

# Západočeská univerzita v Plzni

## Fakulta strojní

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

### Bakalářská práce

Experimentální výzkum proudění nadbandážovou ucpávkou oběžného kola  
vzduchové turbíny

Autor: Tomáš Matějka  
Vedoucí práce: Ing. Pavel Žitek  
Konzultant: Ing. Petr Milčák, Ph.D.

Akademický rok 2016/2017

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2016/2017

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Tomáš MATĚJKA

Osobní číslo: S13B0208P

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: Stavba energetických strojů a zařízení

Název tématu: Experimentální výzkum proudění nadbandážovou ucpávkou oběžného kola vzduchové turbíny

Zadávající 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 :

Cílem práce je zpracování rešerše experimentálního výzkumu proudění nadandážovou ucpávkou oběžného kola vzduchových turbín. Rešerše by měla obsahovat rozsáhlý popis testovaných stupňů a odkazy na zajímavé publikované články včetně rozboru několika z nich.

Druhou částí práce bude návrh konstrukčních úprav jednostupňové turbíny VT-400 umožňujících výzkum proudění nadbandážových ucpávek.


Máte za úkol provést:

1. Rešerši zabývající se nadbandážovými ucpávkami používanými v současných parních turbínách.
2. Rešerši týkající se experimentálního výzkumu proudění nadbandážovou ucpávkou.
3. Rozbor několika zajímavých publikovaných článků.
4. Konstrukční návrh úprav turbíny VT-400.

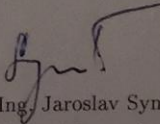
Rozsah grafických prací: 1 výkres  
Rozsah kvalifikační práce: 30 - 40 stran  
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická  
Seznam odborné literatury:

- Dixon S. L. a Hall C. A.: Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, Burlington: Butterworth-Heinemann, 2010, 459 s., ISBN 978-1-85617-793-1
- Moustapha H. et al.: Axial and radial turbines, White River Junction: Concepts NREC, 2003, 358 s., ISBN 0-933283-12-1
- Pavelek M. a kol.: Termomechanika, Brno: CERM, 2003, 284 s., ISBN 80-214-2409-5
- Kadrnožka J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, Základy teorie a výpočtů, vyd. 1., Brno: CERM, 2004, 308 s., ISBN 80-7204-346-3

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Žitek  
Katedra energetických strojů a zařízení  
Konzultant bakalářské práce: Ing. Petr Milčák, Ph.D.  
Doosan Škoda Power  
Datum zadání bakalářské práce: 17. října 2016  
Termín odevzdání bakalářské práce: 2. června 2017

  
Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



  
Dr. Ing. Jaroslav Synáč  
vedoucí katedry

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne:.....

.....

## **Poděkování**

Chtěl bych tímto velmi poděkovat Ing. Pavlu Žitkovi za odborné vedení a pomoc při řešení teoretických problémů během psaní této práce. Další poděkování patří Ing. Petru Milčákovi, Ph.D. za odbornou konzultaci práce a cenné rady. V neposlední řadě také děkuji své rodině a přátelům za podporu během celého studia.

**ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

<b>AUTOR</b>	Příjmení Matějka	Jméno Tomáš
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2341 Energetické stroje a zařízení	
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Žitek, Ing.	Jméno Pavel
<b>PRACOVNÍŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKE	
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>
		<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Experimentální výzkum proudění nadbandážovou ucpávkou oběžného kola vzduchové turbíny	

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

**POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)**

<b>CELKEM</b>	42	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	37	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	5
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>	Tato bakalářská práce se zabývá rešerší používaných nadbandážových ucpávek, rozbořem několika odborných článků a konstrukční úpravou experimentální turbíny VT-400.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	nadbandážová ucpávka, turbína, voštinová ucpávka, labyrintová ucpávka

**SUMMARY OF BACHELOR SHEET**

<b>AUTHOR</b>	Surname Matějka	Name Tomáš
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 Design of Power System Machines and Equipment	
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Žitek, Ing.	Name Pavel
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b> <b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Experimental research of tip leakage flow in circular wheel of air turbine	

<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>	42	<b>TEXT PART</b>	37	<b>GRAPHICAL PART</b>	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>	
<b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This bachelor thesis deals with research of used tip leakage seals, analysis of some papers on this topic and redesign of experimental turbine VT-400.
<b>KEY WORDS</b>	Tip leakage seal, turbine, honeycomb seal, labyrinth seal

## Seznam použitých veličin

Značka	Jednotka	Název
$\xi$	[-]	ztráty v turbíně
$\alpha$	[°]	úhel
$\rho_m$	[-]	reakční stupeň
$l$	[mm]	šířka, délka
$d$	[mm]	průměr
$k_p$	[-]	koeficient míšení proudu z ucpávky a hlavního proudu
$k_u$	[-]	opravný součinitel
$\delta$	[mm]	vůle v ucpávce
$\eta$	[-]	účinnost
$\mu$	[-]	koeficient průtočného množství
$D$	[MPa]	pevnost
$G_{thr}$	[-]	relativní prahové průtočné množství páry
$p$	[MPa]	tlak
$i$	[J.m <sup>-1</sup> ]	měrná entalpie
$s$	[J.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	měrná entropie
$c$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost
$v$	[m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]	měrný objem



## Obsah

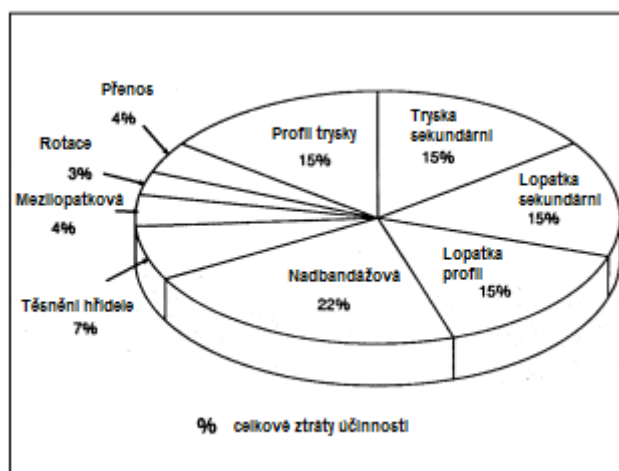
1	Úvod.....	- 1 -
2	Používané nadbandážové ucpávky.....	- 3 -
2.1.	Labyrintové ucpávky.....	- 4 -
2.1.1.	Výpočet ztráty.....	- 8 -
2.2.	Nepřesné labyrintové ucpávky.....	- 9 -
2.3.	Kartáčové ucpávky.....	- 9 -
2.4.	Voštinové ucpávky.....	- 12 -
2.5.	„Hole-pattern“ ucpávky.....	- 14 -
3	Experimentální výzkum proudění nadbandážovými ucpávkami.....	- 15 -
3.1.	Výběr labyrintových ucpávek v parních turbínách (A. G. Kostyuk) [12].....	- 15 -
3.1.1.	Úvod.....	- 15 -
3.1.2.	Srovnání ucpávek podle jejich účinnosti.....	- 17 -
3.1.3.	Dynamické charakteristiky ucpávek (vliv na vibrační stabilitu).....	- 19 -
3.1.4.	Porovnání operační trvanlivosti ucpávek.....	- 20 -
3.1.5.	Porovnání VMS a voštinových ucpávek.....	- 21 -
3.1.6.	Závěr.....	- 21 -
3.2.	Experimentální vyšetření těsnícího účinku voštinových ucpávek (X. Yuan, Y. Jin) [13].....	- 21 -
3.2.1.	Testovací zařízení.....	- 22 -
3.2.2.	Výsledky testu.....	- 23 -
3.2.3.	Vliv rychlosti rotoru.....	- 24 -
3.2.4.	Vliv velikosti buňky.....	- 24 -
3.2.5.	Vliv velikosti ucpávkové mezery.....	- 25 -
3.2.6.	Analýza výsledků.....	- 25 -
3.2.7.	Závěr.....	- 28 -
4	Konstrukční návrh úprav turbíny VT-400.....	- 29 -
4.1.	Varianta 1.....	- 29 -
4.2.	Varianta 2.....	- 30 -
4.3.	Varianta 3.....	- 31 -
4.4.	Zhodnocení variant.....	- 32 -
5	Závěr.....	- 33 -

Seznam použité literatury .....	- 34 -
Seznam tabulek .....	- 37 -
Seznam příloh.....	- 37 -

## 1 Úvod

Mezi starosti současného světa a vědy patří dostačující výroba energie, jíž si její uživatelé žádají stále více. Jedním z nástrojů pro její výrobu jsou lopatkové stroje. Tato bakalářská práce pak pojednává o části lopatkových strojů, a sice o turbínách. Aby za jejich pomoci mohlo být vyráběno co nejvíce energie, je potřeba, aby turbíny měly co největší účinnost. Jedním ze způsobů, jak ji zvýšit, je zamezit únikům páry z lopatkové řady uvnitř stupně.

Pára totiž proudí turbínou nejen skrz rozváděcí a oběžné lopatky, což je žádoucí, ale dochází i k jejím únikům jinými prostory. Pro co nejmenší ztrátu přetékáním páry přes okraje lopatek a zmenšení průtoku mimo lopatkovou řadu je používáno nadbandážových ucpávek. Jejich správné použití může mít za následek až 20% zmenšení ztrát. Na obrázku č. 1-1 lze vidět podíl úniku páry nad lopatkou („tip leakage“) na celkových ztrátách ve stupni typické turbíny. Tyto úniky páry pak mají rozhodující vliv na ztráty především ve stupních s kratšími lopatkami. [1]



Obrázek 1-1 - procentuální podíl ztrát ve stupni typické turbíny. [PASTRANA, Ryan M., Christopher E. WOLFE, Norman A. TURNQUIST a Mark E. BURNETT. *IMPROVED STEAM TURBINE LEAKAGE CONTROL WITH A BRUSH SEAL DESIGN*. 2002.]

Ke snížení účinnosti turbíny nedochází však pouze v důsledku menšího hmotnostního průtoku páry mimo lopatkovou řadu. Tento jev má totiž i několik dalších nežádoucích účinků. Jedná se například o tvoření vírů za lopatkou, které pak negativně ovlivňují výkon turbíny. Zároveň pak únik páry zmenšuje životnost turbíny tvořením vírů, které způsobují nestacionarity v rotaci lopatek a přispívají k rozkmitávání rotoru. Toto jsou důvody, proč je důležité věnovat nadbandážovým ucpávkám pozornost.

Tato bakalářská práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část, které se obě věnují právě nadbandážovým ucpávkám. První část teoretické oblasti se zabývá rešerší nadbandážových ucpávek, jež jsou běžně používány v současných parních turbínách.

Dále se teoretická část práce věnuje rešerši experimentálního výzkumu proudění nadbandážovou ucpávkou a rozboru současného výzkumu v této oblasti.

Závěrečná praktická část práce je zaměřena na návržení úprav jednostupňové turbíny VT-400, jež by na ní umožnily výzkum proudění v nadbandážových ucpávkách.

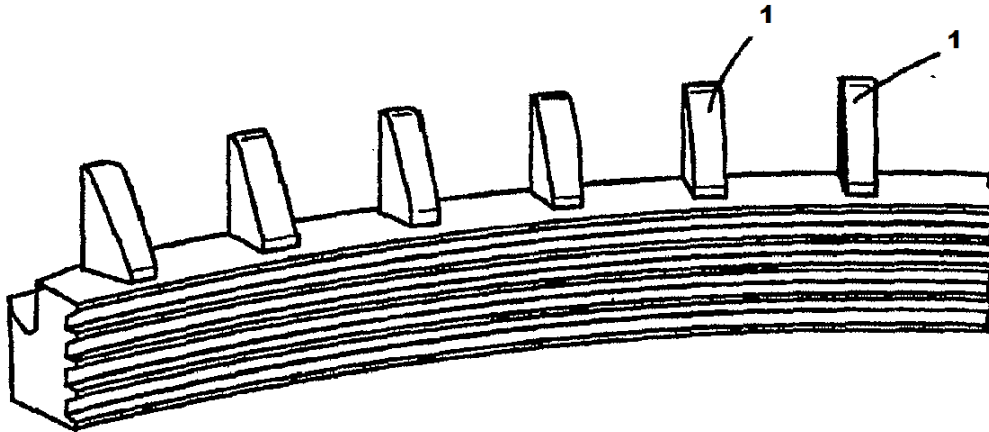
## 2 Používané nadbandážové ucpávky

Nadbandážové ucpávky jsou používány v hojné míře v parních turbínách, kde zamezují úniku páry z optimálního směru. Je používáno několik typů nadbandážových ucpávek. Použití jednotlivých typů závisí na faktorech jako je vzdálenost stupně turbíny od axiálního ložiska, konstrukce turbíny, teplotní roztažnost materiálu, vyváženost rotoru atp. Vůle mezi ucpávkou a lopatkou se pohybuje v řádech desetin milimetru. Při výběru vhodné ucpávky je také nutno dbát na ekonomickou výhodnost a dostupnost řešení. Jelikož jsou nadbandážové ucpávky jedním z nejčastěji vyměňovaných prvků při modernizaci turbíny, je za této situace nutno brát v potaz také původní konstrukci zařízení a uzpůsobit jí výběr ucpávky.

Jedním z nejpoužívanějších způsobů upevnění ucpávek jsou násuvné prstence, jež jsou nasunuty a ukotveny ve statoru T-nožkou podobně jako například lopatky turbíny k rotoru. Prsteneček bývá často dělený, aby bylo možné jej nasunout do statoru.

Nadbandážové ucpávky mohou být tvarovány i tak, aby neplnily pouze svou primární funkci, tedy zamezení únikům páry, ale například i vzniku nepříznivých vírů, které by potenciálně mohly ohrozit provoz zařízení. Jednou z možností, jak toho dosáhnout jsou například hroty na ucpávkách, jež se nazývají brzdičky (v anglické literatuře „swirl brakes“). Často se také používají kombinace různých typů ucpávek.

Na obrázku jsou patrné břity klasických labyrintových ucpávek, na něž navazují hroty brzdiček (na obrázku označeny jako číslo 1), jejichž úkolem je zabránění tvorbě vírů.

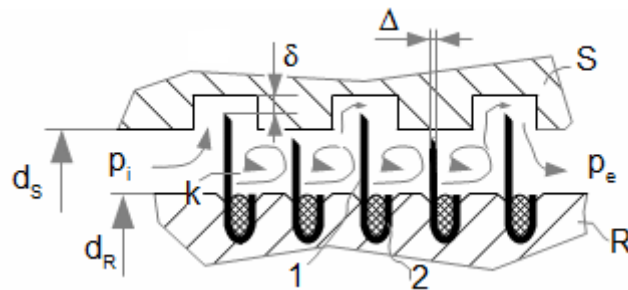


Obrázek 2-1 - labyrintové ucpávky s brzdičkami. [VANNINI, Giuseppe a Lorenzo NALDI. *Systems and methods for swirl brake tapering*. 2012.]

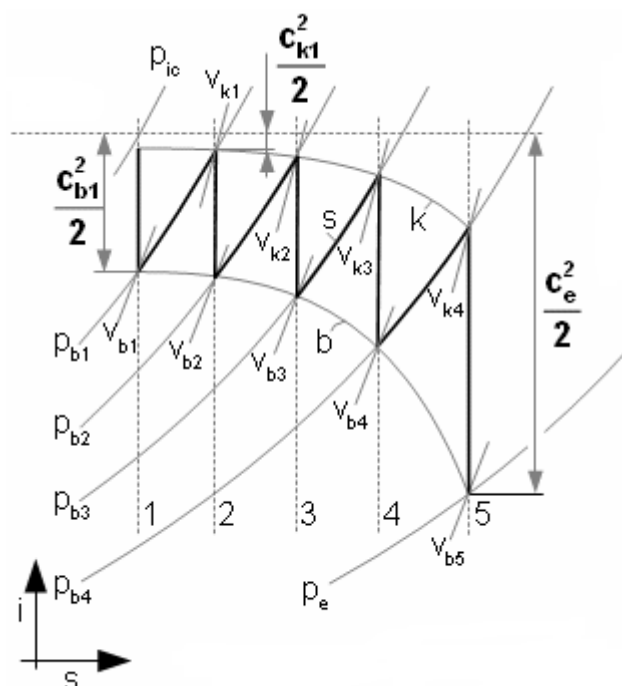
## 2.1. Labyrintové ucpávky

Labyrintové ucpávky jsou základem pro ostatní druhy ucpávek, jež jsou založeny na podobném principu. Jsou jednou z nejpoužívanějších variant nadbandážových (ale i rotorových) ucpávek. Používají se v blízkosti axiálních ložisek, neboť k jejich bezproblémovému chodu je zapotřebí pouze malého osového posunu. Ten může totiž způsobit kontakt výstupku na rotoru a břitu, což může vést k poškození břitu. Z tohoto důvodu se pro břity používá měkčího materiálu než pro rotor. Většinou se jedná o nerezovou ocel s různými příměsemi (typicky chrom) a povrchovými úpravami. Často se používá plech, který je zatěmován do prstence, břity však mohou být také například vysoustruženy. Břítová konstrukce zajišťuje, že v případě kontaktu rotoru s břitem dojde pouze k obroušení břitu a nemusí dojít k zadření rotoru případně k jinému poškození zařízení. [2] Mezera mezi břitem a rotorem se pohybuje v řádech desetin milimetrů. Pro ještě větší zmenšení prostoru mezi statorem a rotorem se také používají brusitelné povlaky. Dojde-li při jejich užití ke kontaktu břitu a rotoru, povlak je pouze obroušen a nedojde tak k poškození ucpávky ani lopatky rotoru, zároveň je však při ideálním provozu dosaženo menších mezer mezi břitem a bandáží lopatky. [3]

Tyto ucpávky jsou tvořeny řadou po sobě následujících velmi malých průtočných průřezů a v poměru k nim rozměrných komor. Této konfigurace je dosaženo pomocí těsnících břitů, jejichž ostří až na malou vůli přiléhají k lopatce turbíny, na jejímž konci je bandáž, která je vytvarována jako protikus vůči břitům. Při průchodu místním zúžením se proud páry urychlí a v rozšířeném prostoru za břitem se kinetická energie mění vířením v energii tepelnou. Při průchodu další břitovou mezerou se pára opět urychlí a v další komůrce dojde opět k přeměně energie na tepelnou. Na principu střídavého urychlování proudu a následného maření jeho energie je založeno fungování labyrintových ucpávek. Tento princip je znázorněn na obrázcích 2-2 a 2-3. Čím více břitů ucpávka má, tím větší odpor má a tím méně páry jí proteče. [4]

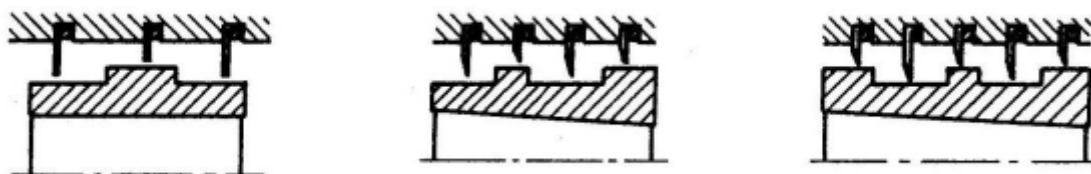


Obrázek 2-2 - příklad konstrukce labyrintové ucpávky, princip její funkce. (1) břit z tenkého plechu, (2) temovací drát, (S) stator, (R) rotor, (k) komůrka,  $d_s$  - průměr statoru,  $d_r$  - průměr rotoru,  $z$  - počet břitů,  $\Delta$  - šířka břitu,  $\delta$  - minimální radiální mezera,  $p_i$  - vstupní tlak páry,  $p_e$  - výstupní tlak páry. [ŠKORPÍK, Jiří. Škracení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006-01. Brno: Jiří Škorpík, [online]. [cit. 2017-05-02] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/37.html>.]



Obrázek 2-3 - i-s diagram maření kinetické energie v ideální labyrintové ucpávce s 5 břity. [ŠKORPÍK, Jiří. Škrčení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006-01. Brno: Jiří Škorpík, [online]. [cit. 2017-05-02] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/37.html>.]

V ucpávce z obrázku 2-3 probíhá škrčení z tlaku  $p_{ic}$  na tlak  $p_e$ . Písmenem  $s$  je popsán průběh změny statického stavu plynu během škrčení,  $b$  je křivka stavů plynu na vrcholech břitů,  $k$  je křivka stavů plynu v komůrkách mezi břity, těmito písmeny jsou pak indexovány jednotlivé veličiny, které popisují stav plynu v jednotlivých místech.



Obrázek 2-4 - labyrintová ucpávka. [PAVEL, Žitek. *Parní turbíny*. Katedra energetických strojů a zařízení, 2016.]

Na obrázku 2-4 jsou patrné břity, které těsně doléhají na tvarovanou bandáž na konci lopatky. Jsou používány různé tvary bandáží a jim odpovídající břity. Břítů bývá používáno různé množství. Obecně platí přímá úměra mezi počtem břitů a snížením hmotnostního průtoku ztrátové páry. V praxi se jich však používá jen omezené množství, protože při určitém počtu



břítů je snížení hmotnostního průtoku neúměrně malé v poměru k zabranému prostoru. Zároveň je počet břitů omezen prostorem v turbínovém stupni. Hlavní výhodou labyrintových ucpávek je pak jednoduchost konstrukce, spolehlivost, vysoká teplotní odolnost a široká oblast využití z hlediska tlakového poměru.

Labyrintových ucpávek existuje celá řada variant a modifikací. Výrobou labyrintových ucpávek pro turbíny se zabývá několik společností (např. STAR Turbine, Power Plant Services atd. ). Firma Turbo Parts pak přišla na trh s netradiční variantou tvarovaného břítu (tzv. Vortex Shedder). Na něm jsou po obvodu vytlačeny prohlubně, které na přítokové straně ucpávky uměle vytvářejí malé víry. Tyto víry vytvářejí na břítu tlakovou bariéru, jež přispívá k eliminaci tlakového rozdílu po obvodu břítu. Při použití této varianty je prokázáno zvýšení účinnosti turbíny podle její konstrukce o 1,5 - 4,5%. Dalším benefitem je pak prodloužení životnosti ucpávky. [5]



**Obrázek 2-5 - tvarovaný břit labyrintové ucpávky firmy Turbo Parts. [MDA Turbines [online]. 2016 [cit. 2017-06-02]. Dostupné z: [https://www.mdaturbines.com/wp-content/uploads/2014/02/Vortex\\_Shedder.jpg](https://www.mdaturbines.com/wp-content/uploads/2014/02/Vortex_Shedder.jpg)]**

Břity labyrintové ucpávky jsou dodávány ve formě jednotlivých břitových prstenců (jako např. na obrázku 2-3), které mohou být skládány za sebe, nebo ve větších celcích, kdy je několik břitů součástí jednoho prstence (obrázek 2-1). Jednou z variant jednotlivých břitů jsou břity anglickou terminologií nazývané „J-strips“ (obrázek 2-2). Jedná se o tenké proužky

materiálu, které jsou zasazeny do prstence ve statoru a jak napovídá název, jsou ve tvaru písmene „J“.

### 2.1.1. Výpočet ztráty

Ztráta v labyrintových ucpávkách se podle V. A. Ščegljajeva vypočítá na základě poměrné velikosti hmotnostního průtoku a termodynamické lopatkové účinnosti podle následujícího vzorce:

$$\xi'_{ou} = \frac{\Delta m_{ou}}{m_1} \eta_{ld}^l \quad (1),$$

kde  $\xi'_{ou}$  je ztráta v nadbandážových ucpávkách,  $\frac{\Delta m_{ou}}{m_1}$  je poměrná velikost hmotnostního průtoku,  $\eta_{ld}^l$  je lopatková termodynamická účinnost stupně.

Pro dosažení do finální podoby vzorce je potřeba definovat veličinu velikost ekvivalentní radiální mezery:

$$\frac{1}{\delta_{EKV}} = \sqrt{\frac{1}{\mu_a^2 (\delta_a^0)^2} + \frac{z_r}{\mu_r^2 k_u^2 \delta_r^2}} \quad (2),$$

kde  $\delta_{EKV}$  je velikost radiální ekvivalentní mezery,  $\mu_a$  je součinitel průtoku osovou mezerou,  $\mu_r$  je součinitel průtoku radiální mezerou,  $\delta_a^0$  je velikost axiální mezery,  $\delta_r$  je velikost radiální mezery,  $k_u$  je opravný součinitel pro výpočet průtoku páry nepravou ucpávkou. Zavedeme zjednodušení  $\mu_r \approx 0,8$  a  $k_u = 1$  a spolu s (2) dosadíme do upravené rovnice (1).

$$\xi'_{ou} = \frac{\pi d_0 \delta_{EKV}}{\mu_1 S_1} \frac{\sqrt{2 \bar{h}_0 \rho_0}}{\sqrt{2 \bar{h}_0 (1 - \rho_m)}} \frac{(v_{1s})_m}{v_{2s}} \eta_{ld}^l \quad (3),$$

kde  $d_0$  je vnitřní průměr ucpávky,  $\mu_1$  je součinitel průtoku rozváděcí mříže,  $S_1$  je výstupní plocha z rozváděcích mříží,  $\bar{h}_0$  je tepelný spád stupně vztažený k parametrům zabrzděného vstupního proudu,  $\rho_0$  je špičkový reakční stupeň,  $\rho_m$  je střední reakční stupeň,  $(v_{1s})_m$  je měrný objem před ucpávkou a  $v_{2s}$  je měrný objem za ucpávkou.

U malých teplotních spádů  $\bar{h}_0$  si můžeme dovolit zanedbat rozdíl měrných objemů  $v_{1s}$  a  $v_{2s}$ .

Dalším zjednodušením, které může být zavedeno, je  $\mu_1 \approx 1$ . Po zjednodušení dostaneme následující tvar rovnice:

$$\xi'_{ou} = \frac{\pi d_0 \delta_{EKV}}{S_1} \sqrt{\frac{\rho_0}{1 - \rho_m}} \eta_{td}^l \quad (4).$$

Výraz pod odmocninou lze dále zjednodušit:

$$\frac{\rho_0}{1 - \rho_m} \approx \rho_m + 1,8 \frac{l}{d} \quad (5),$$

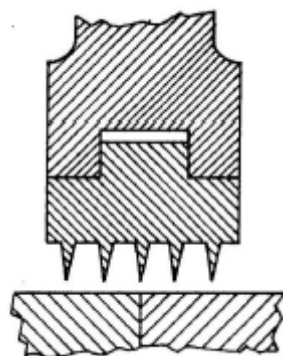
kde  $d$  je průměr mezi ucpávkou a rotorem a  $l$  je délka lopatky.

Výsledný vztah tedy vypadá následovně:

$$\xi'_{ou} = \frac{\pi d_0 \delta_{EKV}}{S_1} \sqrt{\rho_m + 1,8 \frac{l}{d}} \eta_{td}^l \quad (6).$$

## 2.2. Nepravé labyrintové ucpávky

Tyto ucpávky jsou zjednodušenou variantou labyrintových ucpávek. Používají se ve větší vzdálenosti od axiálních ložisek, kde dochází k většímu osovému posunu a mohlo by tak snáze dojít ke kontaktu ucpávky a rotoru. Aby tedy bylo zamezeno poškození břitů, není rotor odstupňován, ale je hladký. Nevýhodou této ucpávky oproti labyrintovým ucpávkám s odstupňovaným tvarem rotoru je menší účinnost. Kinetická energie proudu se totiž nestačí přeměnit tak účinně do energie tepelné, protože proud vytékající ze štěrbin se neohýbá a pára tak proudí k další štěrbině se značnou počáteční rychlostí.

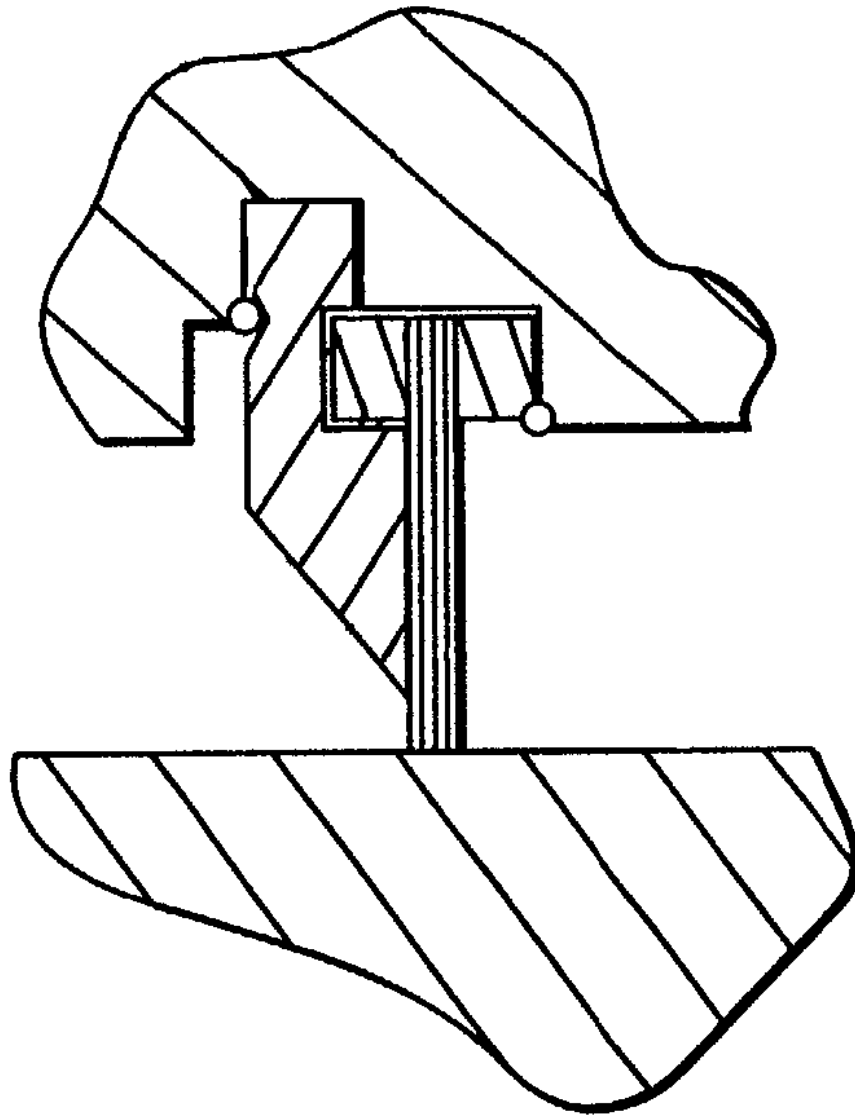


Obrázek 2-6 - nepravá labyrintová ucpávka. [PAVEL, Žitek. *Parní turbíny*. Katedra energetických strojů a zařízení, 2016.]

## 2.3. Kartáčové ucpávky

Další modifikací ucpávek jsou takzvané kartáčové ucpávky. Tyto ucpávky jsou navrženy tak, aby eliminovaly jednu ze zásadních nevýhod klasických labyrintů, a to jejich geometrickou stálost v souvislosti s pojmáním vychylování rotoru. Díky poddajnosti kartáčových ucpávek

(respektive jejich schopnosti ohýbat se) je radiální mezera mezi kartáčem a bandáží menší než u labyrintové ucpávky a jsou tak značně redukovány prostory, kudy uniká pára a tím je zvýšena účinnost turbíny. [6]

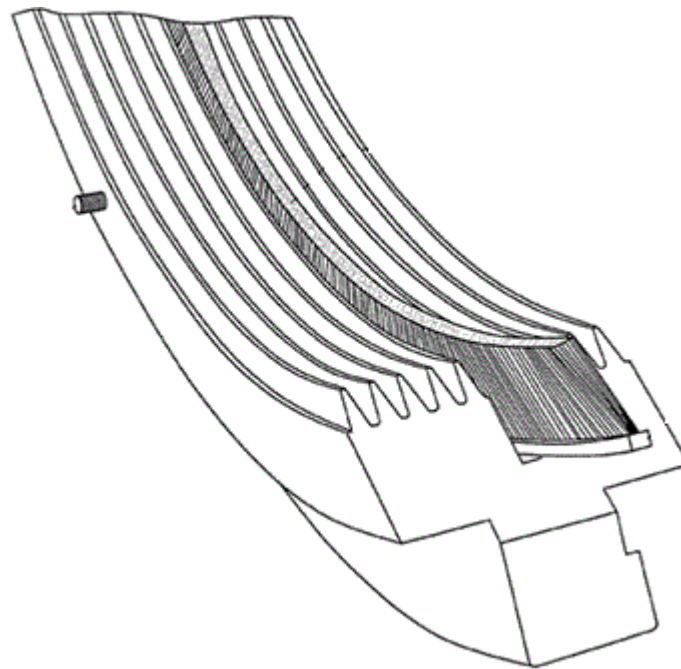


**Obrázek 2-7 - detail břítu kartáčové ucpávky. [WOLFE, Christopher E., Norman A. TURNQUIST, Frederick G. BAILEY a Robert SKINNER. *Bucket tip brush seals in steam turbines and methods of installation*. 2000.]**

Používané kartáče jsou složeny z tisíců hustě koncentrovaných drátových vláken (jsou vidět na obrázku 2-7), jež jsou z obou stran jištěny dvěma kovovými destičkami. Pára proniká prostorem pod štětinami a mezi štětinami, které jsou samozřejmě uzpůsobeny tak, aby jí

pronikalo co nejméně. Narozdíl od klasických labyrintových ucpávek, které jsou určeny k bezkontaktnímu utěšňování, jsou kartáčové ucpávky navrženy pro přímý dotyk s rotorem. Flexibilita drátových vláken dovoluje ucpávce, aby se automaticky přizpůsobila k pojmutí výchylek rotoru. Typicky se jedná o výchylky při najíždění a odstavování turbíny nebo procházení oblastí kritických vibrací. Při těchto událostech mohou být klasické labyrinty poškozeny, kdežto kartáčová ucpávka si svou těsnící kapacitu zachová. [7]

Kartáčové segmenty mohou být implementovány do již existující turbíny při rekonstrukci či údržbě. Používají se i v kombinaci s labyrintovými ucpávkami, jak je vidět na obrázku 2-8. Za použití kartáčů mohou být úniky labyrintovou ucpávkou sníženy až o 80% a účinnost turbíny může být tak zvýšena o 0,7-1,1%. [8]



**Obrázek 2-8 - kartáčové ucpávky v kombinaci s labyrintovou ucpávkou. [MENENDEZ, R.P. a H. KING. *Engineering Analyses for Gas Pocket Damper Seals and Combined Labyrinth-Brush Seals* [online]. 2004 [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: [http://rotorlab.tamu.edu/tribgroup/Proj\\_Gas%20Pocket%20Damper%20Seals.htm](http://rotorlab.tamu.edu/tribgroup/Proj_Gas%20Pocket%20Damper%20Seals.htm)]**

Zatímco hřídelové kartáčové ucpávky jsou dnes již hojně průmyslově využívány, nadbandážové jsou stále ve vývoji a jejich využívání není tolik rozšířeno. Jedním z problémů je například fakt, že hřídelové ucpávky kloužou po hladkém souvislém povrchu, kdežto nadbandážové ucpávky jsou v kontaktu s přerušovaným povrchem mezi bandážemi

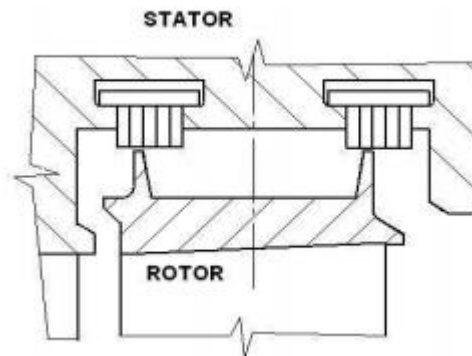
jednotlivých lopatek. Tyto mezery pak způsobují vytrhávání štětin kartáče, čímž snižují účinnost i životnost ucpávky. Vývojáři se snaží jak zdokonalit současnou konstrukci, tak rozšířit možnost použití těchto ucpávek. [9]

## 2.4. Voštinové ucpávky

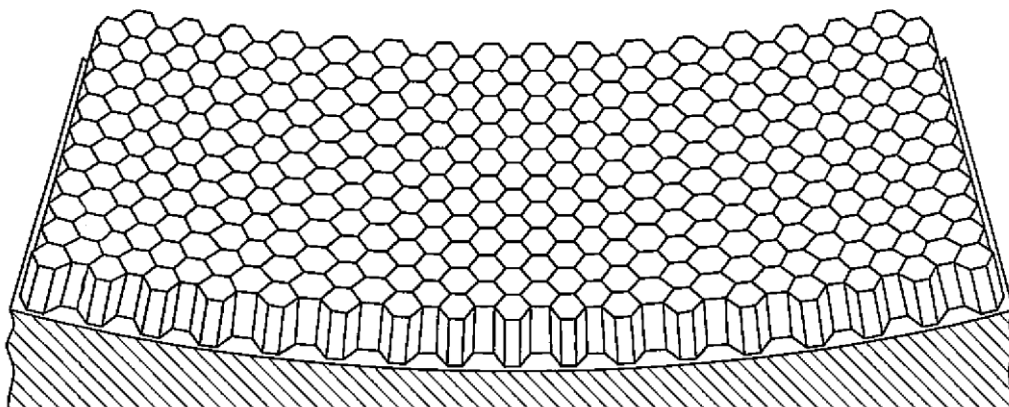
Voštinové ucpávky jsou kruhové pásy ve tvaru včelích voštin upevněné na statoru. Na bandáži na konci lopatky jsou pak upevněny břity jako protikus. V případě kontaktu břitu a voštiny se břit do ucpávky pouze zařízne a nedojde k žádnému negativnímu ovlivnění funkce. Případný zářez ve voštině ani nezhorší účinnost ucpávky. Dvojice břit a voština tak tvoří provozně bezpečnou ucpávku. Tyto ucpávky jsou v současné době osazovány do nových turbín a do turbín rekonstruovaných a modernizovaných, kdy jsou opotřebované labyrintové ucpávky nahrazovány modernějšími voštinovými, které podle výzkumů zvyšují účinnost turbíny o hodnotu kolem 1%. [10]

Voštinová ucpávka je složena z kovových pásků, jež jsou spojeny bodovými svary nebo jsou k sobě pájeny. Tyto pásy jsou vytvarovány tak, aby po svaření vytvořily hexagonovou strukturu podobnou včelím plástvím. Při spojování dvou pásků je důležité dbát na správné množství spojovacího materiálu. Ten je totiž velmi tvrdý (často tvrdší než materiál spojovaných pásků), protože musí odolat podmínkám v turbíně. Je-li tohoto materiálu použito více, než je nutno, může dojít ke kontaktu lopatky nejen s obrusitelnou částí ucpávky, ale i s pojícím materiálem, což může plynout k poruše zařízení.

Voštinová struktura je ve většině aplikací využívána především pro své dobré mechanické vlastnosti v porovnání s malou váhou, v ucpávkové aplikaci je však využíváno především toho, že se břit do ucpávky může zaříznot prakticky bez negativního efektu, jak je zmiňováno výše. [11]

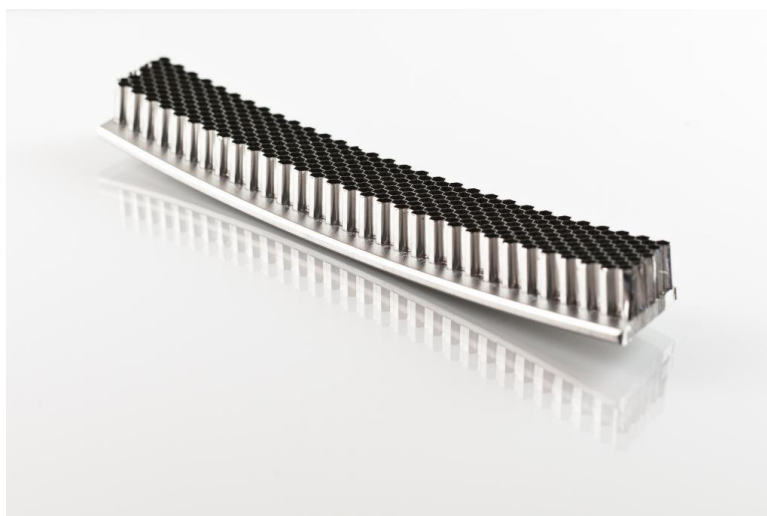


Obrázek 2-9 - dvojice voštinová ucpávka - břit. [ŠKORPÍK, Jiří. Škrčení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006-01. Brno: Jiří Škorpík, [online]. [cit. 2017-05-02] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/37.html>.]



Obrázek 2-10 - struktura voštinové ucpávky. [CAVANAUGH, Dennis William, Vinod P. PAREEK, Nuo SHENG, Surinder PABLA a Daniel J. DORRIETY. *Method for coating honeycomb seal using a slurry containing aluminum*. 2009.]

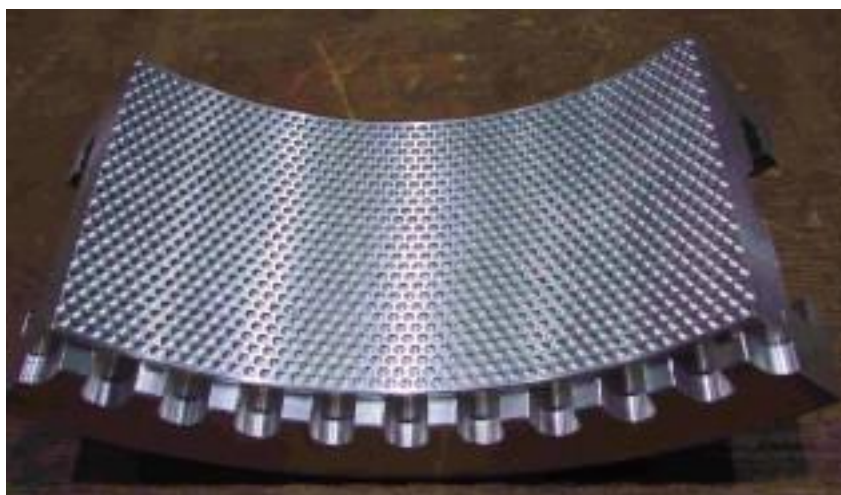
Výrobou voštinových ucpávek se zabývá několik firem jako například VAC Aero International, Indy Honeycomb, Bearings Plus, Corry Manufacturing Company nebo Senior Bosman Aerospace.



Obrázek 2-11 - voštinová ucpávka firmy Corry Manufacturing Company. [*Honeycomb Seal Assemblies* [online]. [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: [http://www.corrymfg.com/images/honey/img1\\_3.jpg](http://www.corrymfg.com/images/honey/img1_3.jpg)

## 2.5. „Hole-pattern“ ucpávky

Další variantou nadbandážových ucpávek jsou hole pattern seals. Jedná se prakticky o zjednodušené voštinové ucpávky. Struktura těchto ucpávek není tvořena hexagony, nýbrž kruhovými buňkami. Tyto buňky však nejsou tvořeny spájením pásů materiálů jako u voštinových ucpávek, ale ubráním materiálu z kovové masy. Mezery, které by zákonitě vznikaly mezi kruhovými buňkami, jsou tak zaplněny neubraným materiálem masy.



Obrázek 2-12 - segment „hole-pattern“ ucpávky. [BIDAUT, Yves a Urs BAUMANN. *Improving the Design of a High Pressure Casing With the Help of Finite Element Analysis to Ensure the Rotor Dynamic Stability of a High Pressure Centrifugal Compressor Equipped With a Hole Pattern Seal*. 2011.]



### **3 Experimentální výzkum proudění nadbandážovými ucpávkami**

Experimentální výzkum nadbandážových ucpávek se zabývá jejich nejrůznějšími aspekty. Jedním z nejpodstatnějších aspektů pro praktické využití je těsnicí schopnost ucpávky (tedy co nejmenší hmotnostní průtok páry ucpávkou). K tomuto aspektu se vážou další zkoumané vlastnosti jako tvar břitů, počet břitů, velikost a výška buňky voštin u voštinových ucpávek, hustota kartáče a tloušťka jednotlivých štětín u kartáčových ucpávek.

Další velmi důležitou vlastností ucpávky je její životnost, výzkum se tedy zabývá vývojem materiálů a povlaků, které co nejdéle odolají podmínkám v turbíně při tvarové stálosti a zachování mechanických vlastností ucpávky.

Jedním z velmi důležitých faktorů je také míra ovlivnění celkového provozu turbíny použitou ucpávkou, zejména z hlediska vibrační stability. Použití nesprávné ucpávky může v určitých případech zapříčinit nežádoucí buzení nízkofrekvenčních vibrací.

Následující kapitola se zabývá rozbohem několika výzkumů, které se zabývají výše zmíněnými aspekty nadbandážových ucpávek a porovnávají různé typy ucpávek.

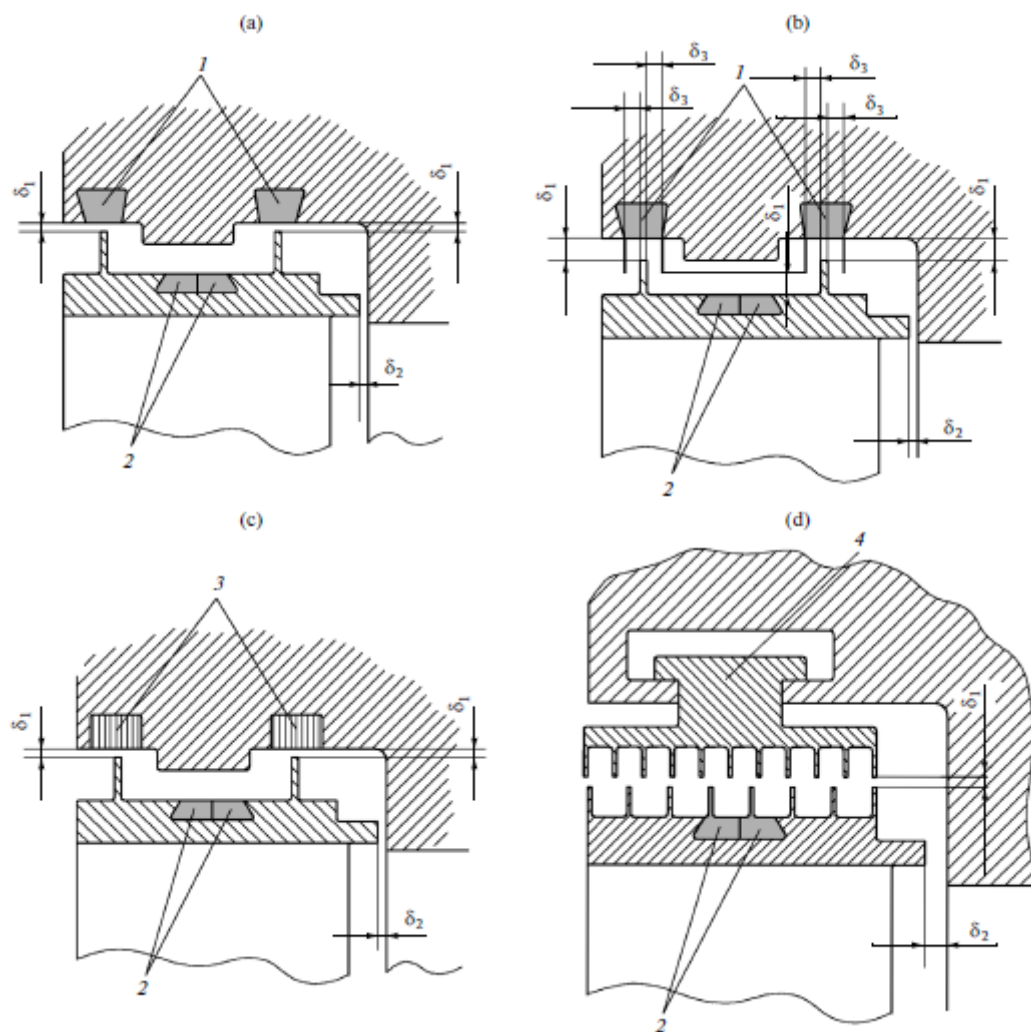
#### **3.1. Výběr labyrintových ucpávek v parních turbínách (A. G. Kostyuk) [12]**

##### **3.1.1. Úvod**

Tento výzkum se zabývá srovnáním charakteristik několika typů nadbandážových ucpávek. Srovnávané vlastnosti jsou účinnost, vibrační stabilita, operační trvanlivost, opravitelnost a cena, mezi srovnávanými ucpávkami jsou pak labyrintové a voštinové. Výzkum se také zabývá podmínkami, při nichž je vhodné nahradit konvenční (labyrintové) ucpávky za voštinové, doporučuje použití vícebřítových ucpávek s variabilní roztečí.

A. G. Kostyuk uvádí, že ztráty nadbandážovou ucpávkou jsou 2 - 5krát větší než ztráty jinými úniky páry, a proto je nutné jim věnovat hlavní pozornost.

První testovaná ucpávka je konvenční labyrintová ucpávka používaná do konce šedesátých let ve vysoko- a střednětlakých turbínách (s různými modifikacemi i v nízkotlakých). Druhá testovaná ucpávka je axiálně radiální. Byla vyvinuta ruskými inženýry z Ural Turbine Works a Moscow Power Engineering Institute, když objevili problém samobuzených nízkofrekvenčních vibrací při zdokonalování tehdejších turbín T-250/300-23.5. Tato ucpávka se vyznačuje velkou radiální mezerou a poměrně menší axiální mezerou. Budící síla za použití těchto ucpávek je pak v kontrolním stupni sledované turbíny K-300-23.5 více než 5krát menší než v případě prvního typu. Třetí ucpávka je voštinová. Proti dvěma břitům bandáže jsou po obvodu vsazeny dva voštinové pásy. Poslední ucpávka je pak několikabřítová. Vzdálenost břitů ucpávky a bandáže je variabilní. Bandáž je v tomto případě odlišná od ostatních variant ve větším počtu břitů. Bandáže v prvních třech případech jsou identické. Pro srovnávání jednotlivých ucpávek je použit šestý vysokotlaký stupeň turbíny LMZ K-300-23.5. Schémata jednotlivých ucpávek jsou na obrázku 3-1.



Obrázek 3-1 - porovnávané typy ucpávek. (a) Konvenční, (b) axiálně-radiální, (c) voštinová, (d) vícebřítová s variabilní vůlí. (1) Cermetové vložky, (2) vlhčící vložky, (3) voštinové vložky, (4) segmenty samousazování v operační pozici.  $\delta_1$  je radiální vůle ucpávek,  $\delta_2$  a  $\delta_3$  jsou axiální vůle v ucpávkách.

### 3.1.2. Srovnání ucpávek podle jejich účinnosti

Účinnost ucpávek je dána ztrátou ve stupni. Ta se podle Kostyuka vypočítá jako

$$\zeta_p = \frac{1}{\sin \alpha_1} \left( \rho_m + 1.7 \cdot \frac{l_1}{d} \right)^{1/2} (1 + k_{p,l}) \frac{\delta_{eff}}{l_1} \left( \frac{d_p}{d} \right),$$

kde  $\zeta_p$  jsou ztráty ve stupni turbíny únikem ucpávkou,  $\alpha_1$  je úhel odtoku proudu z trysky středního průměru,  $l_1$  axiální šířka lopatky,  $d$  je střední průměr odtoku proudu z ucpávky,  $k_{p,l}$  je koeficient míšení proudu z ucpávky s hlavním proudem,  $\delta_{eff}$  je efektivní vůle ucpávky a  $d_p$  je periferní náběžný průměr.

Vliv ztráty na účinnost stupně je pak dán vztahem

$$\eta'_{r,i} = \eta_{r,b} (1 - \zeta_p),$$

kde  $\eta'_{r,i}$  je účinnost stupně turbíny a  $\eta_{r,b}$  je relativní účinnost lopatek stupně.

Pro tento experiment jsou ve všech čtyřech případech parametry stejné, pouze  $\delta_{\text{eff}}$  se v jednotlivých případech liší. Společné parametry mají hodnoty uvedené v tabulce 1. Parametr  $\mu_2$  (koeficient průtoku v axiální ucpávce) se vztahuje pouze na axiální ucpávku.

$l_1$	61 mm	$k_{p,1}$	0,1
$\alpha_1$	14°	$d_p$	0,935
$\rho_m$	0,25	$\delta_2$	2,5 mm
d	0,874 m	$\mu_2$	0,47

**Tabulka 3-1 - parametry ucpávek**

Se stejnými hodnotami  $\delta_1 = 1,2$  mm jsou ztráty pro konvenční a voštinové ucpávky přibližně stejné ( $\eta'_{r,i} \approx 0,88$ ). Pokud zmenšíme velikost mezer ve voštinové ucpávce na  $\delta_1 = 0,6$  mm, sníží se ztráty v této ucpávce na dvě třetiny ztrát v konvenční ucpávce s  $\delta_1 = 1,2$  mm. Účinnost celého stupně turbíny se pak v porovnání s konvenční ucpávkou zvýší o 1%. Ve srovnání s voštinovou ucpávkou ( $\delta_1 = 1,2$  mm) se jako ještě efektivnější jeví ucpávka s variabilní vzdáleností mezi ucpávkou a bandáží (dále VMS). Její ztráty jsou 2,5krát menší a účinnost stupně pak stoupne ještě o 2%. Při snížení velikosti mezery voštinové ucpávky na  $\delta_1 = 0,6$  mm jsou ztráty při použití VMS 1,5krát menší a účinnost je vyšší o 1%. Jelikož účinnost vysokotlakého šestého stupně je téměř identická jako průměrná účinnost těchto vysokofrekvenčních částí, platí hodnoty uvedené v tabulce 2 celou vysokotlakou část turbín K-30023.5 a T-250/300-23.5. Tato tabulka reprezentuje číselné vyjádření výše popsaných výsledků.

Indikátor	Typ ucpávky					
	konvenční	axiálně-radiální	voštinová		VMS	
$\delta_1$ [mm]	1,2	5,0	0,6	1,2	0,6	1,2
$\mu_1$ [-]	0,725	0,7	0,875	0,815	0,75	0,75
$\delta_{\text{eff}}$ [mm]	0,678	0,715	0,452	0,731	0,231	0,289
$\zeta_p$ [-]	0,0328	0,0346	0,0219	0,0354	0,0112	0,0140
$\eta'_{r,i}$ [-]	0,880	0,878	0,890	0,878	0,900	0,897

**Tabulka 3-2 - porovnání účinností ucpávek při různých vůlích**

Z této části výzkumu vyplývá, že za použití voštinových ucpávek ve vysokotlaké části turbíny a zmenšení jejich radiální vůle na 0,6 mm je na 300 MW turbíně s nadkritickým tlakem možné dosáhnout nárůstu účinnosti o 1%. Při použití VMS je pak možné hovořit o zvýšení účinnosti o 2%.

### 3.1.3. Dynamické charakteristiky ucpávek (vliv na vibrační stabilitu)

Hodnota budících (lopatkových, bandážových a labyrintových) sil vznikajících ve stupni a zapříčiňujících buzené rotorové vibrace je měřítko, které charakterizuje vliv ucpávky na rotorovou stabilitu. Tyto síly závisí přímo na tlaku pracovního média, z tohoto důvodu mají největší hodnoty v kontrolním stupni, avšak velkých hodnot dosahují již v prvních nekontrolních stupních vysokotlaké části.

Indikátor	Typ ucpávky				
	konvenční	axiálně - radiální	voštinová		VMS
$\delta_1$	1,2	5,0	0,6	1,2	1,2
$D/D^{\text{conv}}$	1,0	0,2	2,0	1,0	0,6

**Tabulka 3-3 - Odhady poměru pevností ve stupni s různými typy ucpávek.  $D^{\text{conv}}$  je pevnost konvenčních ucpávek**

Nadbandážové síly v konvenčních ucpávkách jsou nepřímo úměrné velikosti radiální mezery  $\delta_1$ . Zmenšení této mezery z 1,2 mm na 0,6 mm pak zapříčiní přibližně dvojnásobné zvětšení nadbandážové síly. Pevnostní hodnoty pro konvenční ucpávky jsou aplikovatelné i na voštinové, jsou tedy přibližně stejné. Hodnoty pevnosti pro VMS s radiální mezerou  $\delta_1 = 1$  mm dosahují 60% velikosti hodnot konvenčních ucpávek.

V tabulce 3 jsou znázorněny kvalifikované odhady poměrů pevností  $D$  ve stupních s porovnávanými ucpávkami. Z dat vyplývá, že axiálně-radiální ucpávky mají z porovnávaných ucpávek absolutně nejlepší hodnoty pevnosti z hlediska buzených sil. Pokud jsou například axiálně-radiální ucpávky nahrazeny voštinovými s  $\delta_1 = 0,6$  mm, je potřeba počítat s desetinásobným růstem buzených sil ve stupni.

### 3.1.4. Porovnání operační trvanlivosti ucpávek

Operační trvanlivostí je míněna absence poruch v ucpávce při normálním a přechodovém provozu turbíny především v případě zvýšených vibrací rotoru, při najíždění, v různých operačních módech nebo při odstavení turbíny, kdy se mění axiální a radiální mezery (které v různých případech mohou klesat až k nule) v poměru ke svým jmenovitým hodnotám.

Ucpávky mohou být porušeny nejen zadíráním statoru o rotor, ale také dalšími faktory jako jsou například koroze nebo mechanická a elektrická eroze. Vzhledem k tomu, že jsou tyto další účinky téměř nezávislé na druhu ucpávky, jsou ve výzkumu uvažovány pouze účinky zadírání (tzv. „rubbingu“). Čím větší jsou pak vůle v ucpávkách, tím menší je pravděpodobnost výskytu rubbingu.

V tomto ohledu jsou z porovnávaných variant nejvýhodnější axiálně-radiální ucpávky, kde jsou axiální vůle  $\delta_2$  stejné jako u ostatních, avšak radiální vůle je největší  $\delta_1 = 5$  mm. Jako nejméně výhodné se pak jeví voštinové ucpávky, jejichž doporučená instalovaná radiální vůle je  $\delta_1 = 0,6$  mm. Konvenční a VMS ucpávky pak v tomto srovnání co se výhodnosti jejich použití týče leží uprostřed.

V porovnání voštinových a konvenčních ucpávek je kladen důraz především na to, že i když dojde k poškození jednotlivých buněk voštiny, efekt na výslednou účinnost ucpávky je oproti poškození konvenční ucpávky zanedbatelný. Pokud je však správně zvolen materiál buněk, bandáže a cermetové vložky (v případě jejího použití), lze dosáhnout podmínek, za kterých k žádné poruše nedojde, protože dojde pouze k zásahu do cermetové vložky, která je k tomuto určena. Především díky této skutečnosti mohou být voštinové ucpávky běžně instalovány s radiální vůlí 0,5 - 0,6 mm oproti 1,2 - 1,5 mm v případě konvenčních ucpávek.

Aby mohly být konvenční ucpávky nahrazeny voštinovými a zároveň se jednalo o ekonomicky výhodnou variantu s lepší trvanlivostí, musí být splněno několik podmínek. V první řadě musí být zajištěna dostatečná vibrační stabilita. To znamená, že relativní prahové průtočné množství páry musí být větší než 1,5 ( $G_{thr} \geq 1,5$ ). Tuto podmínku je třeba splnit jak při konstrukci nových turbín, tak při modernizaci starších. Pro určení  $G_{thr}$  existují programy, které jsou podrobněji rozpracovány v publikaci „Calculating the Parametres Characterizing

the Dynamic Stability of the Shaft Systems Used in Large-capacity Steam Turbine Sets“ od A. G. Kostyuka, A. P. Ruchnowa a A. I. Kumenka. Další podmínkou je pak zpřesnění usazení rotoru vzhledem k rozjíždění rotoru na olejovém filmu, tepelné deformaci vnějšího obalu a napnutí přírub v horizontální spojce vysoko- a nízkotlaké části turbíny. Třetí podmínkou je zdokonalení provozních postupů s důrazem na minimalizaci dynamického průhybu rotoru v přechodových operacích, především při najíždění a odstavování turbíny. Poslední zmiňovaný bod je pak doporučením k použití samonastavovacích ucpávek, které umí v přechodových oblastech zvětšit vůle a zjednodušit tak najíždění a odstavování turbíny bez porušení ucpávek.

### **3.1.5. Porovnání VMS a voštinových ucpávek**

Z výše zmiňovaných dat vyplývá, že při použití VMS místo voštinových ucpávek je účinnost vysokotlaké části turbíny zvýšena přibližně o 1%, dále mají VMS lepší trvanlivost a vznikají v nich menší buzené síly. Co se týče buzených sil, blíží se VMS parametrům axiálně-radiálních ucpávek a za daných podmínek jsou tedy výhodnější než ostatní typy ucpávek. Z porovnávaných ucpávek jsou ty voštinové zároveň nejdrazším řešením.

### **3.1.6. Závěr**

Autor závěrem konstatuje, že ucpávky VMS jsou nejvýhodnější z hlediska ekonomické výhodnosti a axiálně-radiální ucpávky z hlediska vibrační stability a trvanlivosti. Zároveň nedoporučuje nahrazení axiálně-radiálních ucpávek voštinovými, především v případě uvažované turbíny (T-250/300-23.5) z důvodu způsobení špatné vibrační stability hřídelového systému. Pokud by k takové výměně přesto došlo je třeba tomu přizpůsobit konstrukci, instalaci a provozní podmínky, v ideálním případě pak použít samonastavovací voštinové ucpávky. Závěrem A. G. Kostyuk konstatuje, že VMS jsou velmi dobrou alternativou k voštinovým nadbandážovým ucpávkám.

## **3.2. Experimentální vyšetření těsnícího účinku voštinových ucpávek (X. Yuan, Y. Jin) [13]**

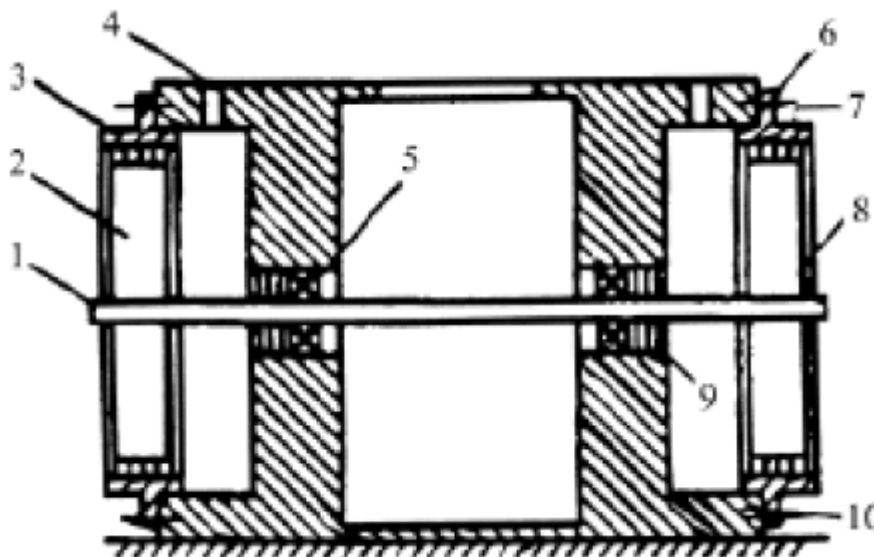
V současné době jsou voštinové ucpávky často používány například v plynových turbínách, kompresorech nebo parních turbínách. Ve srovnání s tradičními labyrintovými ucpávkami vynikají zejména schopností provozní stabilitu rotoru. Z tohoto důvodu jsou ve vysokotlakých energetických strojích labyrintové ucpávky často nahrazovány těmi voštinovými právě kvůli zajištění stabilního provozu rotoru, ale také pro zmenšení úniku média. I s velmi malou vůlí

mají ucpávky dobré termodynamické vlastnosti a nezpůsobují žádné poškození rotoru. Díky těmto vlastnostem tedy voštinové ucpávky přispívají nejen ke zlepšení stability rotoru, ale zmenšením ucpávkové mezery i k větší účinnosti stroje.

I přes jejich široké užití stále nebyl ustanoven uspokojivě přesný vzorec pro výpočet ztrát. V tomto výzkumu jsou experimentálně testovány tři typy voštinových a jeden typ labyrintových ucpávek právě proto, aby bylo možno lépe zjišťovat únikové charakteristiky voštinových ucpávek a zajistit tak jejich správnou aplikaci.

### 3.2.1. Testovací zařízení

Schéma testovacího zařízení je na obrázku 3-2. Rotor testovacího zařízení je uváděn do pohybu zrychlovacím pásem, který je napojen na motor, jenž je kontrolován konvertorem střídavého motoru s nastavitelnou frekvencí. Testovací zařízení je vybaveno plynulou změnou otáček 0 - 10 000 ot/min. Stlačený vzduch o tlaku 0,8 MPa ze zásobníku je po regulaci na potřebný tlak regulačním ventilem vháněn do vstupní komory a následně uniká vůleми ucpávky. Nashromážděný vzduch je pro určení míry úniku média měřen průtokoměrem. Dvě sondy na měření absolutního tlaku jsou umístěny paralelně s osou rotoru na vstupu vzduchu a výstupu z ucpávky. Osa sond je ve středu povrchu ucpávky.



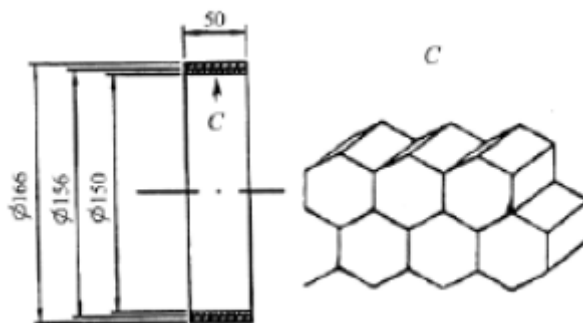
Obrázek 3-2 - Schéma testovacího zařízení. (1) hřídel, (2) balanční píst, (3) ucpávka balančního pístu, (4) vstup vzduchu, (5) kuličkové ložisko, (6) prstenec testované ucpávky, (7) převodník, (8) disk, (9) vodící kroužky, (10) těleso testovacího zařízení



Velikost buňky ucpávky (vzdálenost mezi protilehlými stranami šestistěnu) voštinové ucpávky je 3,2 mm respektive 1,6 mm a 0,8 mm. Hloubka buňky je 3,0 mm pro všechny testované ucpávky. Buňky voštiny jsou vyrobeny z ocelové fólie o tloušťce 0,1 mm. Výška bříty labyrintové ucpávky je 5 mm, mezera mezi bříty je 5 mm a tloušťka zubu je 0,3 mm. Vnitřní průměr labyrintové i voštinové ucpávky je 150 mm, jejich šířka pak 50 mm. Šířka disku používaného v experimentu je 26 mm, takže šířka komory ucpávky je 26 mm.

	velikost buňky [mm]	hloubka voštiny [mm]	tloušťka stěny [mm]
malé buňky	0,8	3,0	0,1
střední buňky	1,6	3,2	0,1
velké buňky	3,2	3,2	0,1

Tabulka 3-4 - rozměry buňky voštinové ucpávky



Obrázek 3-3 - struktura voštinové ucpávky

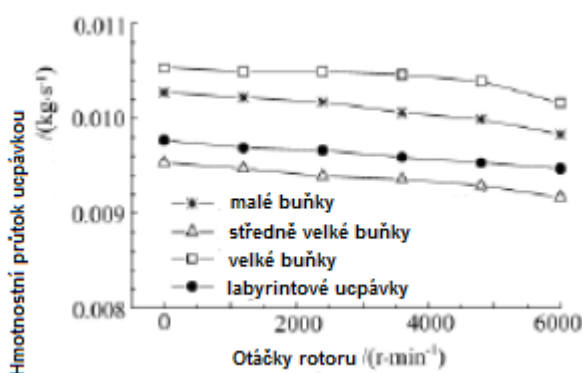
Některá současná testovací zařízení pro experimentální výzkum ucpávek neberou v úvahu efekt rotace rotoru a 3D strukturu ucpávky. To znamená, že není započítán rotační element a ucpávka je uvažována jako rovinný, nikoliv prostorový útvar. Tento výzkum oba tyto fakty v určitém rozsahu uvažuje.

### 3.2.2. Výsledky testu

Hlavní důraz byl při experimentu kladen na vliv velikosti buňky voštiny, ucpávkové komory, rychlosti rotoru a poměru tlaků před a za ucpávkou na účinnost ucpávky. Následně jsou výsledky s voštinovými ucpávkami srovnány s výsledky ucpávky labyrintové.

### 3.2.3. Vliv rychlosti rotoru

Vliv rychlosti rotoru je zanesen v grafu na obrázku č. 3-4, znázorněny jsou hodnoty pro všechny testované ucpávky. Testované otáčky rotoru jsou 0, 1 200, 2 400, 3 600, 4 800 a 6 000 ot/min. Tlak proudícího vzduchu je 0,4 MPa, teplota média je 20°C a radiální mezera má velikost 0,12 mm. Výsledky ukazují, že s rostoucí rychlostí otáček klesá únik ucpávkou. Rozdíl mezi únikem při stojícím rotoru a při otáčkách 6 000 ot/min je 4,8% pro ucpávku malými buňkami, 3,8% pro ucpávku se středními buňkami, 3% pro ucpávku s velkými buňkami a 2% pro labyrintovou ucpávku.

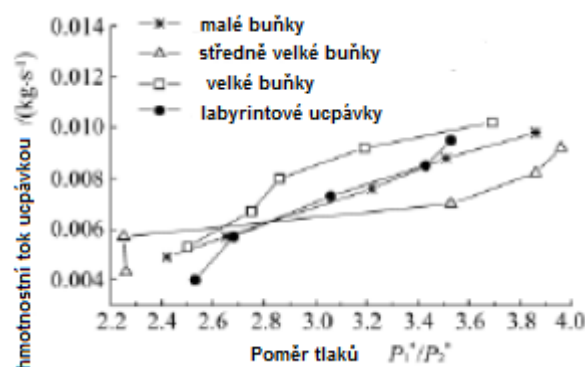


Obrázek 3-4 - závislost úniku ucpávkou na rychlosti rotoru

### 3.2.4. Vliv velikosti buňky

V grafu na obrázku č. 3-5 jsou vyneseny změny úniku ucpávkami s různými velikostmi buněk v závislosti na tlakovém poměru při otáčkách 6 000 ot/min. V průběhu testu byl vstupní tlak měněn z původní hodnoty 0,4 MPa na 0,35 MPa, 0,25 MPa a 0,2 MPa. Následně byl pak vháněn dále do testovacího zařízení. Radiální mezera je ve všech případech 0,12 mm.

Z grafu lze vyčíst, že únik ucpávkou stoupá se stoupajícím vstupním tlakem. Nejlepších výsledků dosahuje ucpávka se středními buňkami, jako druhá nejlepší vychází ucpávka s malými buňkami a nejhorší z testovaných voštinových ucpávek je ta s velkými buňkami. Z testu je také patrné, že s labyrintovou ucpávkou je dosaženo horších hodnot než s nejlepšími dvěma voštinovými ucpávkami, předčí pouze ucpávku s největšími buňkami.

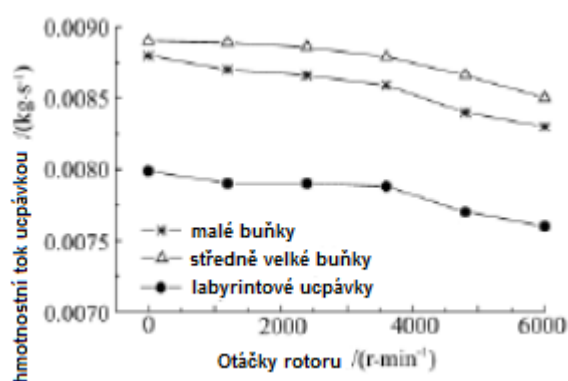


Obrázek 3-5 - změna úniku ucpávkou v závislosti na tlakovém poměru

### 3.2.5. Vliv velikosti ucpávkové mezery

V následujícím grafu na obrázku č. 3-6 jsou vyobrazeny úniky ucpávkou při změnách otáček rotoru z 0 ot/min na 6 000 ot/min. Radiální mezera je v tomto případě pro všechny ucpávky 0,06 mm. Tlak vzduchu je 0,4 MPa a teplota 20°C. Voštinová ucpávka s velkými ucpávkami v tomto případě nebyla testována.

Z grafu lze odečíst, že se zmenšující se komůrkou klesá také únik ucpávkou. Pokud by byla uvažována ucpávka se střední velikostí buněk, pak je při změně radiální mezery z 0,12mm na 0,06 mm zaznamenáno snížení úniku o 6,9%. V tomto srovnání má nejlepší výsledky labyrintová ucpávka, o něco horších výsledků pak dosahují voštinové ucpávky s malými a středními buňkami.



Obrázek 3-6 - únik ucpávkou v závislosti na velikosti ucpávkové mezery

### 3.2.6. Analýza výsledků

Výsledky tohoto testu jsou srovnávány s kontrastním testem D. Childse a D. Elroda [14] pro sedm typů voštinových ucpávek, jejichž velikost buňky se pohybuje v rozmezí 0,51 - 1,57

mm a hloubka buňky 0,74 - 1,91 mm, a pro labyrintovou ucpávku, radiální mezera těchto ucpávek byla 0,41 mm. Z výsledků tohoto testu vyplývá, že voštinové ucpávky mají lepší výsledky než labyrintové.

Dalším srovnávací kontrastní test voštinových ucpávek vykonali D. Childs a E. Soto [15]. Byly použity ucpávky s velikostí buňky 1,58 mm a hloubkou buňky 2,29 mm. Radiální mezera těchto ucpávek je 0,22 mm. I tyto testy potvrzují, že s voštinovými ucpávkami je dosaženo menšího úniku média.

Výsledky prováděného experimentu z kapitoly 3.3.4. pak ukazují, že v případě radiální mezery o velikosti 0,12 mm je únik média ve voštinové ucpávce se střední velikostí buněk menší než v labyrintové ucpávce.

Z grafu 3-5 lze odpozorovat, že zvětšení vstupního tlaku zvýší i únik ucpávkou. V tomto testu podávají nejlepší výsledky voštinové ucpávky se střední velikostí buněk. V porovnání s ostatními voštinovými ucpávkami pak mají nejhorší výsledky ty s velkými buňkami. Lepší než labyrintové ucpávky pak v tomto srovnání vyšly pouze ucpávky se středně velkými buňkami.

Z kapitoly 3.3.5. vyplývá, že za předpokladu, že velikost radiální mezery je 0,06 mm, je účinnost labyrintové ucpávky větší než účinnost voštinové ucpávky. Z toho lze vyvodit, že změna radiální mezery vede ke změně únikových charakteristik ucpávek. Za podmínek malých radiálních mezer tedy přínos voštinových ucpávek, co se účinnosti týče, ztrácí na významu. V kontextu tohoto konkrétního výzkumu je největší výhodou voštinových ucpávek především redukce vibrací.

Obecně lze říci, že čím větší má ucpávka termodynamický efekt, tím větší je její účinnost a klesá tak takzvaný efekt přímého proudu a únik média. V komůrce ucpávky probíhá tvorba víru, jehož prostřednictvím se disipací kinetická energie mění na tepelnou. Relativně velká komůrka tak může zvýšit termodynamický efekt ucpávky. Na teplo se však nezmění všechna kinetická energie, část proudu proudí přímo dál. Čím menší je tedy radiální mezera, tím rychlejší je proud a tím více se vyskytuje efekt přímého proudu. To je důvod, proč voštinové

ucpávky při menších radiálních mezerách ztrácejí svou výhodu oproti labyrintovým ucpávkám.

V případě poměrně velké radiální mezery (například 0,2 - 0,4 mm) vznikne velký expanzní prostor pro proudící vzduch a zároveň mřížka ucpávky zintenzivní vlhčící efekt, čímž se zesílí disipační energie unikajícího proudu.

V případě poměrně malé radiální mezery (například 0,6 mm) vznikne naopak malý expanzní prostor. V labyrintové ucpávce však existuje propojující dutina v axiálním směru, jež zvyšuje expanzní prostor, který je větší než v případě voštinové ucpávky. Výsledkem je pak větší disipace proudícího média, což vede ke zlepšení těsnících charakteristik labyrintu ve srovnání s voštinami.

Labyrintová ucpávka má sice lepší těsnící charakteristiky při malé radiální mezeře, ale při provozu s takto malou mezerou tato ucpávka v důsledku vibrací utrpí poškození. Břit ucpávky je pak ubroušen rotorem, což vede k dramatickému zvýšení radiální mezery a snižuje se její účinnost. Zároveň labyrintové ucpávky často nepříznivě ovlivňují proudění.

Voštinové ucpávky, které jsou v současnosti používány, mají velmi malé radiální mezery. Protože je jejich struktura velmi jemná (relativně malé buňky), je riziko případného poškození rotující části velmi malé, případný kontakt s ucpávkou nemá vliv ani na její těsnící parametry. Voštinová ucpávka také neovlivňuje proud. Z těchto důvodů je tak dosahováno zvýšené účinnosti, tedy menších úniků ucpávkou.

Jako příklad užití voštinových ucpávek je uváděna 650 MW parní turbína firmy Harbin Steam Turbine Works ve spolupráci s US Westinghouse Corporation. V jejím posledním stupni byla před renovací radiální mezera mezi lopatkou a statorem turbíny o velikosti 5 mm. Po aplikaci voštinových ucpávek se podařilo snížit tuto mezeru na méně než 1 mm a snížit tak ztráty a zvýšit účinnost.

Použití voštinových ucpávek v čínských leteckých motorech vedlo pak ke snížení radiální mezery mezi lopatkou a statorem z 2 mm na 0,5 mm a bylo tak dosaženo zmenšení ztráty, snížení spotřeby paliva, zvýšení výkonu a snížení vibrací.

### **3.2.7. Závěr**

Těsnící účinek voštinových ucpávek se zvýší za větších otáček rotoru. Závislost velikosti buňky voštiny a únikového proudu není lineární. To vyplývá například z toho, že nejlepší výsledky byly naměřeny s ucpávkami o střední velikosti buněk. Únik média ucpávkou klesá se zmenšující se radiální mezerou. Při velkých radiálních mezerách (0,2 - 0,4 mm) má voštinová ucpávka lepší účinnost než labyrintová.

## 4 Konstrukční návrh úprav turbíny VT-400

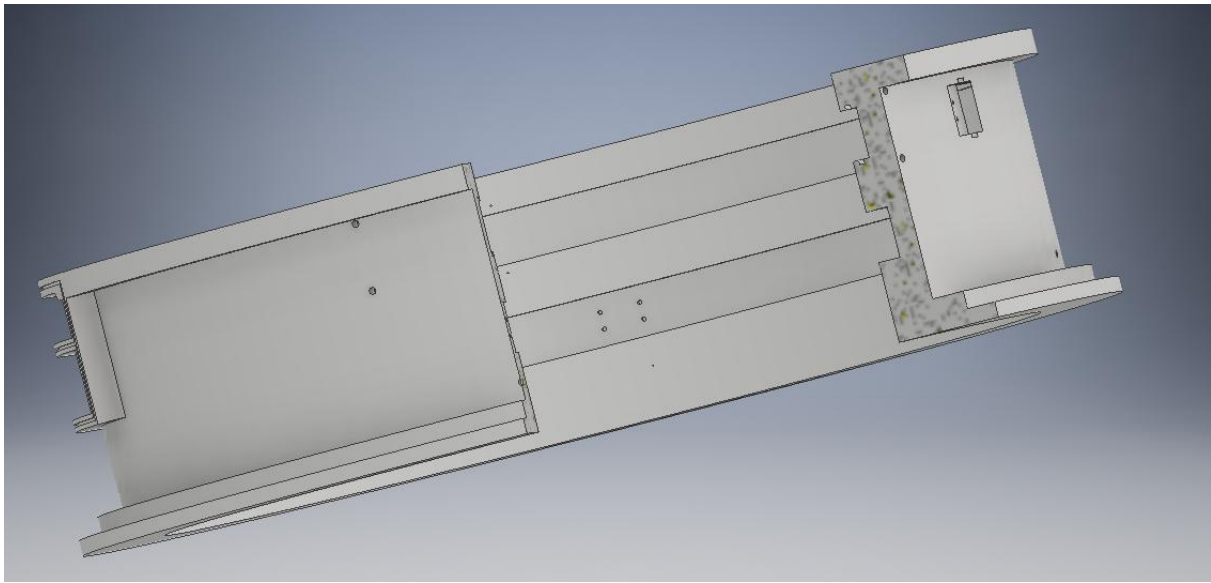
V této části jsou zpracovány ideové návrhy úpravy původního vnějšího vymezení válce výzkumné turbíny VT-400. Původní vnější vymezení válce turbíny neumožňuje instalaci nadbandážových ucpávek. Aby tato turbína pro jejich výzkum mohla být používána, je potřeba tento díl upravit, v ideálním případě pak vyrobit nový. Původní tloušťka stěny dílu je totiž příliš tenká a v případě vyfrézování drážky pro ucpávky by se její tloušťka ještě snížila, což by přinášelo riziko bezpečnosti provozu. V původní konstrukci turbíny je také těsnící kruh, který je umístěn před vnějším vymezením válce. V důsledku toho je pak obtížné tento prostor utěsnit, protože je tak zúžena axiální stěna turbíny, kde jsou tyto statické ucpávky umístěny a špatně v ní drží. Tento kruh je tedy v nové konstrukci zahrnut do vnějšího vymezení válce a zvětší se tak tloušťka stěny, do níž jdou pak statické ucpávky lépe usadit. V novém díle je pak nutno zajistit uložení ucpávek. Jako největší konstrukční problém se ukazuje vkládání ucpávek do dílu. Aby turbína mohla sloužit jako testovací zařízení pro nadbandážové ucpávky je totiž nutné zajistit možnost jejich výměny. S testovacím provozem turbíny také souvisí nutnost umístění otvorů pro odběr statického tlaku a navržení drážky pro umístění bariéry za lopatkování turbíny.

### 4.1. Varianta 1

První varianta úpravy dílu počítá s otvorem na jeho vnějším obvodu ve tvaru ucpávky. Vzhledem k původní konstrukci turbíny je nutné instalovat ucpávky až po vložení lopatkování s bandáží do turbíny. Spodní hrana tohoto otvoru pak má oproti tvaru ucpávky určitou vůli, která zajišťuje její bezproblémové nasunutí. Tento otvor je tangenciálně napojen na ucpávkovou drážku, aby ucpávka do drážky pohodlně zajela. Ucpávka je složena z několika dílů, protože musí být zaručeno, aby při nasouvání nebyla porušena. Poslední závěrný díl ucpávky je pak zajištěn šroubem proti posunutí, a tím tak zajistí polohu i všech ostatních dílů ucpávky, které na sebe budou navzájem přiléhat. Proti radiálnímu posuvu jsou ucpávky zajištěny menšími drážkami po stranách původní drážky. Otvor je následně zajištěn dílem v jeho tvaru, který jej tak utěsní.

Dalším upravovaným prvkem je drážka na vložení bariéry za lopatkování stupně. To zajišťuje lepší simulaci podmínek v reálné turbíně. Tato drážka je navržena tak, aby bylo možno

variovat i bariéru. Je počítáno s tím, že bariéra se bude podobně jako ucpávka vkládat do turbíny po částech, zde však není omezení lopatkováním, proto není nutno konstruovat vnější otvor a lze bariéru do drážky rovnou vložit a zajistit šrouby se zápustnou hlavou, které nejméně ovlivní proudění.



**Obrázek 4-1 - 3D pohled - varianta č.1 v řezu**

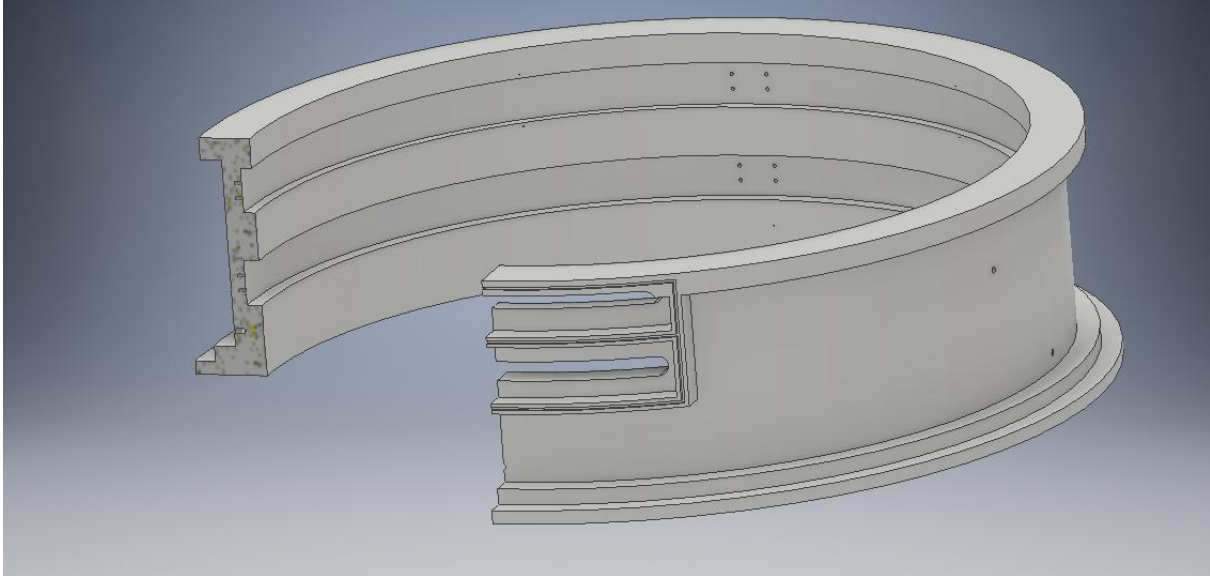
V nové konstrukci dílu jsou také tři sady otvorů pro sondy na odběr statického tlaku. Ty jsou umístěny jednak bezprostředně před a za lopatkováním a také za drážkou pro bariéru. Otvory kolem lopatkování jsou umístěny tak, aby proudění v jejich blízkosti bylo co nejméně ovlivněno drážkami pro traverzér. Otvory za bariérou jsou již dost daleko za traverzérem, a proto nemusejí být speciálně umístěny. V každé řadě jsou po obvodu rozmístěny čtyři otvory. Tato varianta je znázorněna v příloze č. 1.

## **4.2. Varianta 2**

Odlišnost druhé varianty od první spočívá v instalaci ucpávek. Ty se nebudou nasouvat vnějším otvorem, ale budou se vkládat vnitřkem. V drážce budou díly zajištěny šrouby se zápustnou hlavou. Kvůli již vloženému lopatkování je v této variantě nutné testovat buď méně tvarově složité ucpávky, nebo tvarově složitější ucpávky rozdělit na dvě části a tyto vkládat každou z jiné strany.



Ostatní změny oproti původní konstrukci dílu jsou stejné jako ve variantě číslo 1. Tato varianta je znázorněna v příloze č. 2.

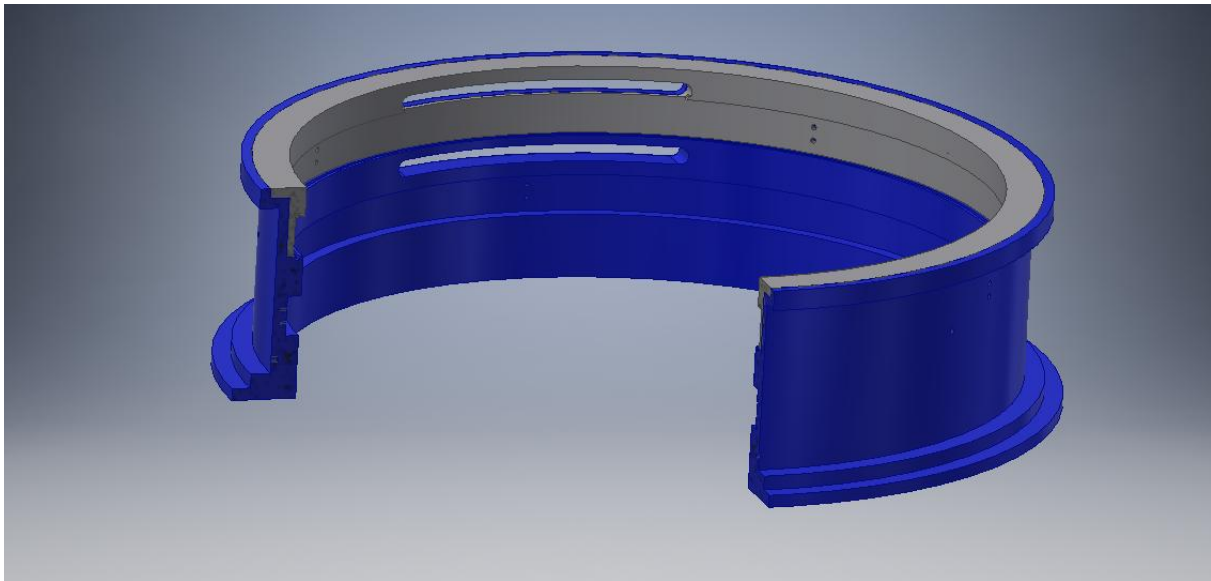


Obrázek 4-2 - 3D model - varianta č.2 v řezu

### 4.3. Varianta 3

Poslední varianta počítá s rozdělením celé součásti na dva díly. Nadbandážová ucpávka je do válce nasouvána zepředu a následně uzavřena víkem, které je k válci spolu s ucpávkou připevněno šrouby. Otvory na sondy ve víku musí přesně navazovat na otvory ve válci, aby nebylo ovlivněno měření. Víko je ve válci utěsněno statickými těsněními, aby nedocházelo k nežádoucímu úniku proudícího média. Drážky pro těsnění jsou umístěny ve víku. Tento návrh umožňuje stejně jako první varianta testování různých tvarů a druhů ucpávek.

Ostatní změny oproti původní konstrukci dílu jsou stejné jako ve variantě číslo 1. Tato varianta je znázorněna v přílohách č. 3 a 4.



Obrázek 4-3 - 3D model - varianta č. 3 v řezu (modrá - válec, šedivá - víko)

#### 4.4. Zhodnocení variant

Ze tří srovnávaných variant se jako nejvýhodnější pro experimentální turbínu tohoto typu jeví třetí varianta. Nabízí možnost testování širokého spektra ucpávek, aniž by bylo nutné každý kus ucpávky dělit ještě na další dva kusy. Toto dělení by s sebou zároveň mohlo přinést nežádoucí ovlivnění proudění a zkreslení experimentu. Zároveň třetí varianta eliminuje riziko nesmontovatelnosti první varianty. Nasouvání ucpávky by totiž bylo podmíněno její ohebností, která nebyla-li by zajištěna, mohlo by dojít k poškození ucpávky, případně by ucpávka vůbec nešla instalovat. Druhá varianta je konstrukčně jednodušší, ovšem komplikace, které by s sebou tato konstrukce přinášela při testování většího počtu různých ucpávek převyšují tuto výhodu. U druhé varianty riziko poškození ucpávek (případně břitů bandáže) při instalaci ucpávky vzniká též.

## 5 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo poskytnout přehled o nadbandážových ucpávkách používaných v současnosti, zpracovat rešerši několika výzkumů, které se zabývají výzkumem nadbandážových ucpávek a navrhnout konstrukční úpravy vnějšího vymežovacího válce experimentální turbíny VT-400 tak, aby v této turbíně bylo možné testovat nadbandážové ucpávky různých typů a tvarů.

V současné době se používají především labyrintové a voštinové nadbandážové ucpávky. Další typy ucpávek (kartáčové, „hole-pattern“) jsou ve vývoji a v praxi nejsou příliš rozšířeny.

Výzkumy rozebírané v této bakalářské práci se zabývají labyrintovými a voštinovými ucpávkami a jejich variacemi. V prvním výzkumu konstatuje A. G. Kostyuk, že z ekonomického hlediska jsou nejvýhodnější takzvané VMS ucpávky, naopak z důvodu vibrační stability nedoporučuje použití voštinových ucpávek. V druhém výzkumu jsou naopak voštinové ucpávky doporučovány při větších radiálních vůlích a pro klidnější provoz. S labyrintovými ucpávkami je dosahováno lepších výsledků při menší radiální vůli.

Poslední část práce ideově zpracovává úpravy vnějšího vymežovacího válce experimentální turbíny VT-400 tak, aby ji bylo možno použít pro výzkum nadbandážových ucpávek. Pro tento účel bylo potřeba navrhnout otvory pro sondy na odběr statického tlaku, drážku pro ucpávky a bariéru za lopatkováním. Největším problémem je vyřešení instalace ucpávek do dílu. Kvůli původní konstrukci turbíny je totiž nutné instalovat ucpávky až po umístění lopatkování. Pro uvedený problém jsou zpracována tři řešení. V první variantě je instalace ucpávek vyřešena tangenciálním otvorem z vnější části dílu, kterým se jednotlivé kusy ucpávky nasouvají do drážky. Ve druhé variantě se ucpávky do turbíny usazují zevnitř. Zde je ovšem nutno počítat s omezením tvaru ucpávek nebo s jejich případným rozdělením a tím pádem jejich horším použitím k experimentálním účelům. Třetí varianta rozděluje válec na dvě součásti. Ucpávka je axiálně usazována do válce, uzavřena válcem a všechny tyto komponenty jsou zajištěny šrouby.

## Seznam použité literatury

- [1] HARRISON, Margaret. *How to Improve Steam Turbine Head Rate and Increase Output* [online]. 2015,[cit. 2017-05-02]. Dostupné z:  
<http://www.slideshare.net/MargaretHarrison1/smart-seal-power-magazine-webinar-final>
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Škrčení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006-01. Brno: Jiří Škorpík, [online]. [cit. 2017-05-02] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z  
<http://www.transformacni-technologie.cz/37.html>.
- [3] KAŠPAROVÁ, M., F. ZAHÁLKA a Š. HOUDKOVÁ. *Obrusitelné žárově stříkané povlaky v energetice* [online]. 2012 [cit. 2017-06-02].
- [4] ŠČEGLJAJEV, Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín. 1. svazek. 5. vyd.* Praha: SNTL, 1983, 230 s.
- [5] TURBO PARTS, LLC. *TURBO PARTS ADVANCED SEAL SYSTEM* [online]. 2015 [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: <https://www.mdaturbines.com/wp-content/uploads/2014/02/Advanced-Sealing-Systems-Proof-06-18-15.pdf>
- [6] WAUKESHA BEARINGS CORPORATION. *Augmented Labyrinth Brush Seals* [online]. 2017 [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: <http://www.waukbearing.com/en/engineered-fluid-film/product-lines/brush-seals/augmented-labyrinth-brush-seals/>
- [7] POWMAT LTD. *Brush Sealing Technology for Gas Turbines* [online]. 2017 [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: <http://www.powmat.com/brush.html>
- [8] WAUKESHA BEARINGS CORPORATION. *Brush Seals* [online]. 2017 [cit. 2017-05-02]. Dostupné z: <http://www.waukbearing.com/en/engineered-fluid-film/product-lines/brush-seals/>

- [9] PASTRANA, Ryan M., Christopher E. WOLFE, Norman A. TURNQUIST a Mark E. BURNETT. *IMPROVED STEAM TURBINE LEAKAGE CONTROL WITH A BRUSH SEAL DESIGN*. 2002.
- [10] UR'EV, E.V. a S.V. ZHUKOV. THERMAL ELECTRIC POWER STATIONS: USE OF HONEYCOMB SEALS IN STEAM TURBINES. *Power Technology and Engineering*. 2008.
- [11] KAY, Dan. *Honeycomb-Brazing Essentials for Successful Use As Turbine Seals* [online]. 2010 [cit. 2017-06-02]. Dostupné z: <https://vacaero.com/information-resources/vacuum-brazing-with-dan-kay/866-honeycomb-brazing-essentials-for-successful-use-as-turbine-seals.html>
- [12] KOSTYUK, A.G. Selection of Labyrinth Seals in Steam Turbines. *STEAM TURBINE, GAS TURBINE, AND COMBINED CYCLE PLANTS AND THEIR AUXILIARY EQUIPMENT*. 2015.
- [13] HE, Li-dong, Xin YUAN, Yan JIN a Zhu ZHEN-YOU. Experimental Investigation of the Sealing Performance of Honeycomb Seals. *CHINESE JOURNAL OF AERONAUTICS*. 2001
- [14] CHILDS D, ELROD D. Annular honeycomb seals: Test results for leakage and rotordynamic coefficients; comparisons to labyrinth and smooth configurations [J]. *Journal of Tribology*, 1989, 111: 293~300.
- [15] SOTO E, CHILDS D. Experimental rotordynamic coefficient results for (a) a labyrinth seal with and without shunt injection and (b) a honeycomb seal [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1999, 121: 153~159.

## Seznam obrázků

Obrázek 1-1 - procentuální podíl ztrát ve stupni typické turbíny.....	- 4 -
Obrázek 2-2 - příklad konstrukce labyrintové ucpávky, princip její funkce.....	- 5 -
Obrázek 2-3 - i-s diagram maření kinetické energie v ideální labyrintové ucpávce s 5 bříty- 6 -	- 6 -
Obrázek 2-4 - labyrintová ucpávka. ....	- 6 -
Obrázek 2-5 - tvarovaný břit labyrintové ucpávky firmy Turbo Parts.....	- 7 -
Obrázek 2-6 - nepravá labyrintová ucpávka.....	- 9 -
Obrázek 2-7 - detail břitu kartáčové ucpávky .....	- 10 -
Obrázek 2-8 - kartáčové ucpávky v kombinaci s labyrintovou ucpávkou .....	- 11 -
Obrázek 2-9 - dvojice voštinová ucpávka - břit .....	- 13 -
Obrázek 2-10 - struktura voštinové ucpávky .....	- 13 -
Obrázek 2-11 - voštinová ucpávka firmy Corry Manufacturing Company .....	- 14 -
Obrázek 2-12 - segment „hole-pattern“ ucpávky.....	- 14 -
Obrázek 3-1 - porovnávané typy ucpávek.....	- 17 -
Obrázek 3-2 - Schéma testovacího zařízení .....	- 22 -
Obrázek 3-3 - struktura voštinové ucpávky .....	- 23 -
Obrázek 3-4 - závislost úniku ucpávkou na rychlosti rotoru.....	- 24 -
Obrázek 3-5 - změna úniku ucpávkou v závislosti na tlakovém poměru.....	- 25 -
Obrázek 3-6 - únik ucpávkou v závislosti na velikosti ucpávkové mezery .....	- 25 -
Obrázek 4-1 - 3D pohled - varianta č.1 v řezu .....	- 30 -
Obrázek 4-2 - 3D model - varianta č.2 v řezu .....	- 31 -
Obrázek 4-3 - 3D model - varianta č. 3 v řezu (modrá - válec, šedivá - víko).....	- 32 -

## Seznam tabulek

Tabulka 3-1 - parametry ucpávek.....	- 18 -
Tabulka 3-2 - porovnání účinností ucpávek při různých vůlích.....	- 18 -
Tabulka 3-3 - odhady poměru pevností ve stupni s různými typy ucpávek.....	- 19 -
Tabulka 3-4 - rozměry buňky voštinové ucpávky.....	- 23 -

## Seznam příloh

Příloha č.1	Výkres varianty č.1
Příloha č.2	Výkres varianty č.2
Příloha č.3	Výkres varianty č.3 (víko)
Příloha č.4	Výkres varianty č.4 (válec)
Příloha č.5	Prospekt společnosti Turbo Parts, LLC

## Příloha č.5

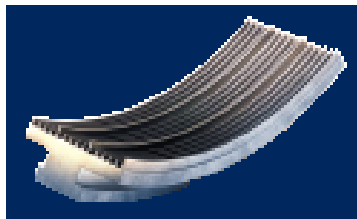
ONE CALL. ONE SOURCE. **POWERFUL SOLUTIONS.**



PARTS

### TURBO PARTS ADVANCED SEAL SYSTEM

Consisting of the Patented Guardian® & Vortex Shedder® Sealing Technology



#### About the Guardian® Packing Ring Technology

Guardian® packing rings are designed to replace any conventional OEM packing rings without modifications to either the holder or the rotor. Unlike the retractable packing ring designs, the Guardian® packing rings maintain a positive radial seal during turning gear, unit start-up, operation, and shut down. The Guardian® "strips" are constructed of a patented, non-galling, low coefficient of friction material. The Guardian® strips are set with a radial clearance 0.005" less than the conventional teeth. Should a rub occur, the Guardian® strips would contact the rotor first, preventing damage to the knife-edged teeth, and thus maintaining the efficiency of the seal. Guardian® packing rings extend the seal efficiency life which helps to maintain the unit heat rate between overhauls.



#### About the Vortex Shedder® Seal Technology

Vortex Shedder® tip seals, another component of the advanced seal system, can also be installed in any location on any OEM steam turbine. The Vortex Shedder® reduces steam leakage over the rotating blade tips by incorporating a unique engineered shape in the seal. These shapes create small vortices from the axial and radial components of the steam flow creating a pressure barrier at the seal tooth. That barrier then lowers the pressure drop across the seal. Lower pressure drops translate into lower flow across the seal, hence less leakage and therefore longer seal life with increased stage efficiency.



#### Hybrid Guardian® Vortex Shedder® Seal Technology

The Hybrid Seal joins both the Guardian® protection with the efficiency enhancement of the Vortex Shedder®. It has application as both a tip seal and a rotor body seal depending on the original design of the seal in that area.

This seal may not be applicable for all locations; it is designed to be used in the direct steam path. Please consult our design team experts as to possible applications for your unit. Mitsubishi Hitachi Power Systems is standardizing this design for all new and upgraded units.

TURBO PARTS, LLC

For more information on this product or service please contact Turbo Parts at 519-895-3199.

© Mechanical Dynamics & Analysis, Ltd. 2015

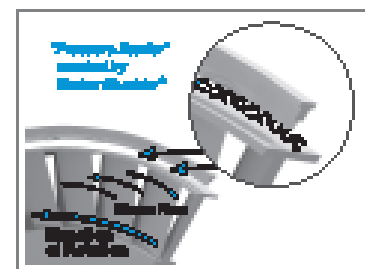
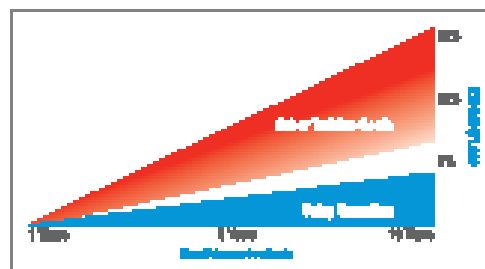
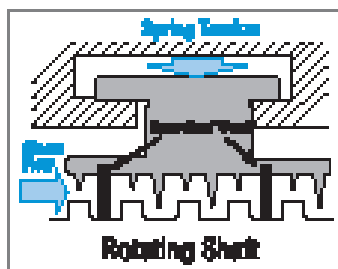


TURBO PARTS, LLC **GUARDIAN® & VORTEX SHEDDER®****Benefits of Guardian® Packing Rings:**

- Proven to prevent or limit damage to delicate teeth during a transient event
- Will work properly in any location, at any temperature, pressure or flow condition
- Extends seal efficiency life
- Improves unit reliability and limits seal degradation
- Contributes to increasing unit efficiency
- Extends unit heat rate between overhauls

**Benefits of the Vortex Shedder® Seal:**

- Proven to increase unit efficiency above design, by 1.5% to 4.5%
- Reduces the pressure drop across the seal by creating a pressure barrier from the vortices
- Lower pressure drop results in higher efficiency and longer seal life
- Increases unit output above design
- Increased efficiency means lower EPA emissions per megawatt
- Increased unit efficiency also results in lower operating costs

**Benefits of the Hybrid Guardian® and Vortex Shedder® Seal:**

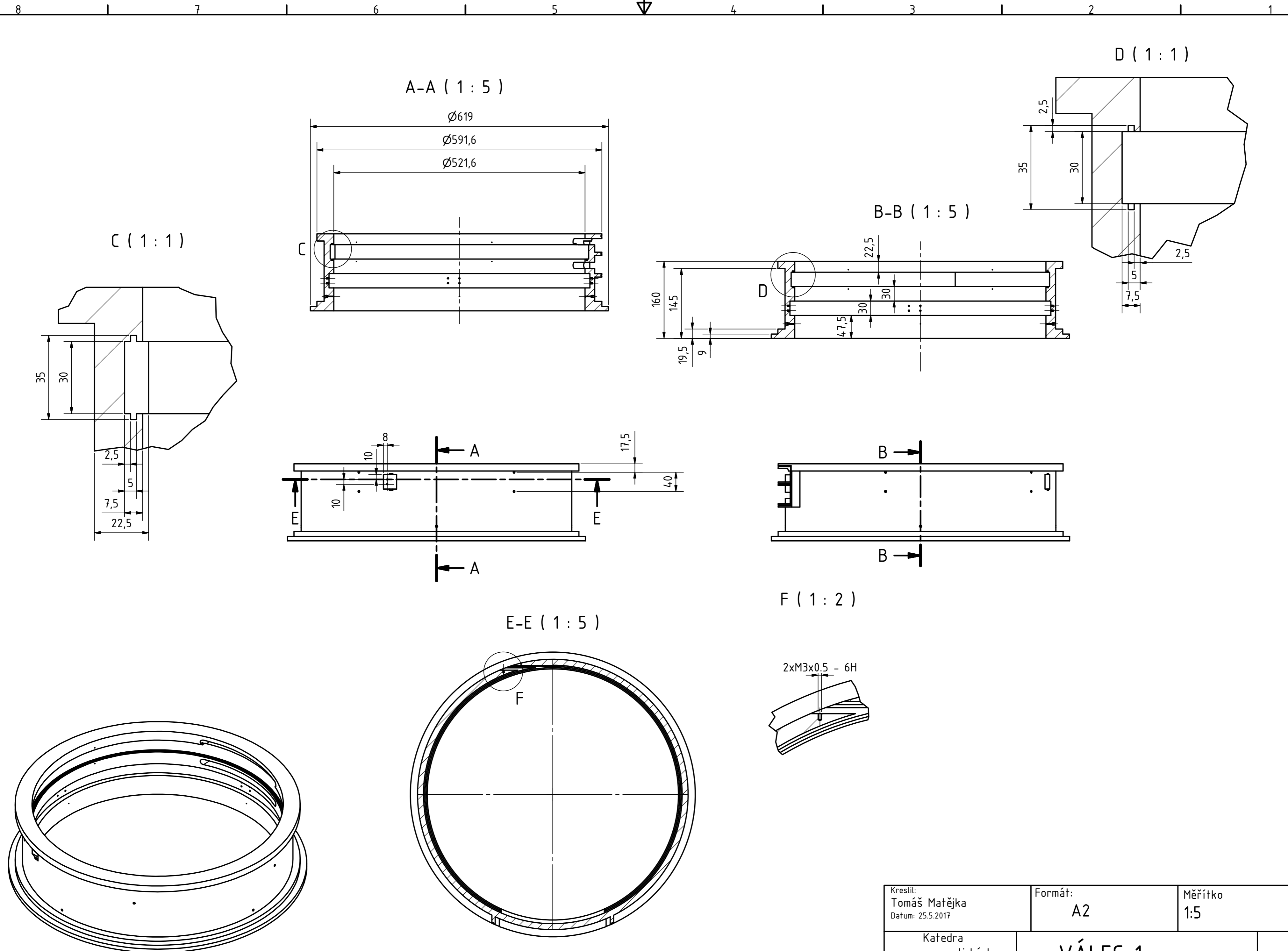
- All of the benefits listed above for both the Guardian® Packing Rings and the Vortex Shedder® Seals

**Custom On-Site Installation Services:**

Turbo Parts offers custom installation of any packing ring or tip seal. Since our crews are specialized and highly experienced in the installation of turbine seals we can save you time and money. Utilizing a containerized machine shop we are capable of correcting "out-of-round" conditions and in some cases axial offsets that may exist in the stationary fits by adjusting the seals themselves. Based on measurements for your unit, our crews can adjust the seals "round to the rotor."

**TURBO PARTS, LLC**

767 Pierce Road • Clifton Park NY 12065 • Pfc: 518-885-3199 • Fax: 518-885-3072 • [www.MDATurbines.com](http://www.MDATurbines.com)



A-A ( 1 : 5 )

Ø619  
 Ø591,6  
 Ø521,6

B-B ( 1 : 5 )

160  
 14,5  
 19,5  
 9  
 4,7,5  
 30  
 22,5  
 7,5

D ( 1 : 1 )

2,5  
 35  
 30  
 2,5  
 5  
 7,5

C ( 1 : 1 )

35  
 30  
 2,5  
 5  
 7,5  
 22,5

A

10  
 8  
 17,5  
 40  
 E

B

B

F ( 1 : 2 )

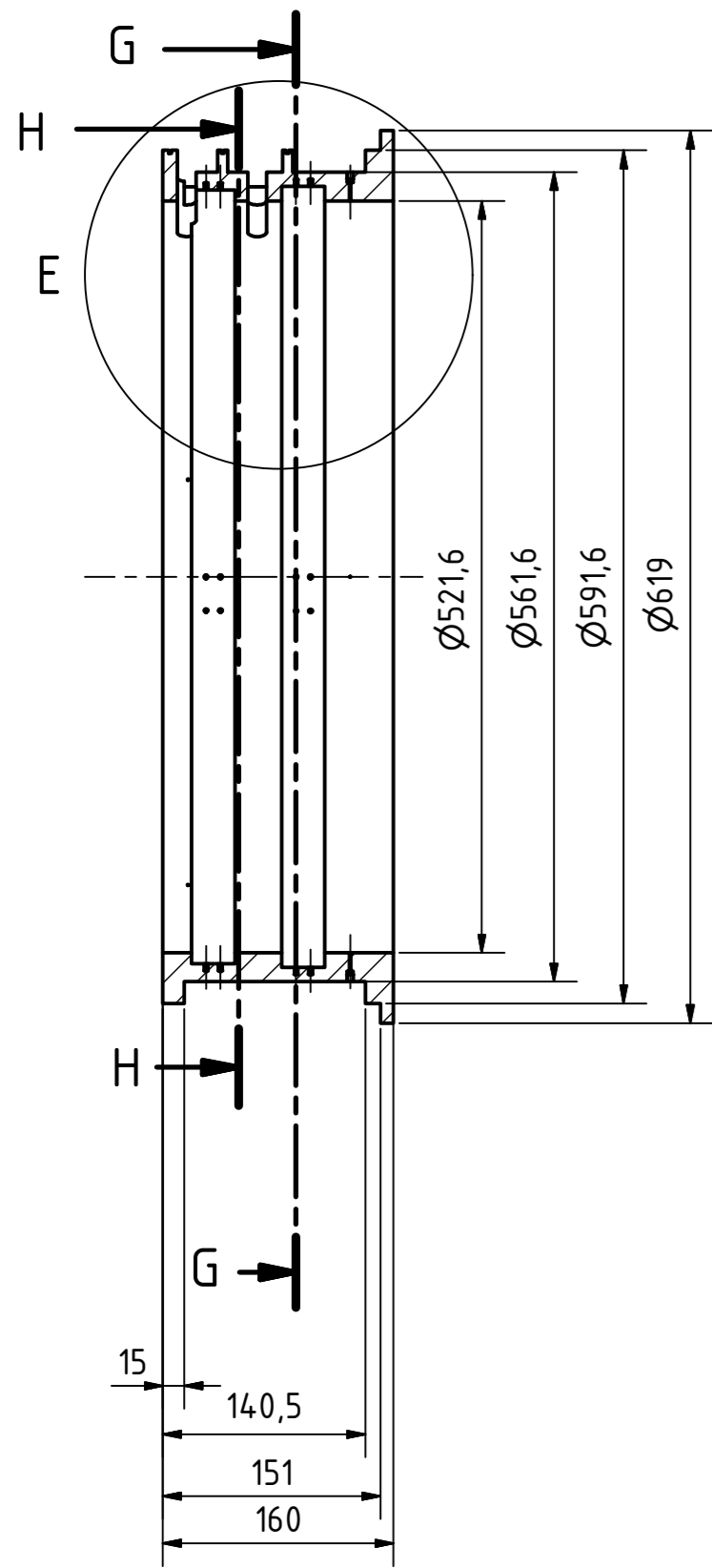
2xM3x0,5 - 6H

E-E ( 1 : 5 )

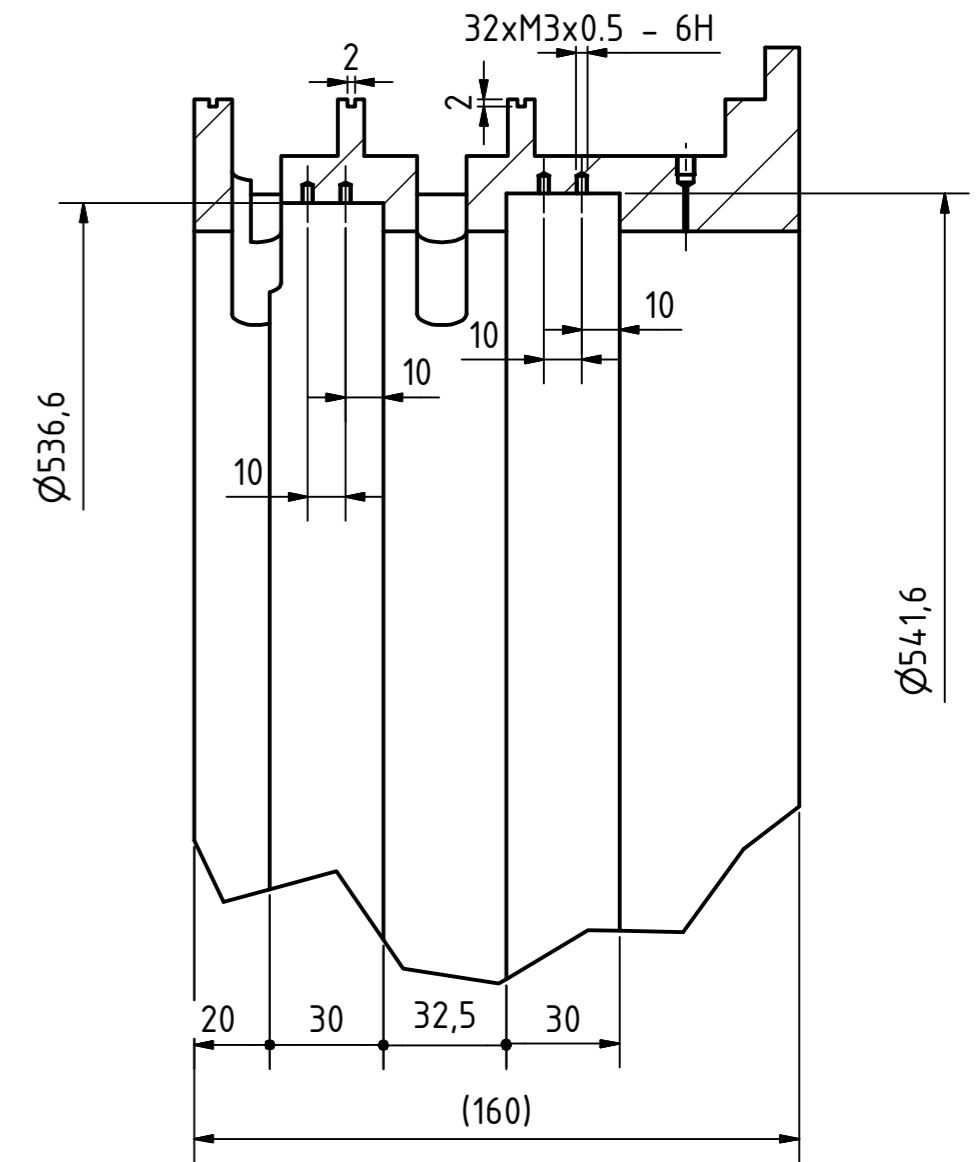
F

Kreslit: Tomáš Matějka Datum: 25.5.2017	Formát: A2	Měřítko 1:5
Katedra energetických strojů a zařízení	VÁLEC 1	
		1

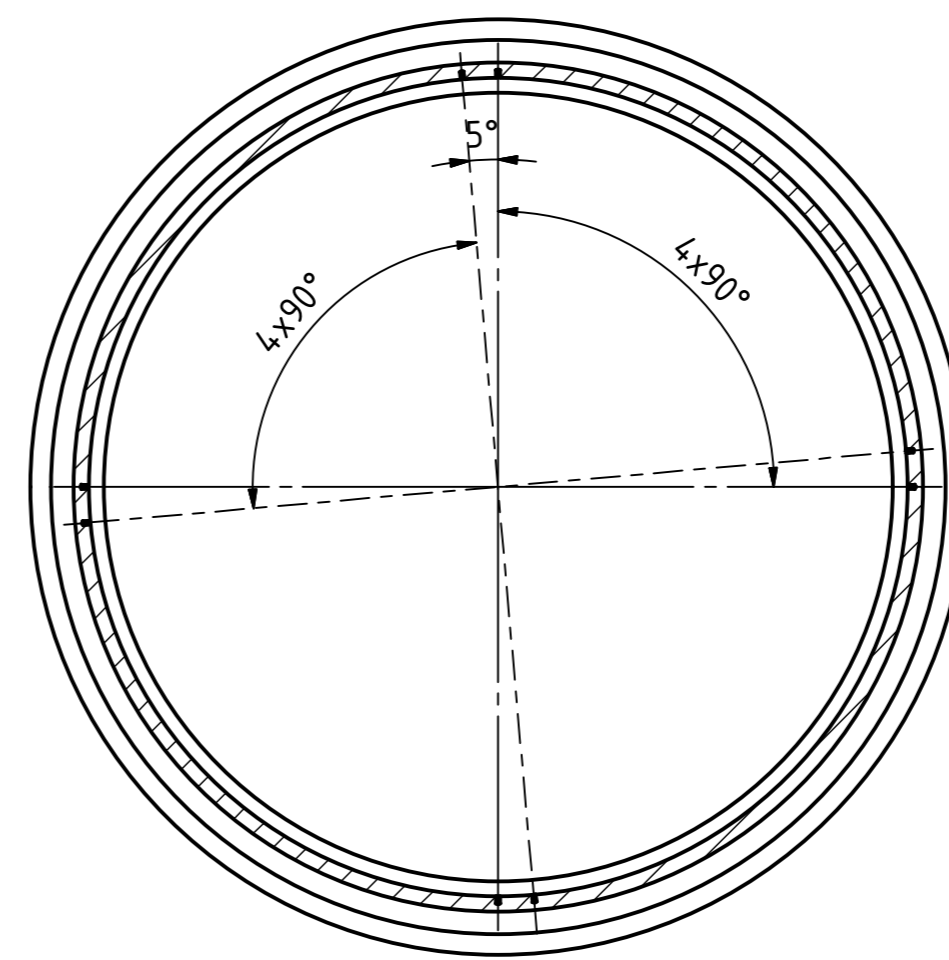
A-A (1:5)



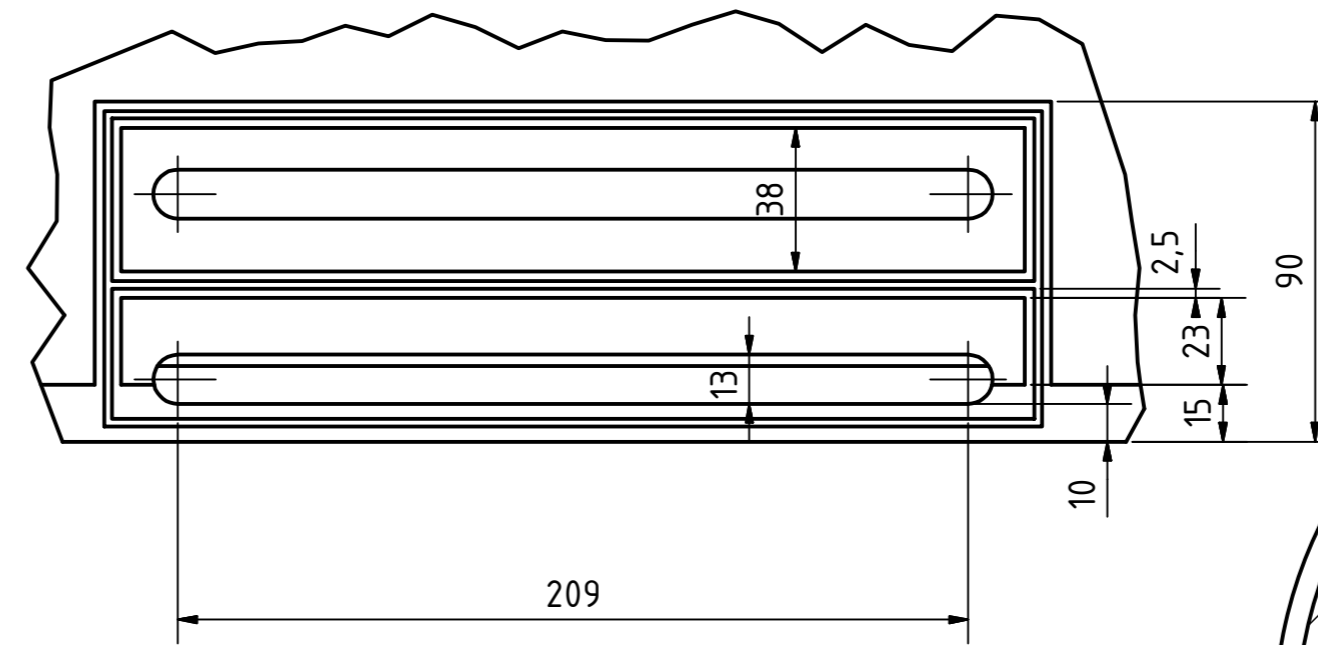
E (1:2)



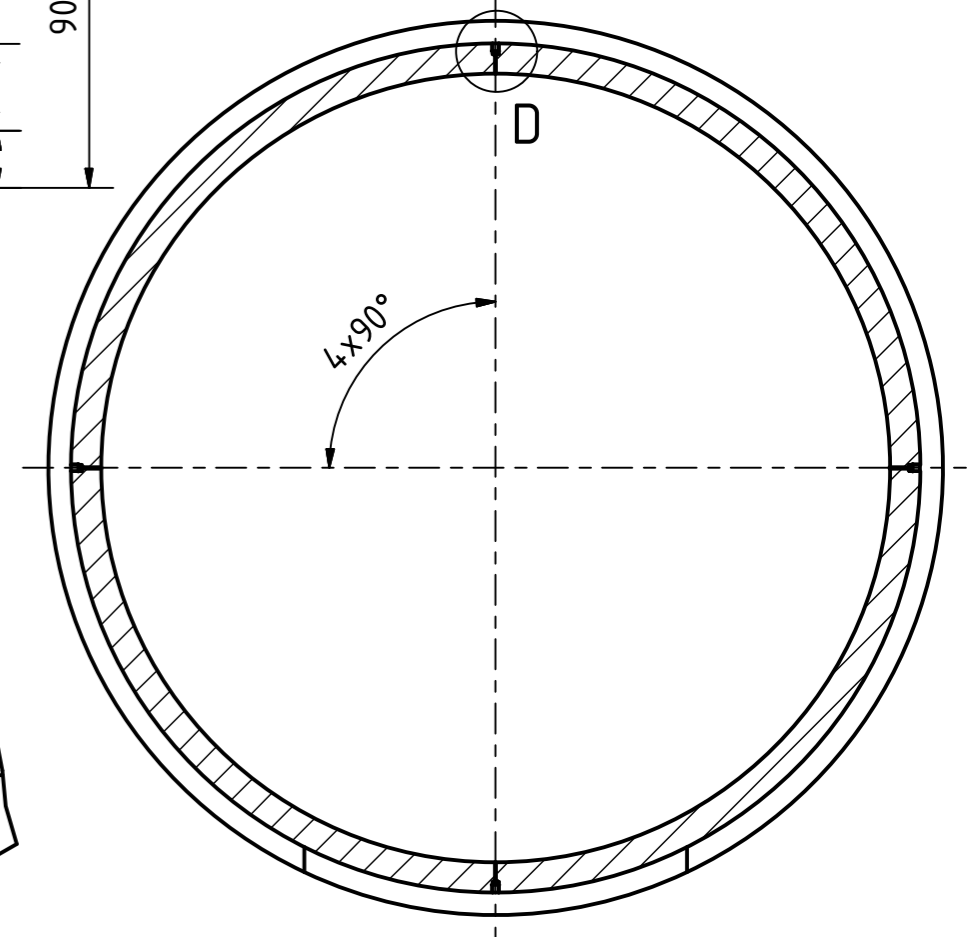
G-G (1:5)



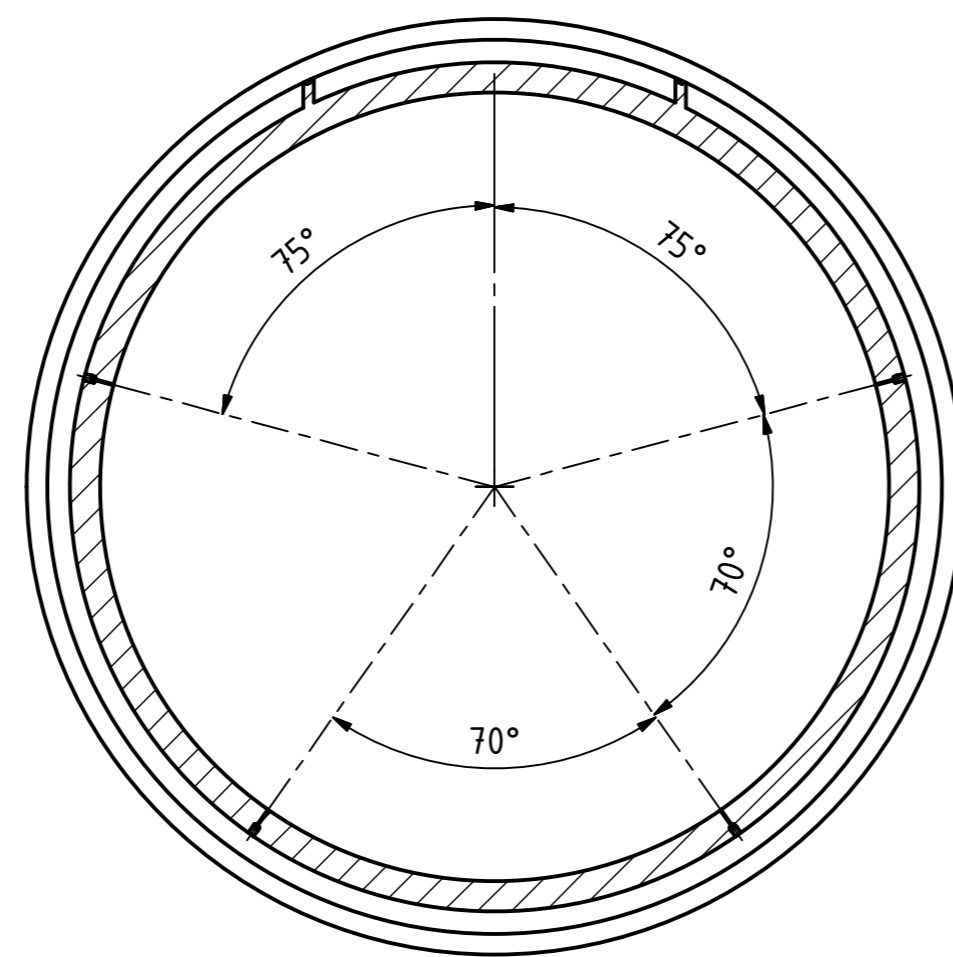
F (1:2)



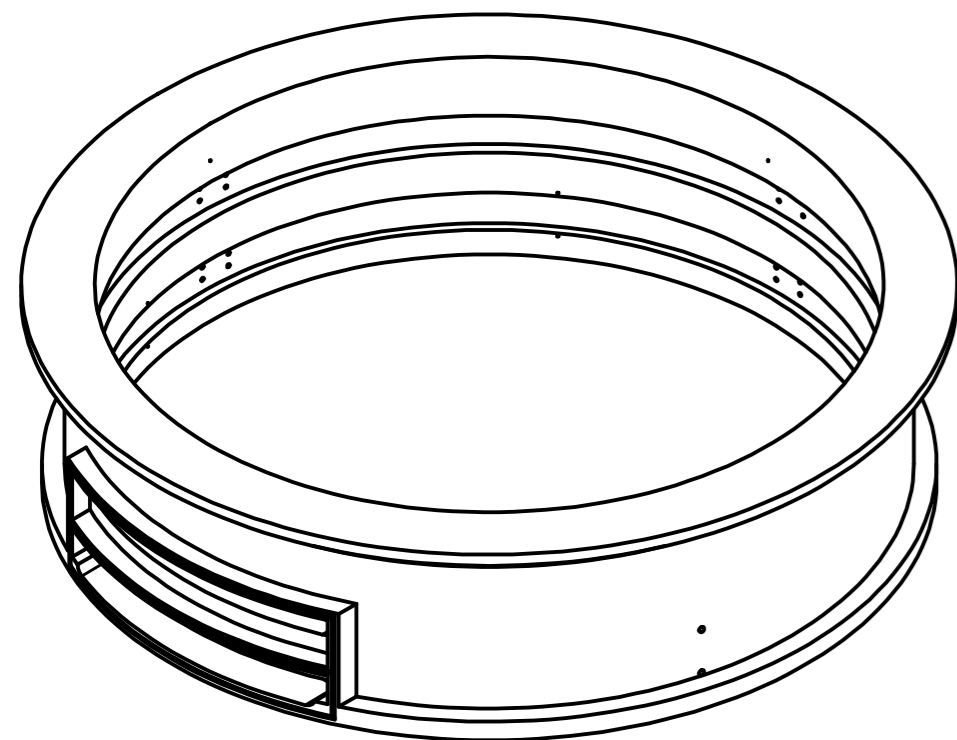
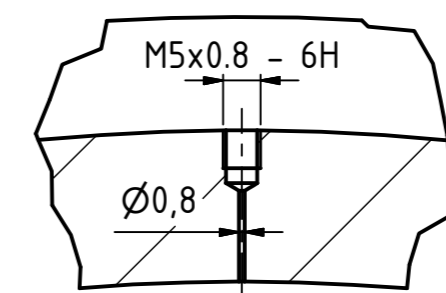
C-C (1:5)



H-H (1:5)

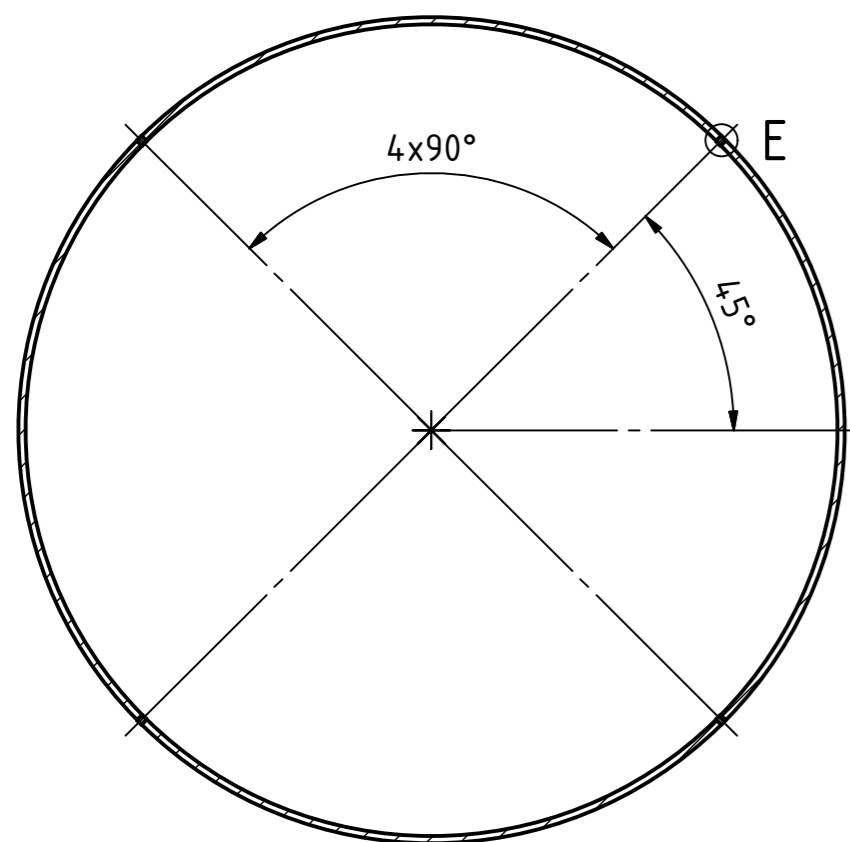


D (1:1)

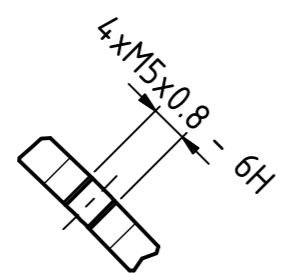


Kreslil: Tomáš Matějka Datum: 25.5.2017	Formát: A2	Měřítko: 1:5
KKE Katedra energetických strojů a zařízení	VÁLEC 2	
		1

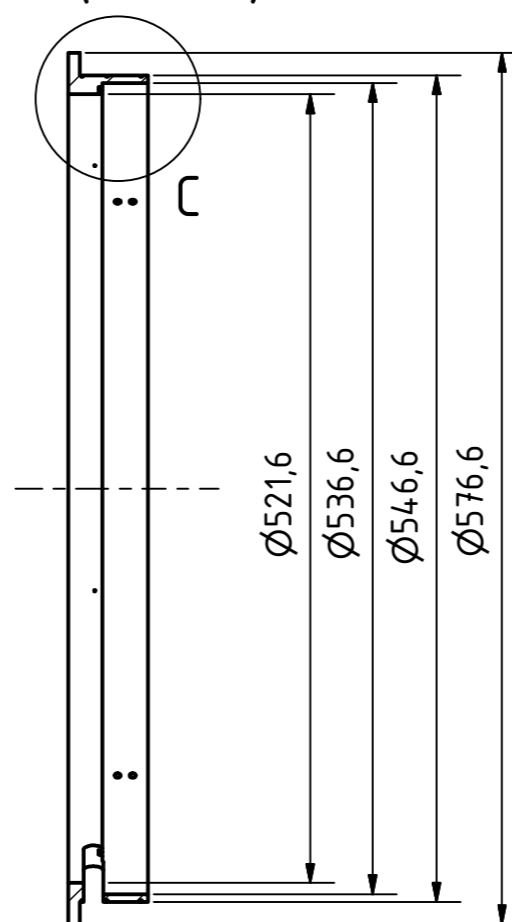
D-D (1:5)



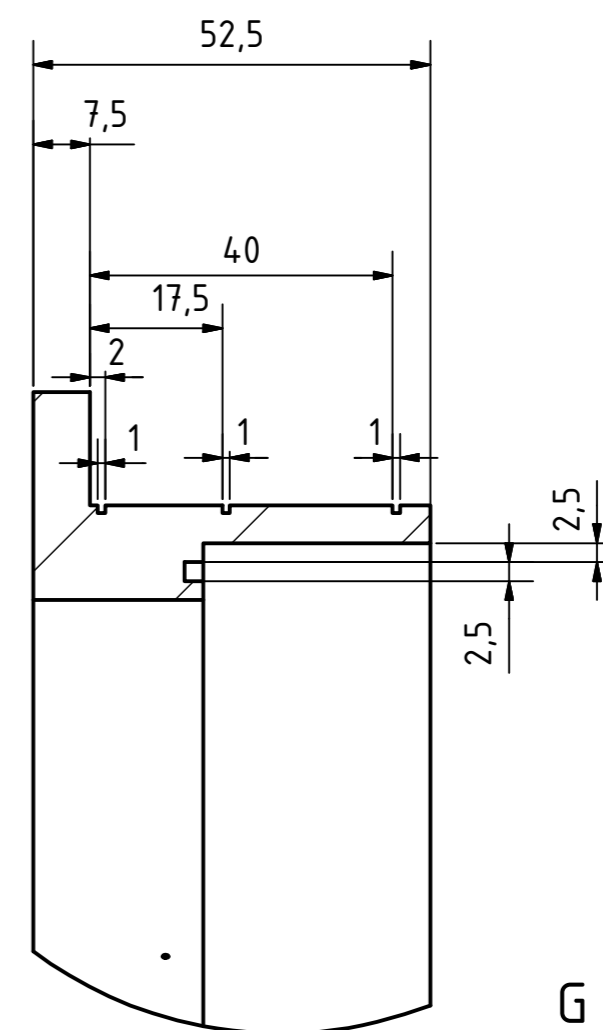
E (1:1)



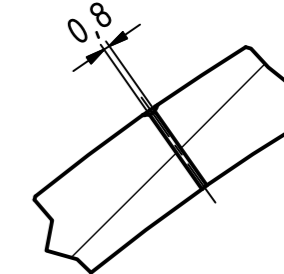
A-A (1:5)



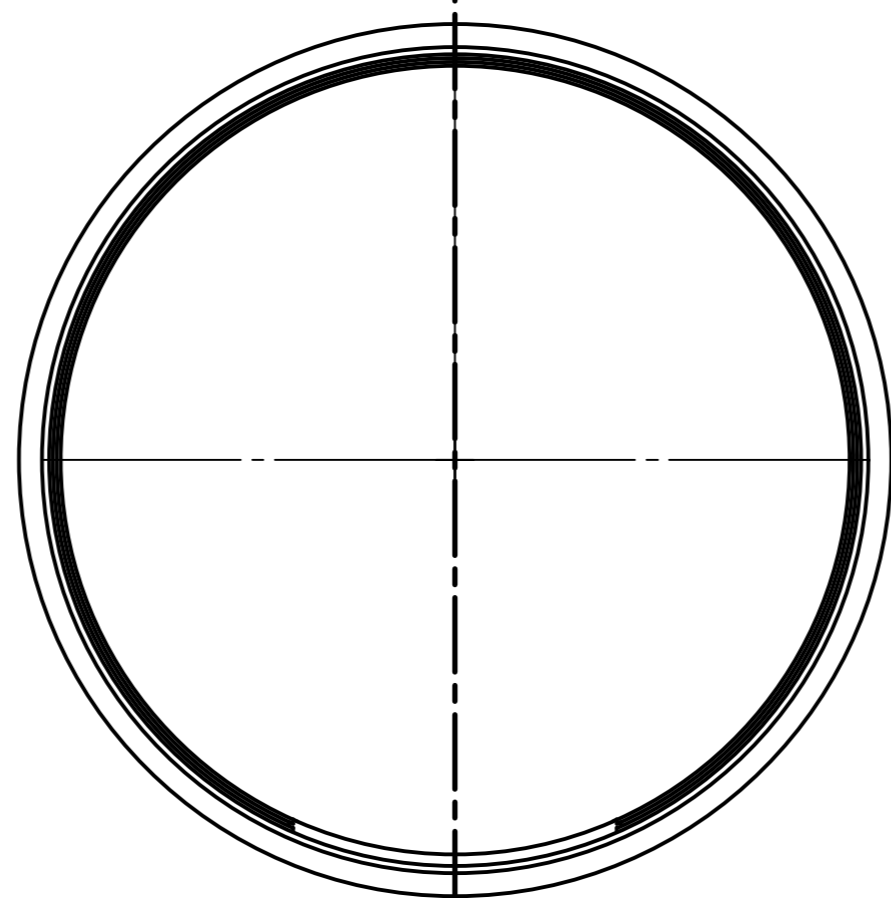
C (1:1)



G (1:1)

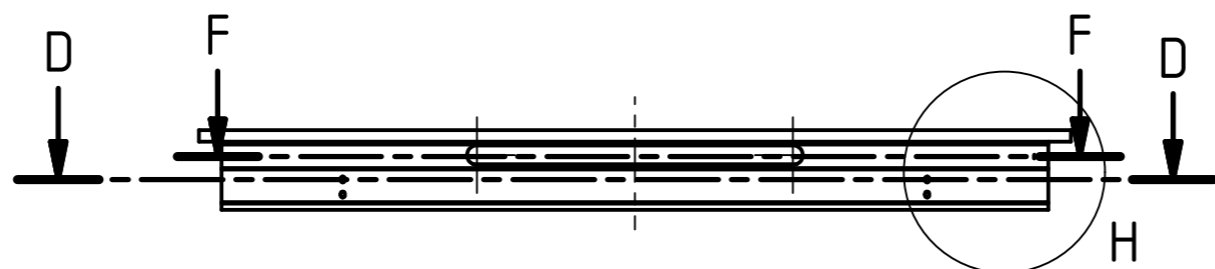
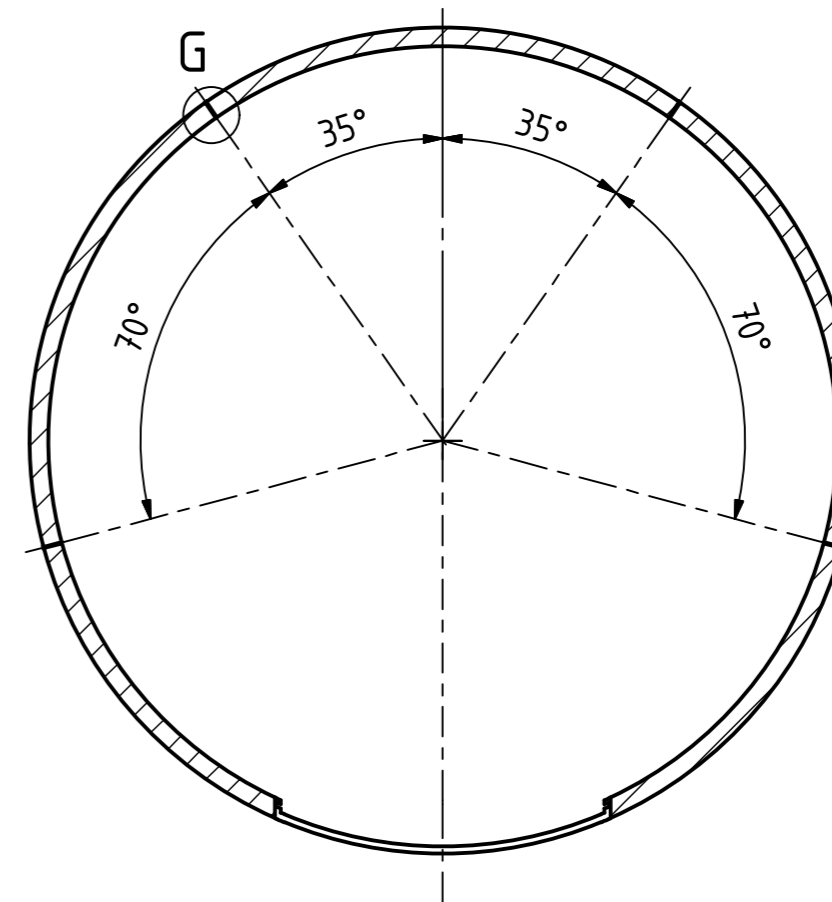


A →

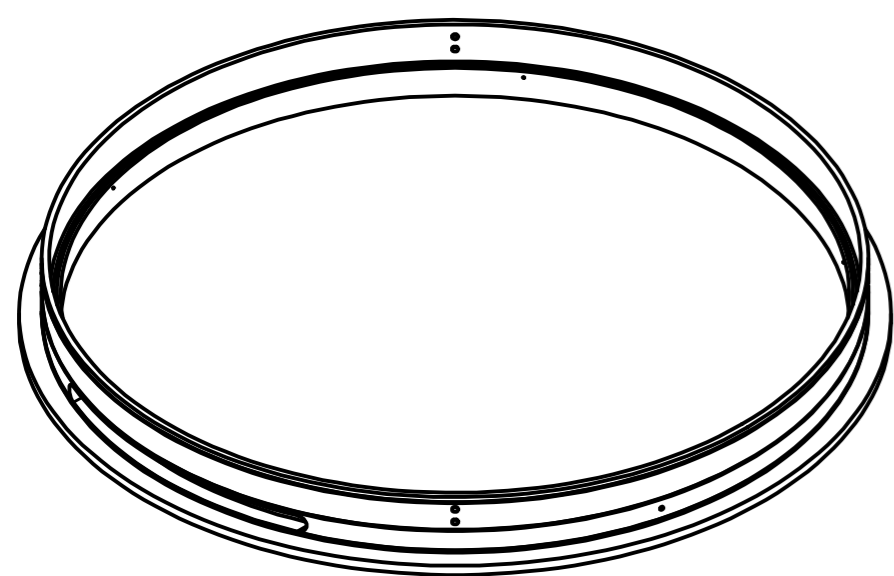
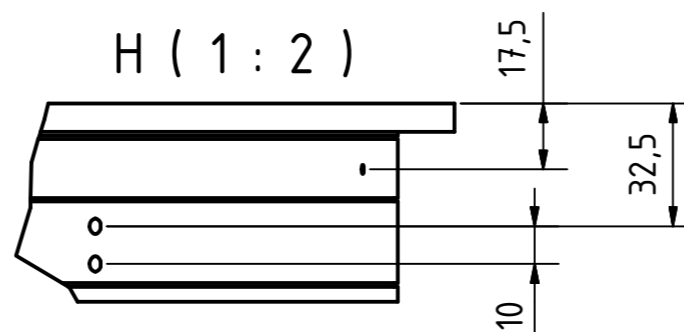


← A

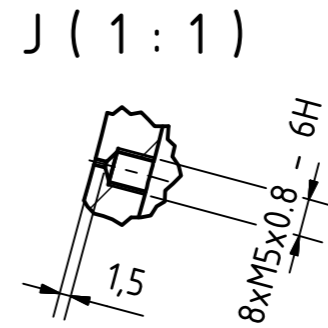
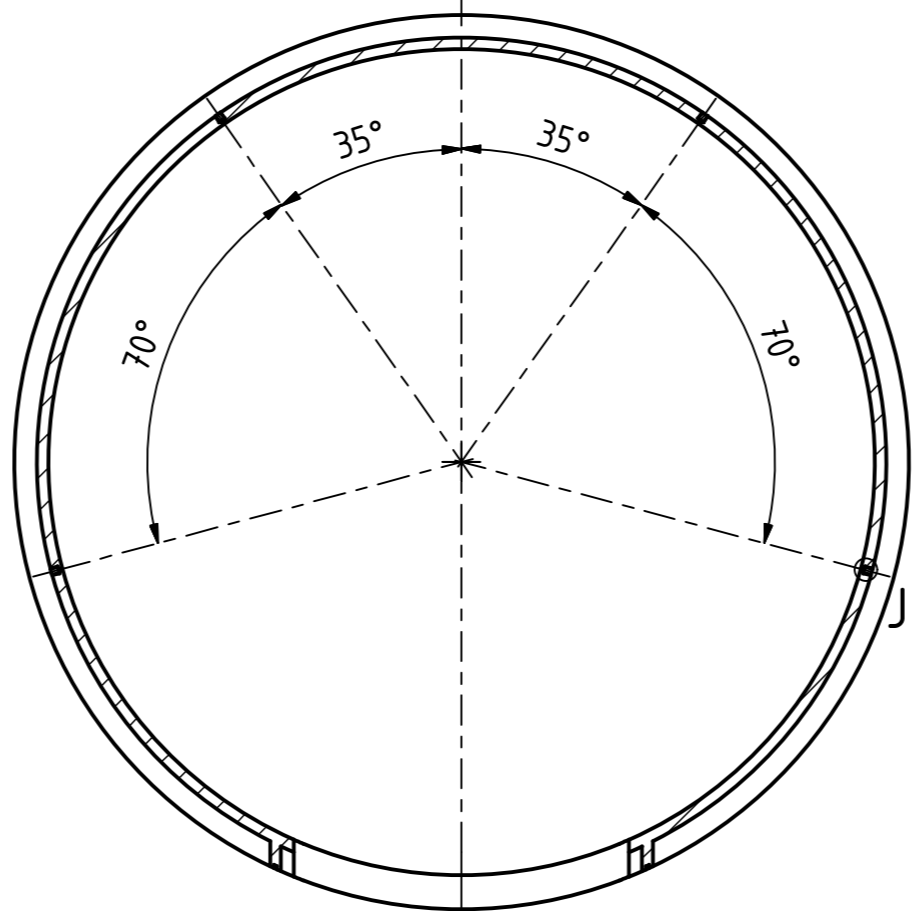
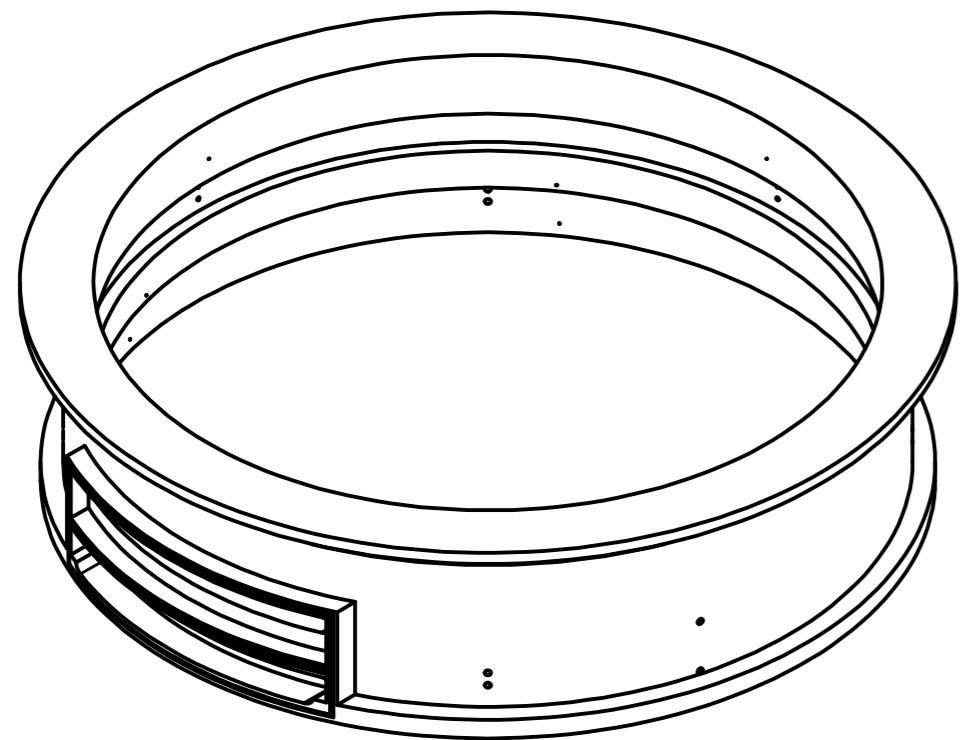
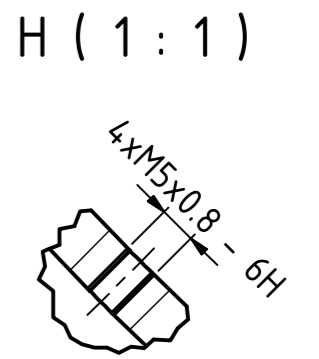
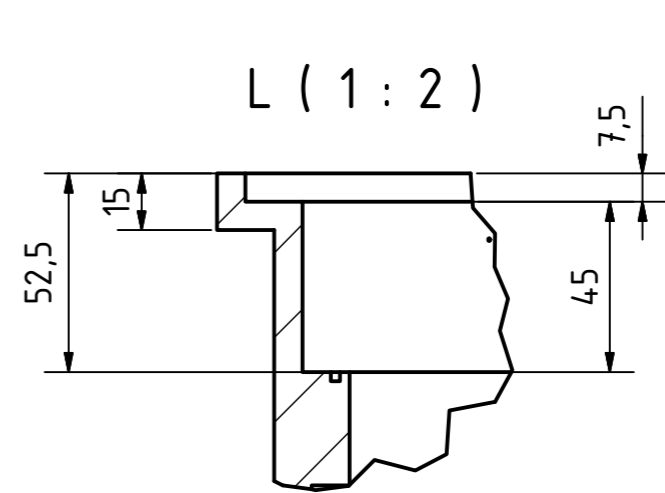
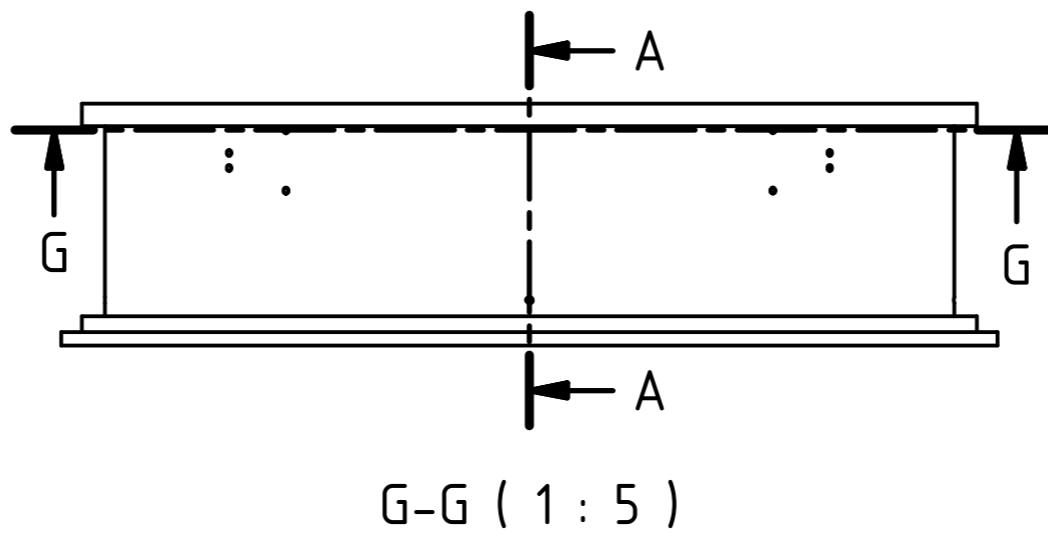
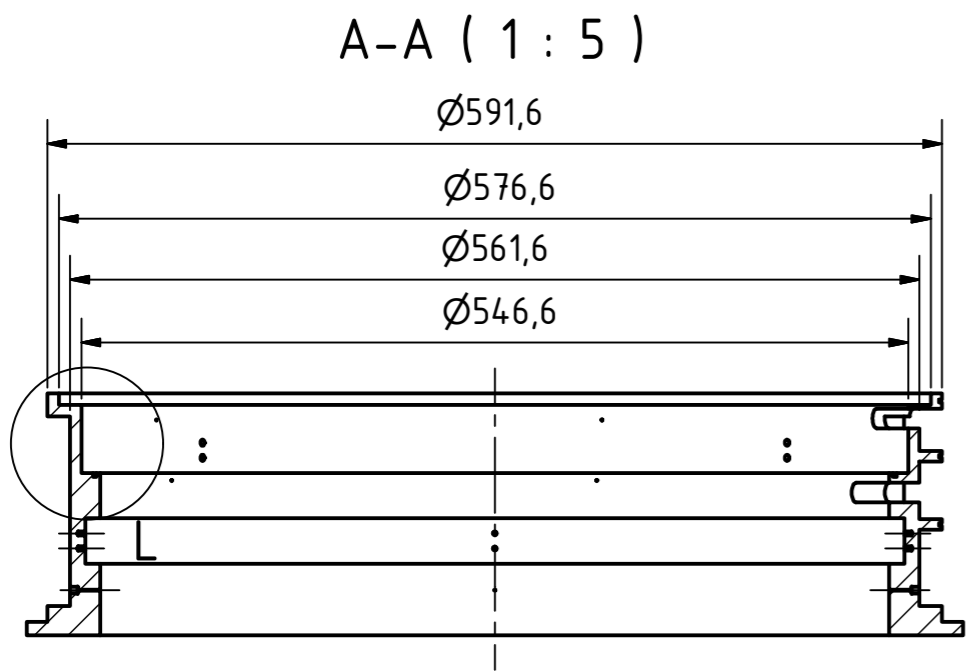
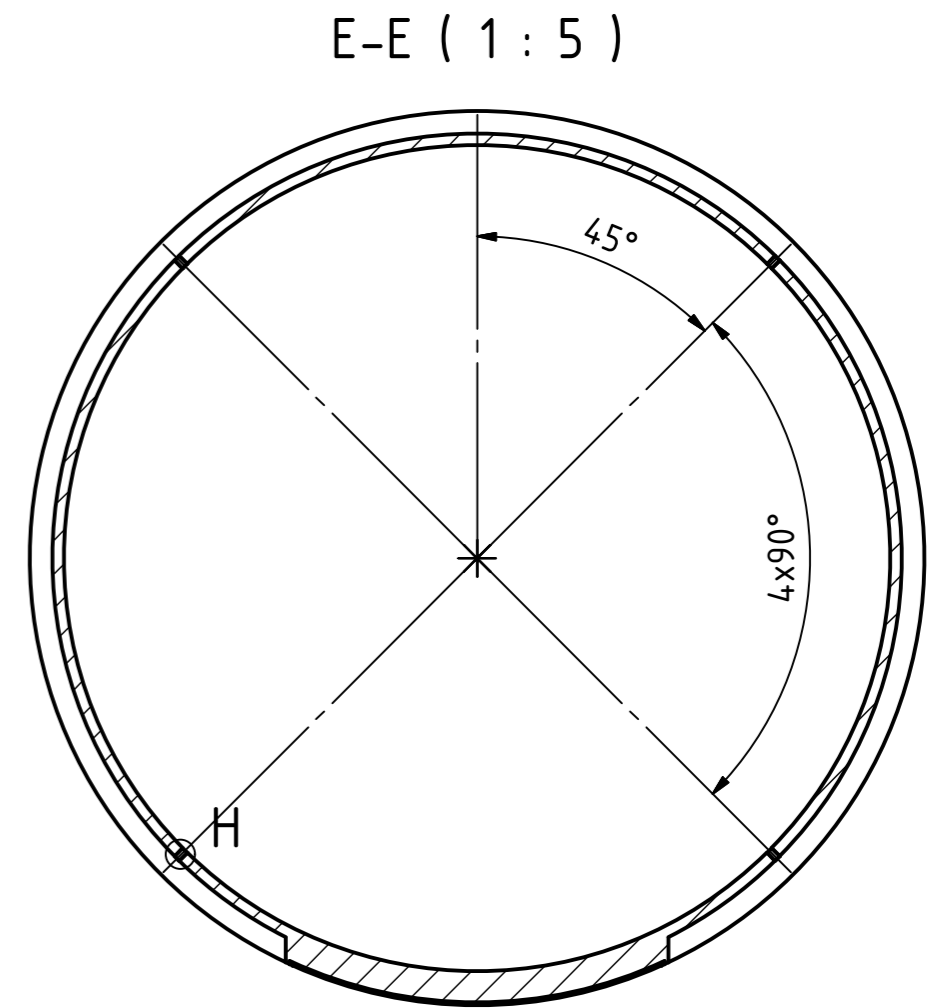
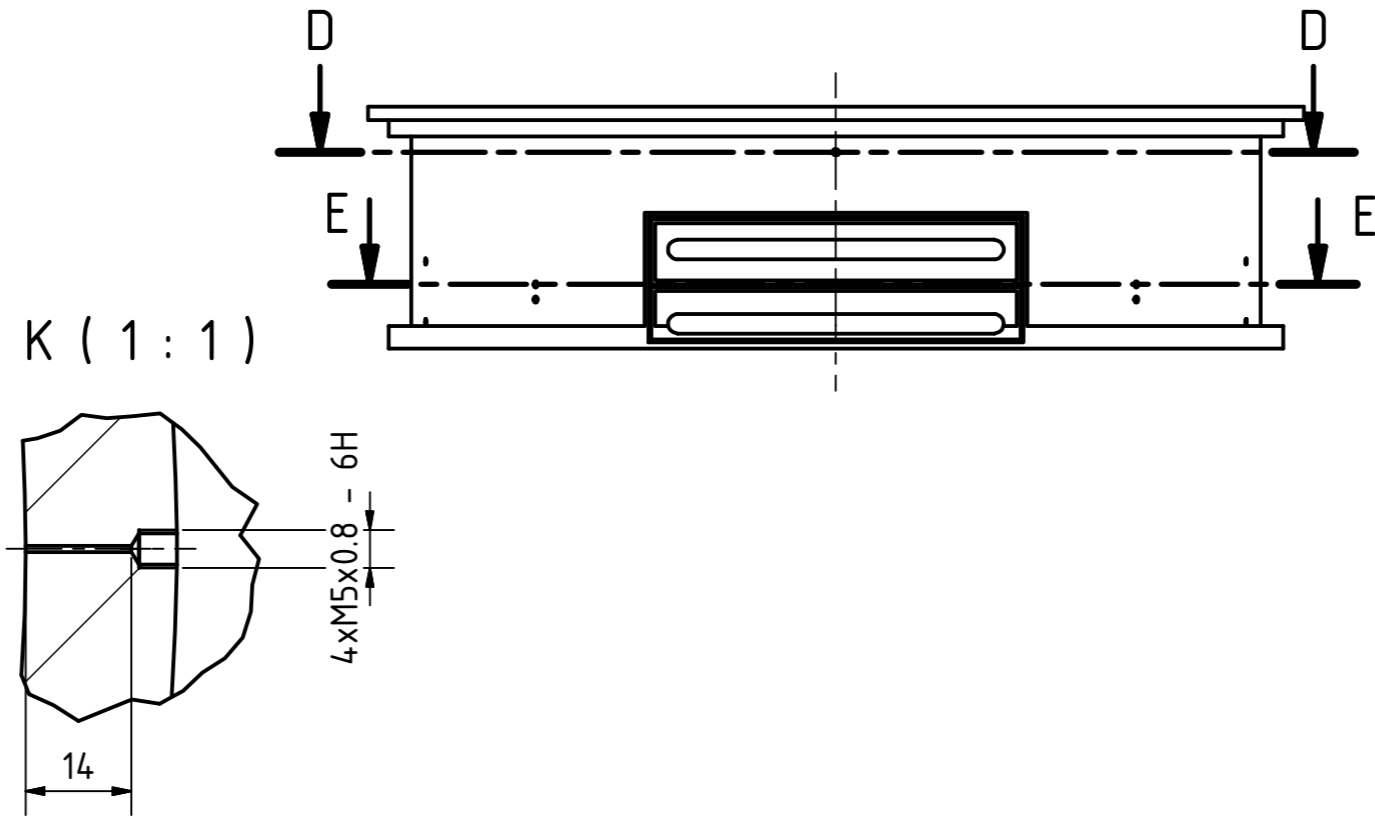
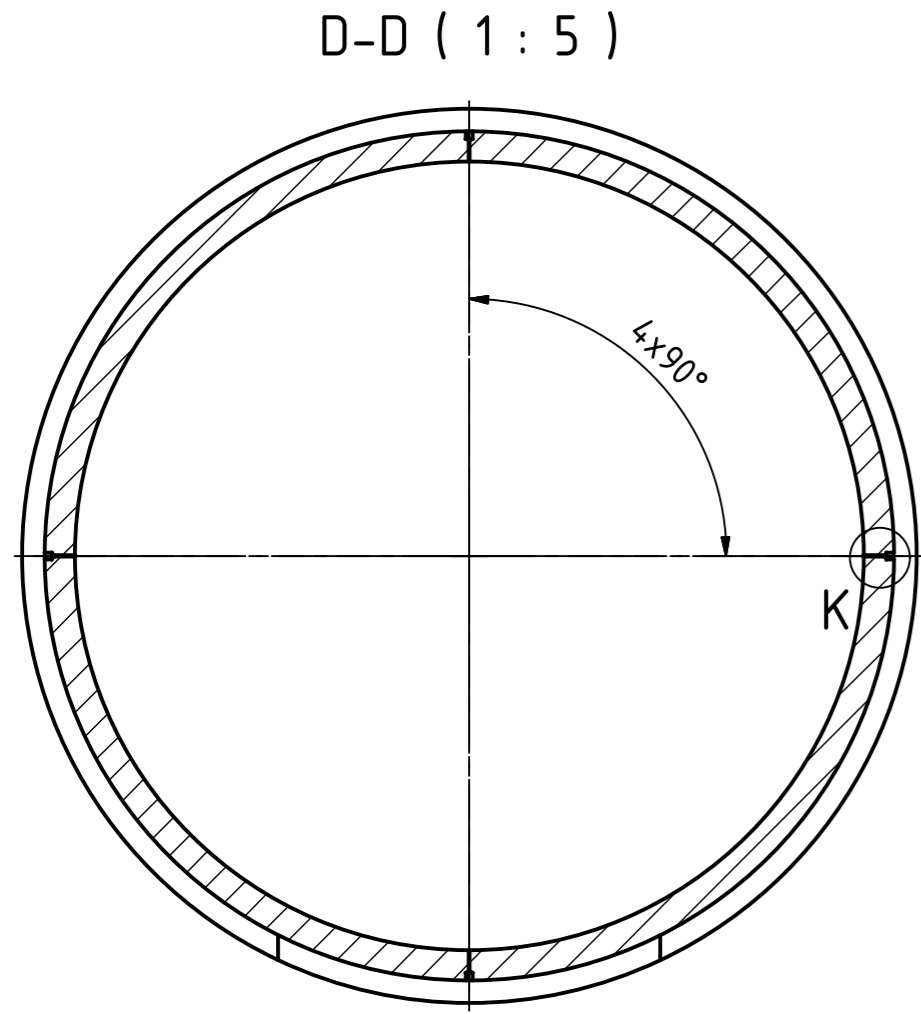
F-F (1:5)



H (1:2)



Kreslit: Tomáš Matějka Datum: 25.5.2017	Formát: A2	Měřítko 1:5
KKE Katedra energetických strojů a zařízení	VÍKO 3	
		1



Kreslil: Tomáš Matějka Datum: 25.5.2017	Formát: A2	Měřítko 1:5
Katedra energetických strojů a zařízení	<b>VÁLEC 3</b>	
		2