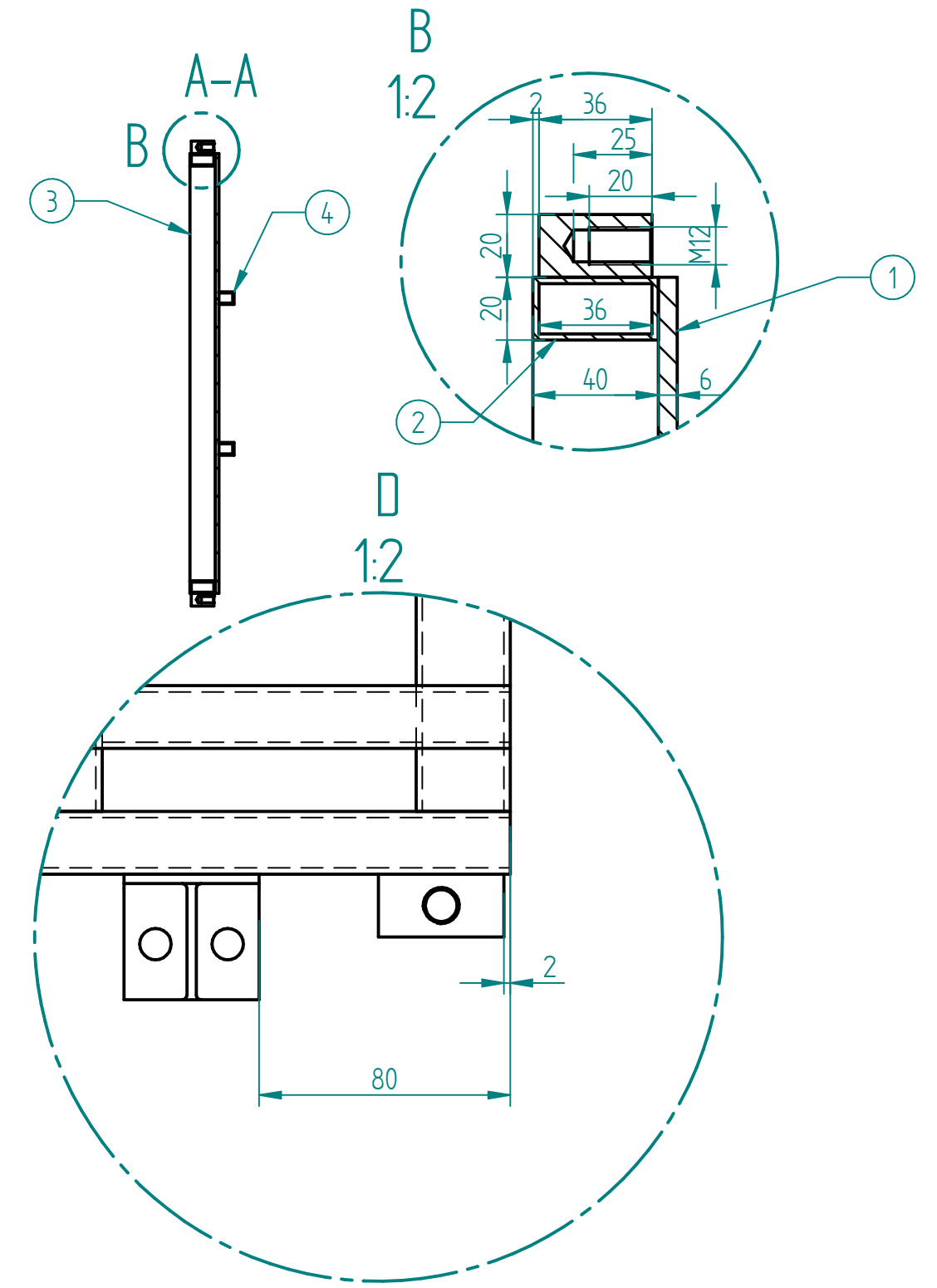
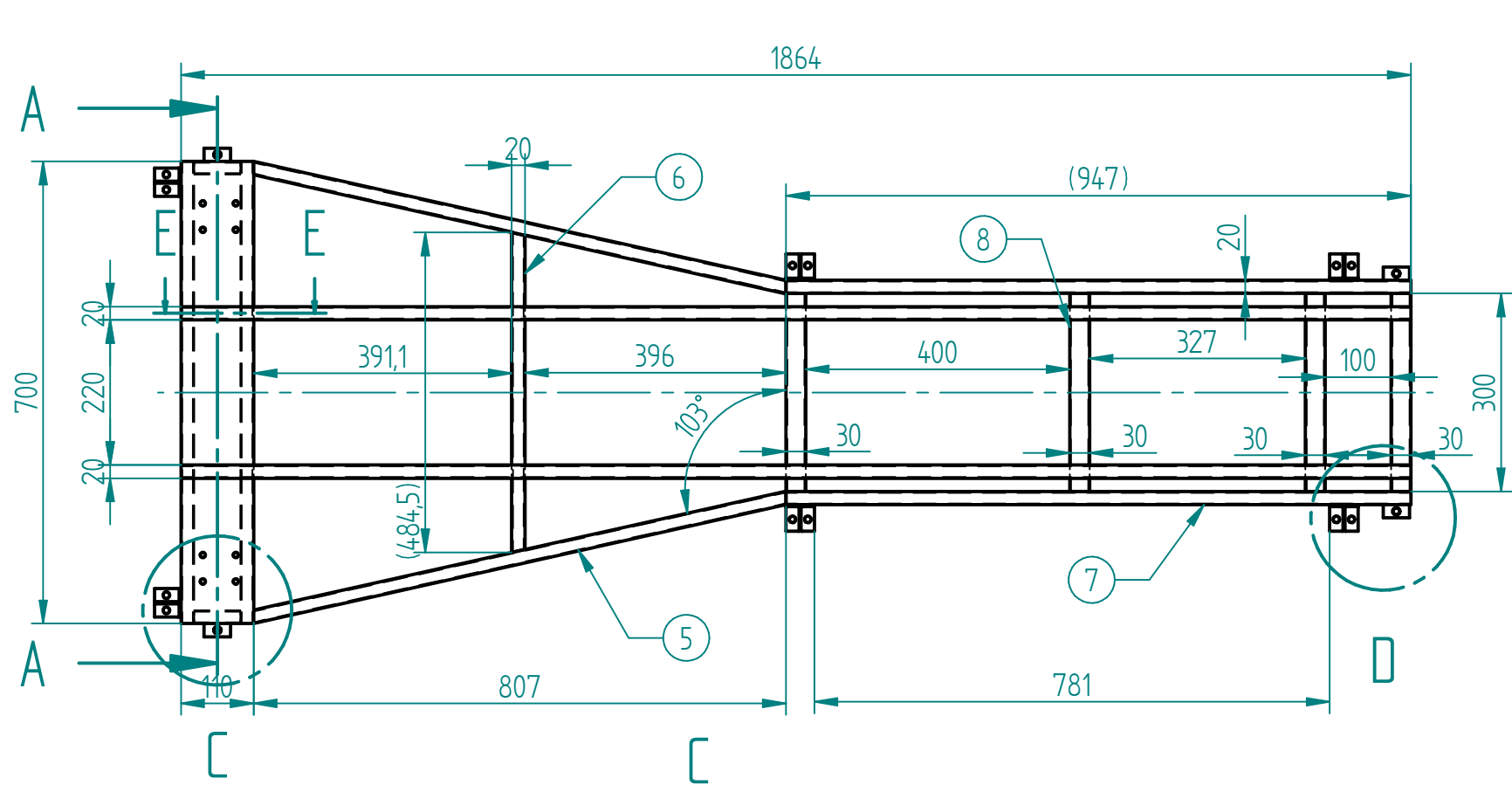
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Všechny kouty žeber vyplnit koutovým svarem  
Svařenec žíhat při 600 °C

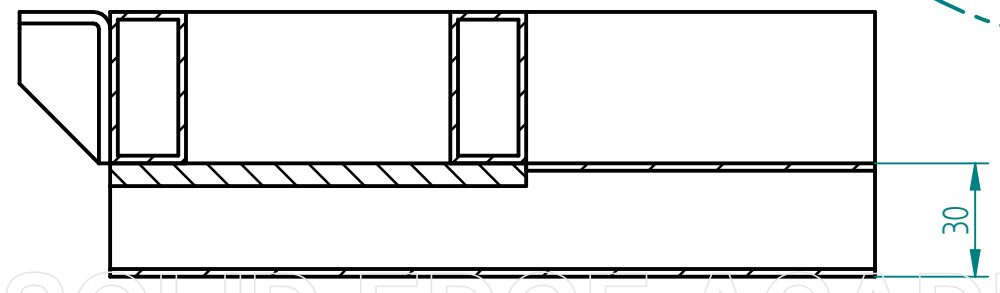
Číslo polož.	Název - označení	Polotovar	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál			
1	Příruba	11 373	0,3	ks	1
2	Trubka	11 373	0,62	ks	1
3	Žebro	11 373	0,01	ks	4
4	Žebro	11 373	0,01	ks	4
5	Příčný nosník	11 373	2	ks	2
6	Podélný nosník	11 373	0,8	ks	2

 <p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>	Kreslil	Martin Löfler	<b>ZADNÍ PODPĚRA</b>
	Datum	29.5.2017	
	Schválil		Číslo dokumentu <b>DP-KKE-17-02/06</b>
	Datum		
<b>KKE</b>	Druh dokumentu	SEZNAM POLOŽEK	List 2 Listů 2





E-E  
1:2



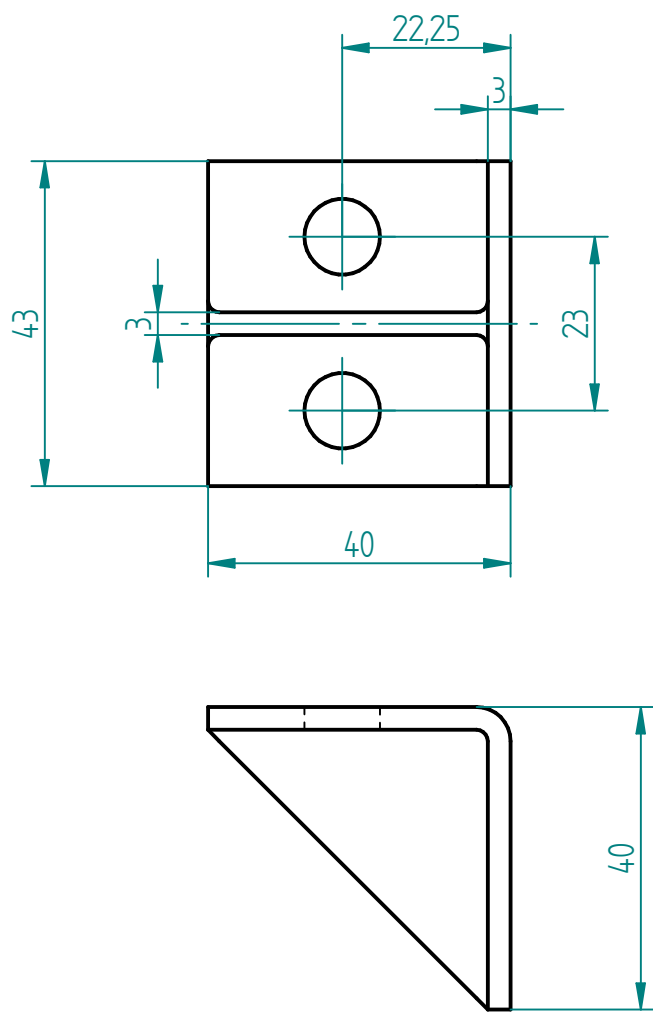
Všechny kouty vyplnit koutovým svarem Ø2  
 Kde není možná koutový svar, vyplnit V svarem 2mm  
 Svařenec žíhat při 600 °C

Měřítko 1:10	Hmotnost (kg) 22,8	Promítání 	Formát A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Martin Löfler	Název NOSNÝ RÁM	
	Datum 29.5.2017	Číslo dokumentu DP-KKE-17-02/07	
KKE	Schválil	Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY	
	Datum	List 1 Listů 2	

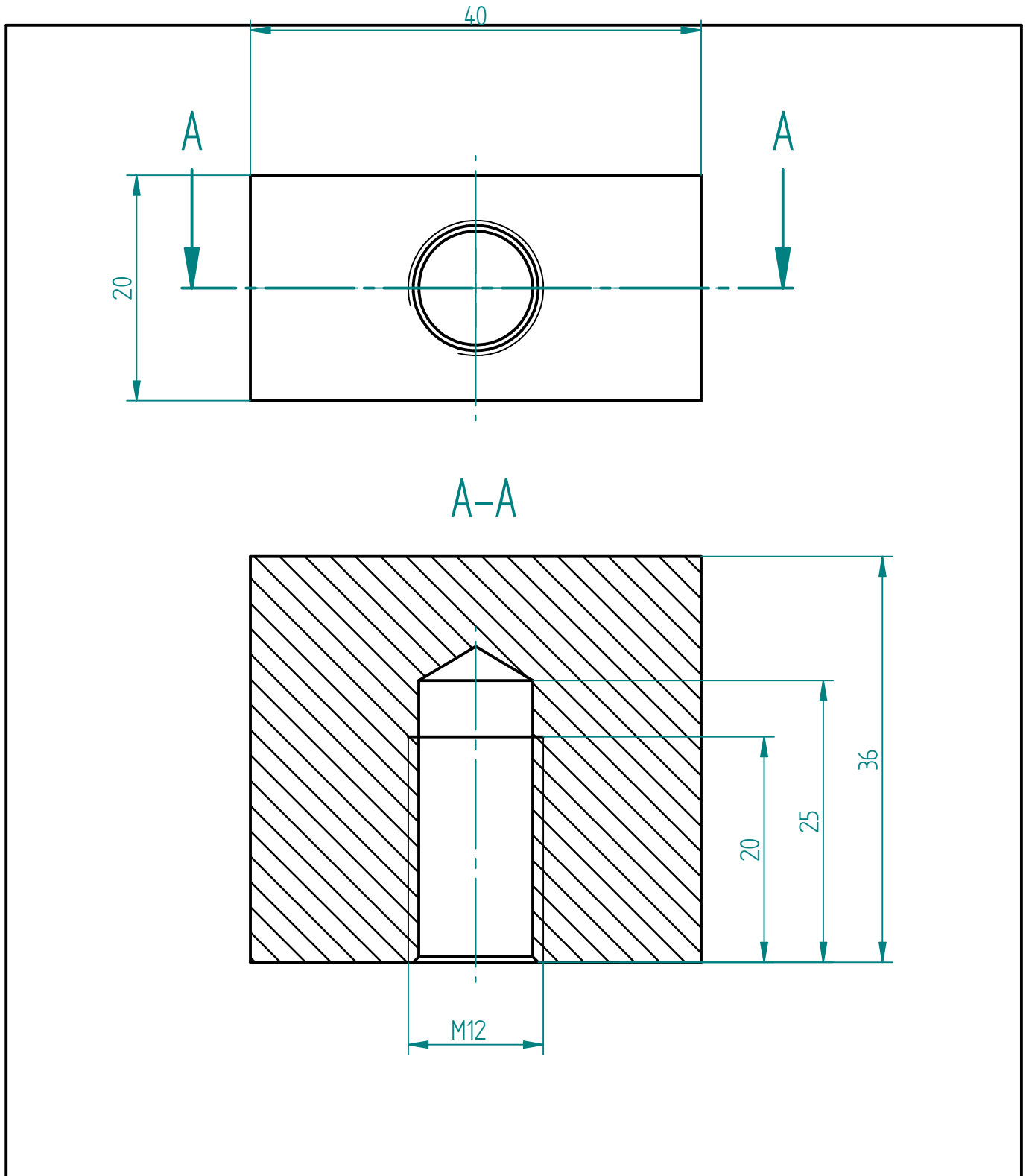


Číslo polož.	Název - označení	Polotovar	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál			
1	Plech	700x110x6		ks	1
		11 373			
2	JÄCKL L70	JÄCKL 40x20, L70, T2		ks	2
		11 373			
3	JÄCKL L700	JÄCKL 40x20, L700, T2		ks	2
		11 373			
4	JÄCKL L1864	JÄCKL 30x20, L1864, T2		ks	2
		11 373			
5	JÄCKL ŠIKMÝ	JÄCKL 40x20, L84, T2		ks	2
		11 373			
6	JÄCKL PŘÍČNÝ SEŠIKMENÝ	JÄCKL 40x20, L845, T2		ks	1
		11 373			
7	JÄCKL L947	JÄCKL 40x20, L950, T2		ks	2
		11 373			
8	JÄCKL L300	JÄCKL 40x20, L3005, T2		ks	4
		11 373			
9	KOTVÍCÍ PŘÍLOŽKA			ks	6
	DP-KKE-17-02/08				
10	ZVEDACÍ PŘÍLOŽKA			ks	4
	DP-KKE-17-02/09				

 <p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>	Kreslil	<b>Martin Löfler</b>	Název	<b>NOSNÝ RÁM</b>
	Datum	<b>29.5.2017</b>		
	Schválil		Číslo dokumentu	<b>DP-KKE-17-02/07</b>
	Datum			
	Druh dokumentu	<b>SEZNAM POLOŽEK</b>	List 2 Listů 2	

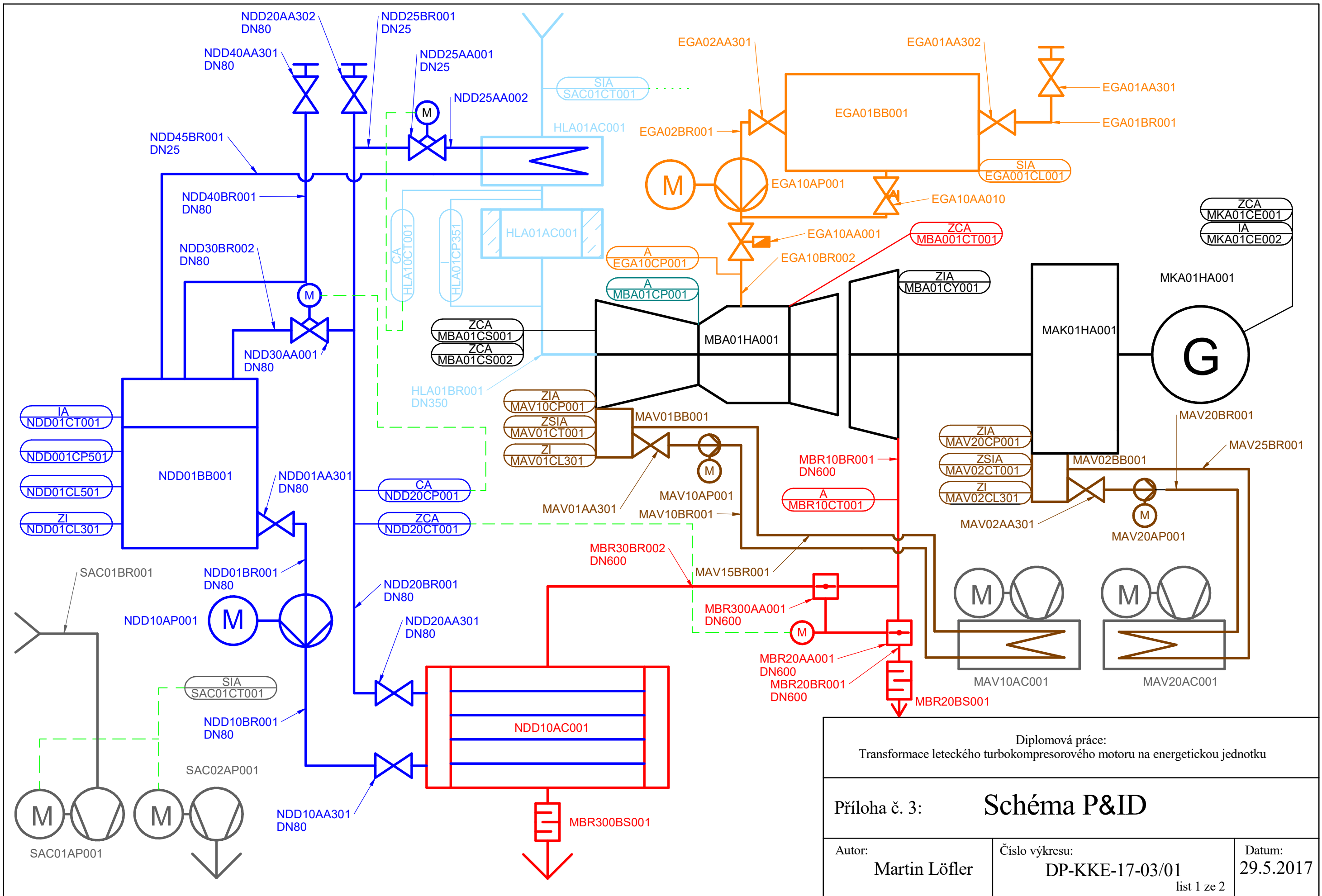


Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko <b>1:1</b>	Přesnost <b>ISO 2768 - mK</b>
		Hmotnost (kg) <b>0,1</b>	Tolerování <b>ISO 8015</b>
Materiál - Polotovar <b>11 375</b>		Promítání 	
Formát <b>A4</b>		Kreslil <b>Martin Löfler</b>	
	Datum <b>29.5.2017</b>	Název <b>KOTVÍCÍ PŘÍLOŽKA</b>	
	Schválil  Datum  Druh dokumentu <b>VÝROBNÍ VÝKRES</b>		
<b>KKE</b>	List 1 Listu 1		






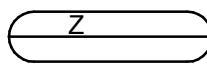
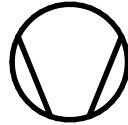


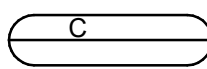



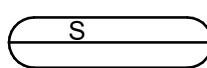



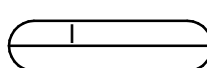



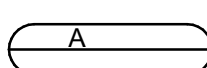

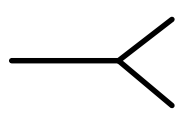

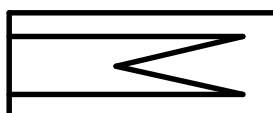
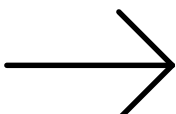




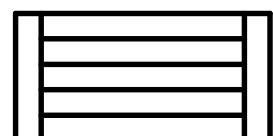
Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko <b>2:1</b>	Presnost <b>ISO 2768 - mK</b>
		Hmotnost (kg) <b>0,2</b>	Tolerování <b>ISO 8015</b>
Materiál - Polotovár <b>11 375</b>		Promítání 	
		Formát <b>A4</b>	

	Kreslil <b>Martin Löfler</b>	Název <b>ZVEDACÍ PŘÍLOŽKA</b>
	Datum <b>29.5.2017</b>	
<b>KKE</b>	Schválil  Datum	Číslo dokumentu <b>DP-KKE-17-02/09</b>
	Druh dokumentu <b>VÝROBNÍ VÝKRES</b>	List 1 Listu 1



Diplomová práce: Transformace leteckého turbokompresorového motoru na energetickou jednotku		
Příloha č. 3:		<b>Schéma P&amp;ID</b>
Autor: <b>Martin Löfler</b>	Číslo výkresu: <b>DP-KKE-17-03/01</b> list 1 ze 2	Datum: <b>29.5.2017</b>

# LEGENDA:

	ELEKTROMOTOR, ELEKTROPOHON		KLAPKA		VODA		MĚŘENÍ PRO OCHRANY
	VENTILÁTOR		REGULAČNÍ VENTIL		SPALOVACÍ VZDUCH		MĚŘENÍ PRO REGULACI
	ČERPADLO		UZAVÍRACÍ VENTIL		VZDUCH ZA KOMPRESOREM		MĚŘENÍ PRO SPÍNÁNÍ
	DÁLKOVÉ MĚŘENÍ		SOLENOID		KAPALNÉ PALIVO		MĚŘENÍ PRO INDIKACI
	MÍSTNÍ MĚŘENÍ		VENTIL S PŘIPOJOVACÍM MÍSTEM		SPALINY		ANALOGOVÉ MĚŘENÍ
	FILTR		SÁNÍ Z ATMOSFÉRY		MAZACÍ OLEJ		
	TEPELNÝ VÝMĚNÍK		VÝFUK DO ATMOSFÉRY		CHLADÍCÍ A VENTILAČNÍ VZDUCH		
	TLUMIČ HLUKU		VENTIL STÁLÉHO TLAKU		OVLÁDACÍ SIGNÁL PRO REGULACI		
	SPALINOVÝ VÝMĚNÍK						

Diplomová práce:  
Transformace leteckého turbokompresorového motoru na energetickou jednotku

## Příloha č. 3: Schéma P&ID

Autor:  
Martin Löfler

Číslo výkresu:  
DP-KKE-17-03/01

Datum:  
29.5.2017

list 2 ze 2