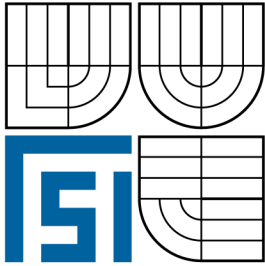


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## UCPÁVKY TURBODMYCHADEL TURBOCHARGER SEALS

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. PETR HOLÍK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ ŠKORPÍK, Ph.D.

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav  
Akademický rok: 2011/2012

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Holík

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Ucpávky turbodmychadel**

v anglickém jazyce:

### **Turbocharger seals**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Ucpávky turbodmychadel především zamezují úniku mazacího oleje do pracovního prostoru turbodmychadla a naopak. Ucpávka bývá jeden z nejslabších článků turbodmychadla a odhad jejich účinnosti a životnosti má podstatný vliv na servisní interval a jeho cenu.

Cíle diplomové práce:

- (1) Ucpávky obecně (princip, základní typy, výhody, nevýhody, výroba ...)
- (2) Turbodmychadla a typy ucpávek TBD (obecně, princip, životnost, efektivita)
- (3) Účel měření ucpávek, přenositelnost naměřených dat, popis měření (grafy, měřicí stanice), porovnání typu ucpávek používaných v TBD PBS Turbo (labyrintové a pístní kroužky).

Seznam odborné literatury:

[1] M.Boyce, Gas turbine Engineering Handbook, third edition, 2006, ISBN -13: 978-0-7506-7846-9.

[2.] Transformační technologie, on-line pokračující zdroj, dostupné z  
<http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/index.html>, ISSN 1804–8293.

[3.] D.Japkise, Centrifugal Compressor Design and Performance, 1996, ISBN 0-933283-03-2.



## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá tématem ucpávek turbodmychadel. Cílem práce je porovnání typů ucpávek používaných v turbodmychadlech společnosti PBS Turbo s.r.o a popsání způsobů jejich měření. První část popisuje princip přepřívání spalovacích motorů a základní typy turbodmychadel. Dále se věnuje dostupným provedením kontaktních a bezkontaktních ucpávek.

Hlavní část práce popisuje způsoby a důvody měření ucpávek. Dále pak obsahuje porovnání labyrintních a pístních kroužků, srovnání ucpávek vývojových řad PBS Turbo s.r.o a posuzuje vliv natočení turbodmychadla na těsnost ucpávek

## ABSTRACT

This master's thesis deals with theme of turbocharger seals. The aims of a thesis are to compare a turbocharger seals used in PBS Turbo turbochargers and to describe a testing of a seals. Principle of turbocharging and types of turbocharger are described in fist part. Next point of the thesis is describing of a face seals and non-contacting seals.

The main part of the thesis describes kinds and reasons of seals testing; also contains comparison between labyrinth seals and piston ring, comparison of seals of PBS Turbo's turbochargers and assesses the impact of turbocharger angle on the tightness of the seal.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, ucpávka, ucpávkový plyn, pístní kroužek, labyrintní ucpávka, měření ucpávek, srovnání ucpávek, kompresorová mapa, stlačení, dynamický tlak.

## KEYWORDS

Turbocharger, seal, seal gas, piston ring, labyrinth seal, seal measuring, comparing of seals, compressor map, compression, dynamic pressure



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE VŠKP DLE ČSN ISO 690

HOLÍK, P. *Ucpávky turbodmychadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODU PRÁCE

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem přitom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury, uvedené v seznamu.

Ve Velké Bíteši, dne 20.5.2012

.....

podpis



## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za svědomité vedení při vypracovávání této práce. Dále bych chtěl poděkovat konzultantům Ing. Jiřímu Vrzalovi a Ing. Jiřímu Klímovi za poskytnutí mnoha odborných informací.



## OBSAH

1. ÚVOD.....	12
2. TURBODMYCHADLA.....	13
2.1 Princip přepřínování spalovacího motoru.....	14
2.2 Základní typy turbodmychadel.....	15
2.3 Informace o společnosti PBS Turbo s.r.o.....	16
2.4 Výrobní řady turbodmychadel společnosti PBS Turbo s.r.o.....	17
2.4.1 Turbodmychadla PTR.....	17
2.4.2 Turbodmychadla NR/S.....	17
2.4.3 Turbodmychadla TCR.....	18
3. UCPÁVKY.....	19
3.1 Bezkontaktní ucpávky.....	19
3.1.1 Labyrintové ucpávky.....	19
3.1.2 Pístní kroužky.....	25
3.1.3 Hydraulické těsnění.....	27
3.1.4 Závítové těsnění.....	27
3.2 Kontaktní ucpávky.....	28
3.2.1 Mechanické ucpávky.....	28
3.2.2 Manžetové ucpávky.....	28
3.2.3 Pružné kroužky.....	29
3.3.4 Kartáčové těsnění.....	29
4. MĚŘENÍ UCPÁVEK.....	30
4.1 Důležité pojmy k měření ucpávek.....	30
4.1.1 Měření celkového tlaku.....	30
4.1.2 Měření průtoku.....	31
4.1.3 Kompresorová mapa.....	32
4.2 Druhy měření ucpávek.....	33
4.2.1 Blow-by.....	33
4.2.2 Měření tlakových poměrů.....	36
4.2.3 Simulace provozních stavů turbodmychadla.....	38
5. POROVNÁNÍ TYPŮ UCPÁVEK POUŽÍVANÝCH V TURBODMYCHADLECH PBS TURBO.....	41
5.1 Labyrintní ucpávky, pístní kroužky.....	41
5.2 Porovnání ucpávek turbodmychadel řady PTR, NR, TCR.....	45
5.2.1 Ucpávky řady PTR.....	45
5.2.2 Ucpávky řady NR/S.....	46
5.2.3 Ucpávky řady TCR.....	46
5.3 Vliv natočení turbodmychadla na těsnost ucpávek.....	48
6. SHRUTÍ PRÁCE.....	53
7. ZÁVĚR.....	54
8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	55
9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	57





## 1. ÚVOD

Přeplňování spalovacích motorů patří k možnostem, jak navýšit výkon motoru při zachování zastavěného prostoru. Přeplňování je plnění válce motoru vzduchem o tlaku a hustotě vyšší, než je tlak atmosférický. Do prostoru válce se tak dostává větší množství vzduchu a je tak možné přivést větší množství spalovaného paliva. K přeplňování slouží turbodmychadla, která jsou tak nedílnou součástí moderních spalovacích motorů.

Tato diplomová práce se zabývá tematikou ucpávek turbodmychadel. Ucpávky jsou důležitou a často kritickou součástí turbodmychadla. Slouží k těsnění olejového prostoru, kde hřídel vystupuje z ložiskové skříně a vstupuje do turbínové respektive kompresorové skříně. Ucpávky zabraňují pronikání spalin a komprimovaného vzduchu do mazacího oleje a průniku oleje do kompresorové a turbínové skříně. Ucpávky musí plnit svojí funkci při všech provozních stavech turbodmychadla, proto se jejich měření a optimalizaci věnuje značná pozornost. Nejdůležitějšími kritérii pro porovnání jejich kvality je množství ucpávkového plynu, odolnost proti podtlakům za kompresorem (start motoru), za turbínou (volnoběh – tah komína) a těsnost při naklonění turbodmychadla.

Cílem práce je popsat ucpávky turbodmychadel. Porovnat ucpávky používané v turbodmychadlech společnosti PBS Turbo s.r.o (pístní kroužky a labyrintní ucpávky) a popsat způsoby jejich měření.

Práce je rozdělena do tří částí. První část se věnuje turbodmychadlům. Zejména principu přeplňování spalovacích motorů, typům ucpávek podle typu turbodmychadla. Tato část práce také obsahuje popis vývojových řad turbodmychadel společnosti PBS Turbo s.r.o a konstrukčního provedení jejich ucpávek.

V druhé části práce je uvedeno základní rozdělení ucpávek na kontaktní a bezkontaktní, uvádí se zde princip jejich činnosti, způsoby výroby, výhody a nevýhody.

Třetí, praktická část práce je zaměřena na měření ucpávek. Je věnována porovnání labyrintních ucpávek a pístních kroužků. Dále pak obsahuje srovnání ucpávek vývojových řad turbodmychadel společnosti PBS Turbo s.r.o. a je v ní popsán vliv natočení turbodmychadla na těsnost ucpávek.

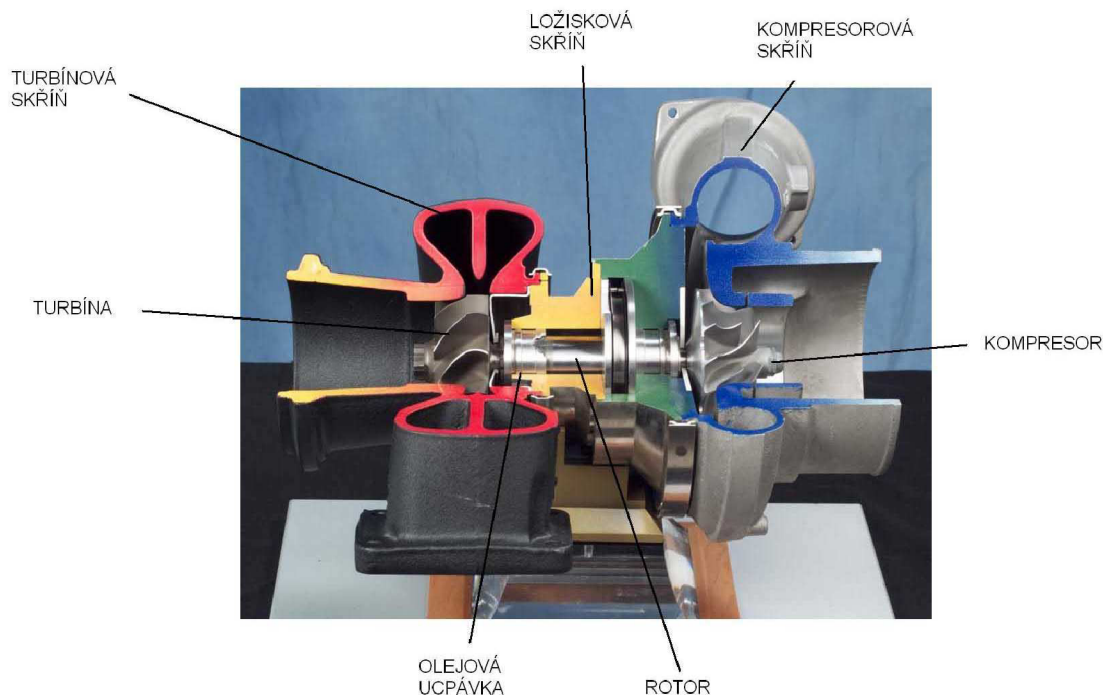
## 2. TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo je rotační stroj, který slouží ke stlačování plnicího vzduchu. Vzduch je po stlačení ochlazen v mezichladiči a poté nasáván spalovacím motorem. Plnicí turbodmychadla se vyrábí sériově v různých velikostních provedeních. Každé velikostní provedení má navíc volitelný široký rozsah průtočných částí, které je možné volit dle konkrétních požadavků motoru. Jeden typ turbodmychadla je proto možné použít na motory s širším rozsahem výkonů.

Princip přepřňování a jeho výhody jsou známy již z doby vzniku spalovacích motorů a turbodmychadlo za téměř 90 let existence (První prototyp představen v roce 1924[3]) prošlo řadou vývojových etap. Z počátku se turbodmychadla používala pro přepřňování velkých dieselových lodních motorů a pár aplikací se objevovalo i na železniční a truck dieselových motorech. Postupem času se turbodmychadla prosadila i do komerčních osobních automobilů a odstartovaly tak novou éru přepřňovaných motorů.

V současné době se turbodmychadla využívají ve spoustě aplikací a neomezují se pouze na dieselové motory. Jejich vlastnosti jsou využívány u motorů s plynovou turbínou, u motorů na těžká paliva, v plynových motorech, u stacionárních motorů na výrobu elektrické energie atd.

Základními součástmi turbodmychadla jsou kompresor a turbína, které jsou na společné hřídeli, ložisková soustava, která slouží k podpoře hřídele. Dále pak ložisková, turbínová a kompresorová skříň. Skříňe jsou vodou chlazené nebo nechlazené (záleží na konkrétním typu turbodmychadla a typu aplikace). Nedílnou součástí turbodmychadla jsou i hřídelové ucpávky, které oddělují mazací olej od pracovního prostoru turbíny a kompresoru a mají zásadní vliv na funkci a životnost turbodmychadla.

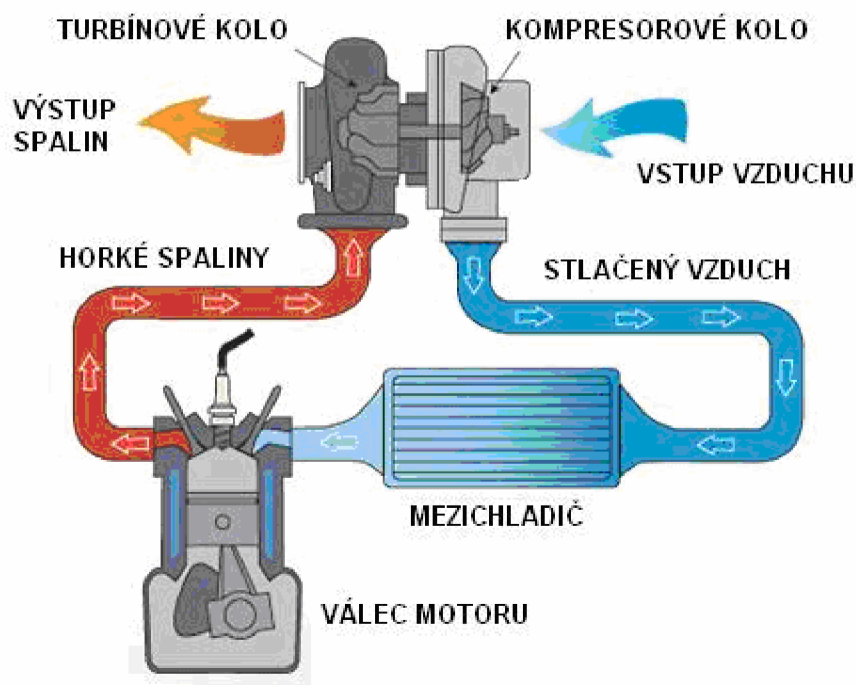


Obr. č. 2.1 – Základní části turbodmychadla[upraveno z 8]

## 2.1 Princip přehřívání spalovacího motoru

Přehřívání je plnění válce motoru vzduchem o tlaku a hustotě vyšší, než je tlak atmosférický. Díky tomuto se do válce dostává větší množství vzduchu, což umožňuje zvýšit množství spalovaného paliva. Tím dosahujeme vyššího měrného výkonu motoru. Přehřívání má i další výhody oproti nepřehřívávanému motoru např.: přehřívávaný motor je menší, má menší hmotnost (při stejném výkonu oproti nepřehřívávanému), je levnější, snáze splňuje emisní limity atd. Nevýhodami přehřívání je složitější konstrukce a větší mechanické a tepelné zatížení motoru, což má vliv na volbu kvalitnějších a dražších materiálů motoru.

Principiální schéma přehřívání je na obr.č.2.2. Ve schématu je zařazen mezichladič, který ochlazením stlačeného vzduchu navyšuje jeho hustotu. Do válce se tak dostává větší množství stlačeného vzduchu.



Obr.č.2.2 – Principiální schéma přehřívání spalovacího motoru[17]

## 2.2 Základní typy turbodmychadel

Turbodmychadla lze rozdělit z několika hledisek. Jedním z nich může být typ motoru, na kterém je turbodmychadlo použito, např. dieselové, plynové motory atp. Každý typ motoru pracuje za jiných teplotních, tlakových podmínek a využívá jiný typ paliva. Tím je ovlivněna i konstrukce a materiály turbodmychadla, které musí odolávat jak vysokým teplotám, tlakům, tak i agresivnímu prostředí výfukových plynů. V konečném důsledku tak typ motoru ovlivňuje i volbu ucpávek, které musí plnit svoji funkci i při horších podmínkách. Např. pokud TBD pracuje za vysokých tlaků (popř. za takových, kdy tlak chladicího oleje a tlak komprimovaného vzduchu jsou téměř totožné) se používají vícenásobné ucpávky (kombinace pístních kroužků a labyrintů, popř. více pístních kroužků za sebou).

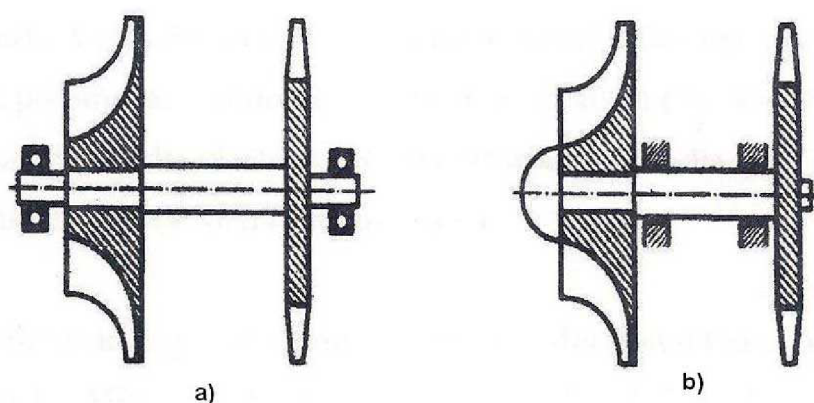
Další možností, jak rozdělit turbodmychadla je dle velikosti výkonu motoru. Pro velké námořní motory a velké stacionární motory na výrobu elektrické energie se nejčastěji používají turbodmychadla s axiální turbínou viz obr. 2.3 a). Oproti tomu na malé a střední motory (automobilní, lokomotivní atp.) se používají TBD s radiální (radiaxiální) turbínou viz obr. 2.3 b).

Hranice pro použití axiální nebo radiální turbíny není pevně stanovena, ale nejmenší axiální turbíny se vyrábějí do vnějšího průměru lopatek 300mm a největší radiální turbíny do průměru oběžného kola 400mm. Velikost turbodmychadla zároveň určuje i typ použité ucpávky. Velká axiální turbodmychadla nejčastěji používají k těsnění olejového prostoru labyrintové ucpávky, oproti tomu radiální turbodmychadla nejčastěji používají pístní kroužky. Použití není striktně určeno a v mnoho aplikacích jsou ucpávky řešeny jiným způsobem (kombinací ucpávek atp.)



Obr.č.2.3 - Rotor turbodmychadla s a) axiální turbínou b) s radiální turbínou [10,11]

Turbodmychadla lze také rozdělit podle způsobu uložení hřídele v ložiscích. Existují dva základní typy uložení vnější a uložení vnitřní. Schématické zobrazení viz. obr. č.2.4.



Obr.č.2.4 – Možnosti uložení hřídele turbodmychadla, a)vnější uložení b)vnitřní uložení [15]

Uložení vnější se používá u turbodmychadel s axiální turbínou a radiálním kompresorem. Výhodou tohoto uložení je rychlá demontáž ložisek a menší přestup tepla do ložisek na straně turbíny. Nevýhodou je větší konstrukční délka, průměr rotoru a složitější je i celá konstrukce TBD. U tohoto typu uložení jsou nejčastěji použité labyrintové ucpávky. Vnější uložení ložisek je použito např. u nejstarší konstrukční řady turbodmychadel PDH společnosti PBS Turbo.

Vnitřní uložení se vyznačuje menší délkou, průměrem rotoru a nižší hmotností turbodmychadla. Vnitřní uložení je používáno u turbodmychadel s radiálním kompresorem a radiální(axiální) turbínou. Nevýhodou tohoto uložení je nižší mechanická účinnost v důsledku většího průměru ložisek, větší přestup tepla do ložisek a obtížnější demontáž ložisek. Tento typ uložení je použitý u konstrukčních řad TCR, PTR a NR společnosti PBS Turbo. K těsnění ložiskového prostoru slouží nejčastěji pístní kroužky.

### **2.3 Informace o společnosti PBS Turbo s.r.o**

PBS Turbo je největší českou společností, která vyrábí turbodmychadla pro dieselové, plynové motory lodí, lokomotiv a také pro stacionární motory na výrobu elektrické energie od 300kW do 4700kW na jedno turbodmychadlo. Tradice výroby turbodmychadel je stará přes 55 let.

Výrobní program PBS Turbo zahrnuje starší výrobní řady turbodmychadel s axiální turbínou vlastní licence a to PDH a PTD. Mezi novější výrobní řady patří turbodmychadla s radiální turbínou TCR a PTR vlastní konstrukce a turbodmychadla NR, která jsou vyráběna pod licencí MAN B&W Diesel AG.

Pro konstrukci turbodmychadel v PBS Turbo jsou používány moderní metody simulace proudění pomocí CFD softwaru, která jsou podpořena řadou experimentálních měření. Pevnostní výpočty se provádí pomocí metody konečných prvků(FEM), na které navazují výpočty životnosti, které se opět ověřují řadou měření.

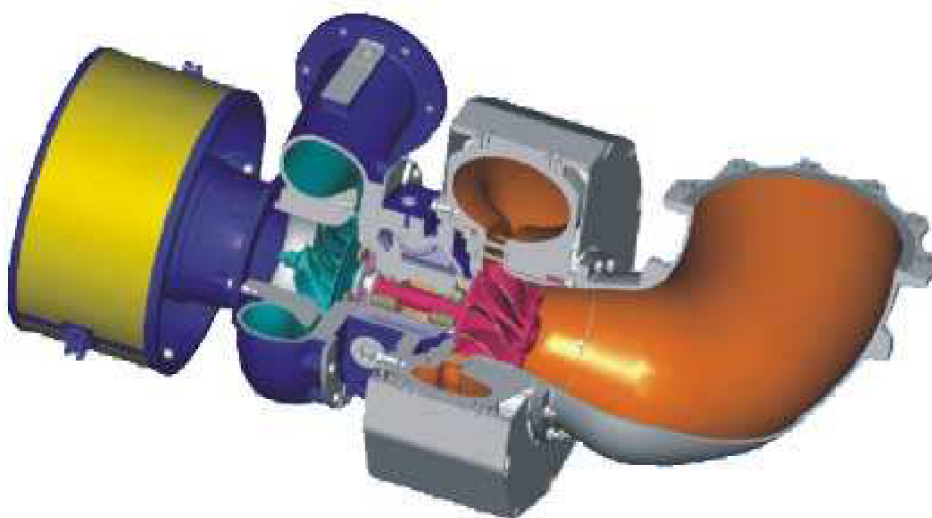


## 2.4 Výrobní řady turbodmychadel společnosti PBS Turbo s.r.o

### 2.4.1 Turbodmychadla PTR

Používají se pro motory v rozsahu výkonů 400 – 1400kW na jedno turbodmychadlo. Jde o turbodmychadla s radiální turbínou a jejich použití je vhodné jak na dieselové tak i na plynové motory. Rotor je uložen ve vnitřních kluzných ložiscích a mazání je zajištěno mazacím okruhem od motoru. Ložisková skříň je chlazená vodou, oproti tomu turbínová je nechlazená a pouze tepelně izolovaná [9].

Těsnění olejového prostoru je na turbínové i kompresorové straně realizováno pístním kroužkem. Pístní kroužek na straně turbíny je uložen ve hřídeli, na straně kompresoru je uložen v kompresorovém deklu.



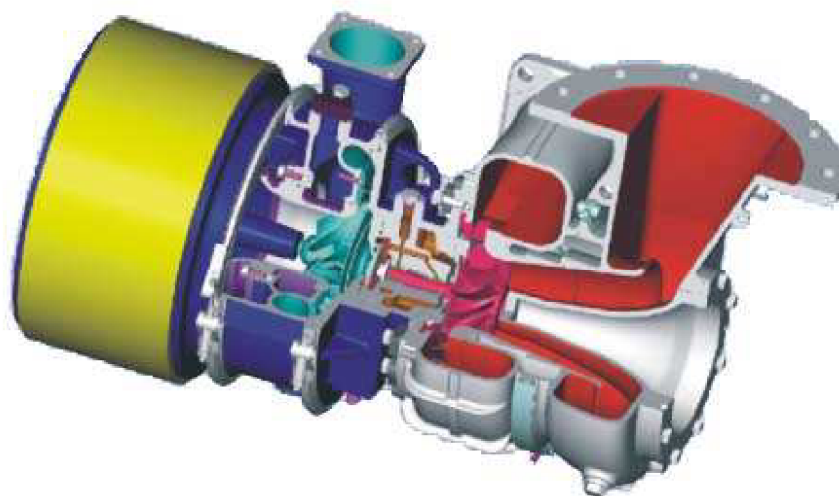
Obr.č.2.5 – Řez turbodmychadlem PTR[9]

### 2.4.2 Turbodmychadla NR/S

Turbodmychadla řady NR/S jsou vhodná pro dieselové, plynové motory i motory na těžká paliva s výkonem od 350 do 1700 kW na jedno turbodmychadlo. Jde o turbodmychadlo s radiální turbínou, rotor je uložený ve vnitřních kluzných ložiscích, která jsou mazaná systémem od motoru. Vstupní a výstupní skříň jsou tepelně izolovány [9].

U turbodmychadel řady NR/S jsou 2 typy provedení ucpávek. Při aplikacích na dieselové motory jsou turbodmychadla těsněna na kompresorové i turbínové straně labyrintním kroužkem. Labyrint je vysoustružen v ocelovém kroužku, který je nalisovaný na hřídel.

Pro aplikace na plynové motory (NR/SJ,NR/SR) jsou olejové prostory turbodmychadla z bezpečnostních důvodů těsněny ocelovými pístními kroužky. Na turbínové straně slouží pístní kroužek jako primární ucpávka, sekundární ucpávka je labyrintní. Labyrint i drážka pro pístní kroužek jsou vysoustruženy v ocelovém kroužku, který je nalisovaný na hřídel. Na kompresorové straně je pouze jedna ucpávka, pístní kroužek, který je uložen v kompresorovém deklu.



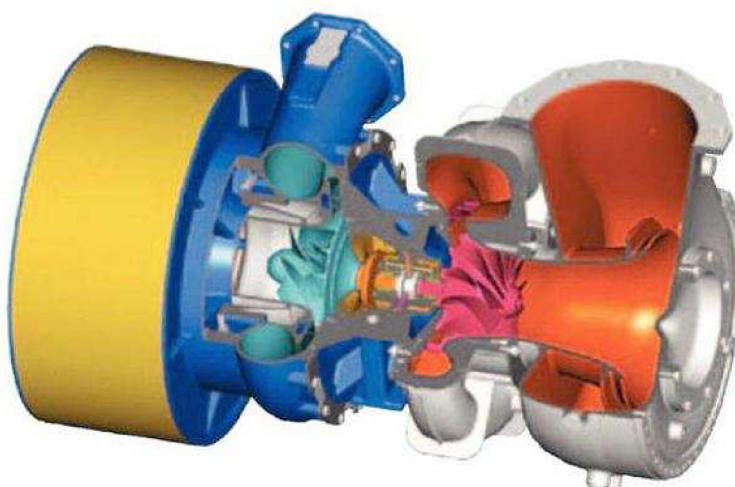
Obr.č.2.6 – Řez turbodmychadlem NR/S[9]

### 2.4.3 Turbodmychadla TCR

Turbodmychadla řady TCR jsou používána na hlavní a pomocné lodní motory, stacionární motory s generátorem a jiné speciální průmyslové jednotky. Z hlediska paliva rozlišujeme aplikace na diesellové, těžké oleje, plynové (zemní, skládkový, dřevoplyn atd.). Používají se pro výkony 450 – 6700kW na jedno turbodmychadlo (6700kW u turbodmychadel vyráběných v MAN B&W Diesel AG [16]). Jsou vhodné jak pro 2-taktní, tak 4-taktní motory. Vyznačují se vysokou přizpůsobitelností, jednoduchou údržbou, dlouhým servisním intervalem a vysokou účinností. [9]

Rotor je uložen ve vnitřních kluzných ložiscích, která jsou mazána přímo systémem motoru. Skříně jsou chlazené i nechlazené (podle požadavků zákazníka). Maximální účinnost turbodmychadla je dosažena úpravou celého kompresorového a turbínového stupně pomocí CFD softwaru.

Turbínová i kompresorová strana ložiskové skříně je těsněna pístními kroužky. Na straně turbíny je pístní kroužek uložen v drážce ve hřídeli. Kompresorový pístní kroužek je uložen v kompresorovém dekle. Ucpávky řady TCR jsou proto snadné pro servisní výměnu.



Obr.č.2.7 – Řez turbodmychadlem TCR[9]

## 3. UCPÁVKY

Ucpávky jsou velice důležitou a často kritickou součástí turbodmychadla i další rotačních strojů, a to zejména při vysokých otáčkách a vysokých tlacích. Ucpávky jsou umístěny v prostoru, kde hřídel vychází z ložiskové skříně a začíná kompresorová nebo turbínová část hřídele turbodmychadla. Používají se, aby nedocházelo k pronikání mazacího oleje z prostoru ložiskové skříně do kompresorové (turbínové) skříně. Další funkcí těchto ucpávek je minimalizovat pronikání spalin (komprimovaného vzduchu) do ložiskové skříně.

Ucpávky jsou součástí rotoru, proto mají vliv na jeho dynamické a tlumící vlastnosti. Tyto vlastnosti se mění geometrií, typem a tlakem v ucpávkách. Proto je nutné ucpávky již od počátku pečlivě navrhovat.[4]

Lze je rozdělit do dvou základních skupin a to kontaktní a bezkontaktní ucpávky. Pro malá, rychloběžná turbodmychadla, na kompresorové i turbínové straně, se nejčastěji používají pístní kroužky.

U velkých turbodmychadel s větším průměrem rotoru se používá bezdotykových, vícebřítých labyrintových ucpávek.

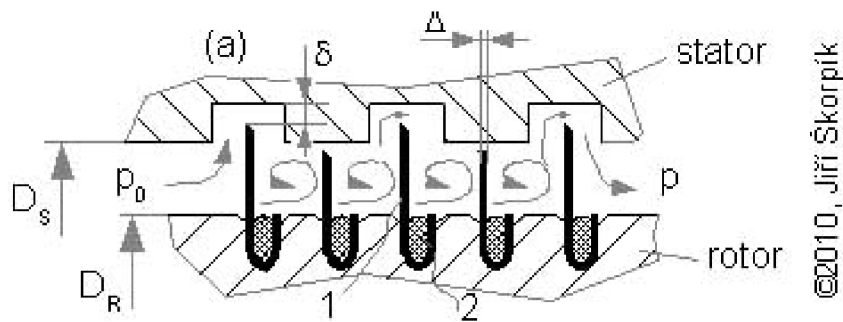
### 3.1 *Bezkontaktní ucpávky*

Bezkontaktní ucpávky jsou využívány při vysokých obvodových rychlostech a mají velkou mechanickou spolehlivost. Mezi bezkontaktní ucpávky patří labyrintové ucpávky a ucpávky v podobě kroužků. Mezi jejich výhody patří to, že se během provozu neopotřebovávají, čímž se minimalizuje pravděpodobnost havárie a také se prodlužuje servisní interval turbodmychadla. Výhodou je také, že téměř neovlivňují dynamiku rotoru.

#### 3.1.1 **Labyrintové ucpávky**

Labyrintové ucpávky jsou jednou z nejjednodušších možností těsnění olejového prostoru turbodmychadla. Labyrintová ucpávka se skládá z obvodových břitů vystupující nejčastěji z hřídele (popř. z pouzdra zalisovaného v ložiskové skříně) a náboje. Břity tvoří kaskádu, mezi nimiž jsou prstencové otvory. Nejvyšší rychlosti pracovního plynu jsou v místě, kde je břit nejbližší k náboji. Kinetická energie je zde mařena vířením pracovního plynu v prostoru mezi břity. Princip maření tlaku je vidět na obrázku 3.1. Labyrintní ucpávky se často používají jako sekundární ucpávka k pístním kroužkům.[4]





Obr. 3.1 - Princip škrcení plynu v labyrintové ucpávce [1]

- 1 - temovací drát
- 2 - břit z tenkého labyrintu
- $p_0$  - tlak plynu před ucpávkou
- $p$  - tlak plynu za ucpávkou
- $\delta$  - radiální vůle mezi břitem a statorem
- $\Delta$  - šířka břitu
- $D_R$  - průměr rotoru
- $D_S$  - průměr statoru

Důležitým parametrem, který ovlivňuje vlastnosti ucpávky, množství ucpávkového plynu, je radiální vůle. Lze jí vypočítat ze vztahu:

$$\delta = B \frac{D_R}{1000} + 0,25 [mm] \quad [2]$$

- $B[-]$  - konstanta dle materiálu:
  - 0,85 – feritická ocel
  - 1,35 – austenitická ocel
- $D_R$  - Průměr rotoru

Vztah platí pro labyrintní ucpávky, kde je pracovním plynem pára.

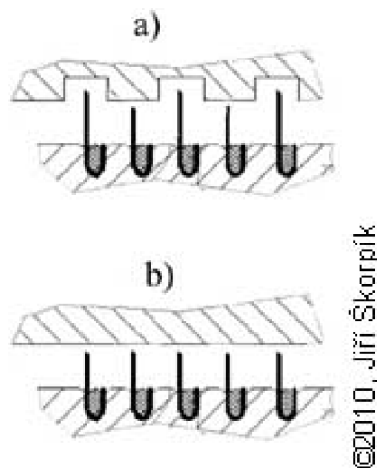
Největší výhodou labyrintových ucpávek je velká životnost, protože nedochází ke kontaktnímu opotřebení. Mezi další výhody patří jednoduchá a prověřená konstrukce, možnost volit mezi řadou materiálů, minimální vliv na dynamiku rotoru a v neposlední řadě nejsou náchylné na zanášení nečistotami.

Největší nevýhodou labyrintových ucpávek je, že již z principu funkce jistou část média propouští, čímž dochází k zanášení mazacího oleje a je tak nutné odvětrávat prostor olejové nádrže. Další nevýhodou je, že labyrinty se snadno poškodí a odlomené částičky mohou poškodit důležité součásti jako jsou ložiska, což zpravidla vede k havárii turbodmychadla. Z těchto důvodů jsou v dnešní době labyrintové ucpávky nahrazovány pístními kroužky, manžetovými ucpávkami atd.. Případně se labyrinty používají jako sekundární ucpávka.

Dříve byly břity labyrintu vyráběny relativně dlouhé a prstencové otvory mezi nimi široké. Tato konfigurace nebyla optimální. Dlouhé břity se snadno poškodily a samotné

ucpávky byly velkých rozměrů. V současné době se labyrinty vyrábějí s kratšími, robustnějšími břity, prstencové prostory jsou menší. Ucpávky tak jsou tak kompaktnější.[4]

Labyrinty se vyrábějí ve dvou provedeních, pravý a nepravý. Rozdíl mezi nimi je patrný z obrázku č.3.2. U turbodmychadel se používají pouze labyrintní ucpávky nepravé. Pravé labyrinty se používají například u parních nebo plynových turbín turbin, kde jsou skříňě rozděleny dělicí rovinou a je tak možné použít pravé labyrinty. Oproti turbodmychadlům, které se skládají axiálně a skříň je vyrobena jako jeden odlitek.



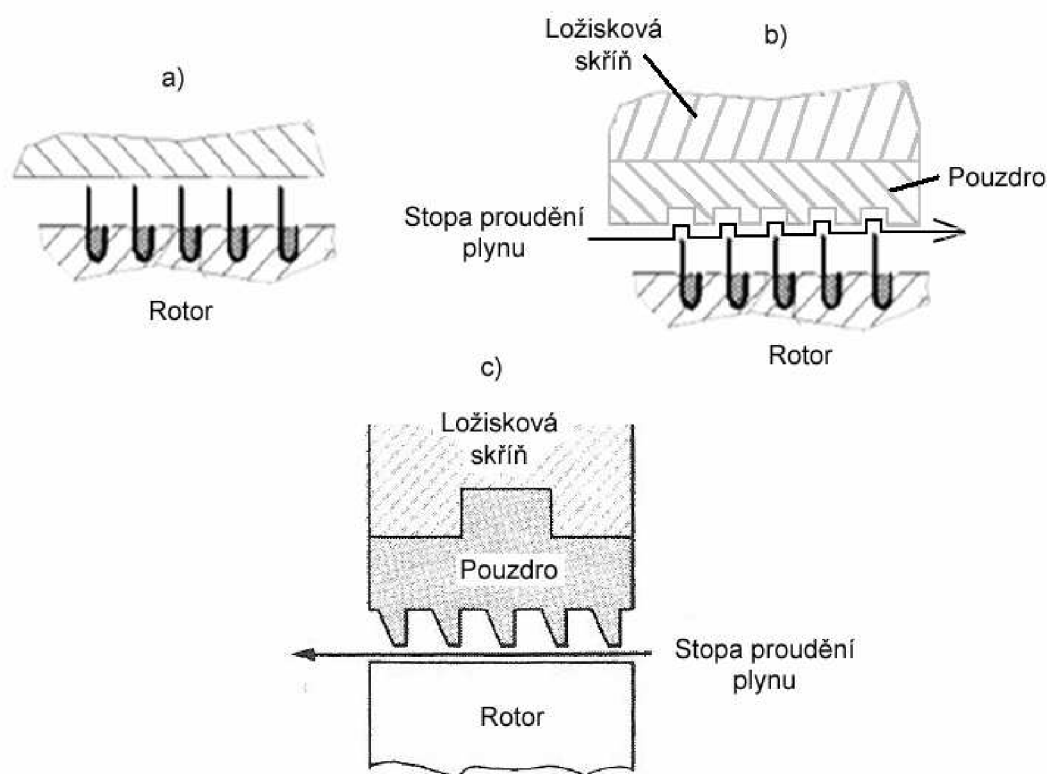
Obr. č.3.2 – a) Labyrint pravý, b) labyrint nepravý [ 1 - upraveno se souhlasem autora]

Nepravé labyrinty se vyrábějí v různých provedeních a z různých materiálů, čímž se výrobcům naskytá možnost různých konfigurací. Některé z nich jsou na obr. č.3.3. Na obr. č.3.3 a) je tzv. rotační labyrint. Břity mohou být přímo vysoustruženy v hřídeli, popř. se do hřídel zatemují (břit ve tvaru J-profilu je mechanicky(ručně) zalisován pomocí drátu do hřídele) .

Břity se vyrábějí z oceli, která je vždy pevnější, než náboj. Náboj je vyráběn z hliníku, nekovových slitin popř. měkkých materiálů a je pevně zalisovaný v ložiskové skříni. Je vždy z měkčího kovu, aby při radiálním ani axiálním posunu rotoru nedošlo k zadření ucpávky. Při těchto posuvech se do náboje vytvoří rotační prstence, které v podstatě vytvoří pravý labyrint viz.obr.3.3 b). Další důvodem je, že se ucpávka nezadírá při radiálních posuvech a proto i radiální vůle může být menší.

Další možností, jak vytvořit rotační labyrint je nalisování pouzdra s vnějšími břity na hřídel. Tyto způsoby konfigurace se užívají nejčastěji jako sekundární olejová ucpávka, přičemž jako primární ucpávka slouží pístní kroužek.

Na obr.3.3 c) jsou břity labyrintu vysoustruženy v pouzdru, které je zalisované v ložiskové skříni. Pouzdro je vyrobeno z hliníku, bronzu nebo oceli.



Obr.č.3.3 – Možnosti provedení labyrintů- a) Rotační labyrint, břity z oceli připevněné ve hřídeli, b) Rotační labyrint se zalisovaným pouzdrům v ložiskové skříňi[1 upraveno se souhlasem autora], c) Stacionární labyrint z měkkého kovu

Základní podmínkou, aby bylo zajištěno maximální utěsnění, jsou ostré hrany břitů ve směru proudění plynu. Principiálně fungují tyto ostré hrany jako clona. Další vlastností labyrintových ucpávek je, že čím více břitů labyrintová ucpávka má (rotačních komůrek), tím menší je hmotnostní tok ucpávkového plynu přes labyrint. Lze jej spočítat podle Stodolova vztahu:

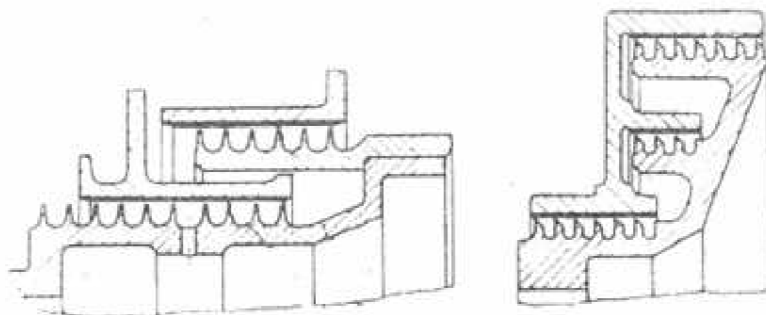
$$Q = k \cdot Q_t = k \cdot A \cdot \rho_o \cdot c = k \cdot A \cdot \rho_o \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T_o}{z} \cdot \left(1 - \frac{p_1^2}{p_o^2}\right)} = k \cdot A \cdot \sqrt{\frac{p_o^2 - p_1^2}{z \cdot R \cdot T_o}} \quad [5]$$

kde:

- z – počet labyrintových břitů
- A – průtočná plocha při radiální mezeře  $\delta$  na středním průměru  $D_s$
- $p_o, p_1$  – tlaky plynů před a za labyrintovým těsněním
- $T_o$  – teplota před ucpávkou [ $^{\circ}\text{K}$ ]
- $\rho_o$  – měrná hmotnost plynu před ucpávkou
- R – plynová konstanta,  $R=287,1 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$
- k – opravný koeficient, který respektuje vliv tvaru a konstrukce ucpávky

Z uvedeného vztahu lze odvodit, že hmotnostní průtok pracovního plynu labyrintovou ucpávkou je závislý nejen na počtu břitů, ale i na průtočné ploše  $A$ , respektive na radiální mezeře  $\delta$ , středním průměru  $D_s$ , tvaru a konstrukci mezibřitových prostor. Vztah platí pro labyrintní ucpávky, kde je pracovním plynem vodní pára.[5]

V některých aplikacích, ve snaze snížit celkovou délku labyrintové ucpávky, se umisťují jednotlivé řady břitů nad sebe tj. patrově. viz obr. č.4.



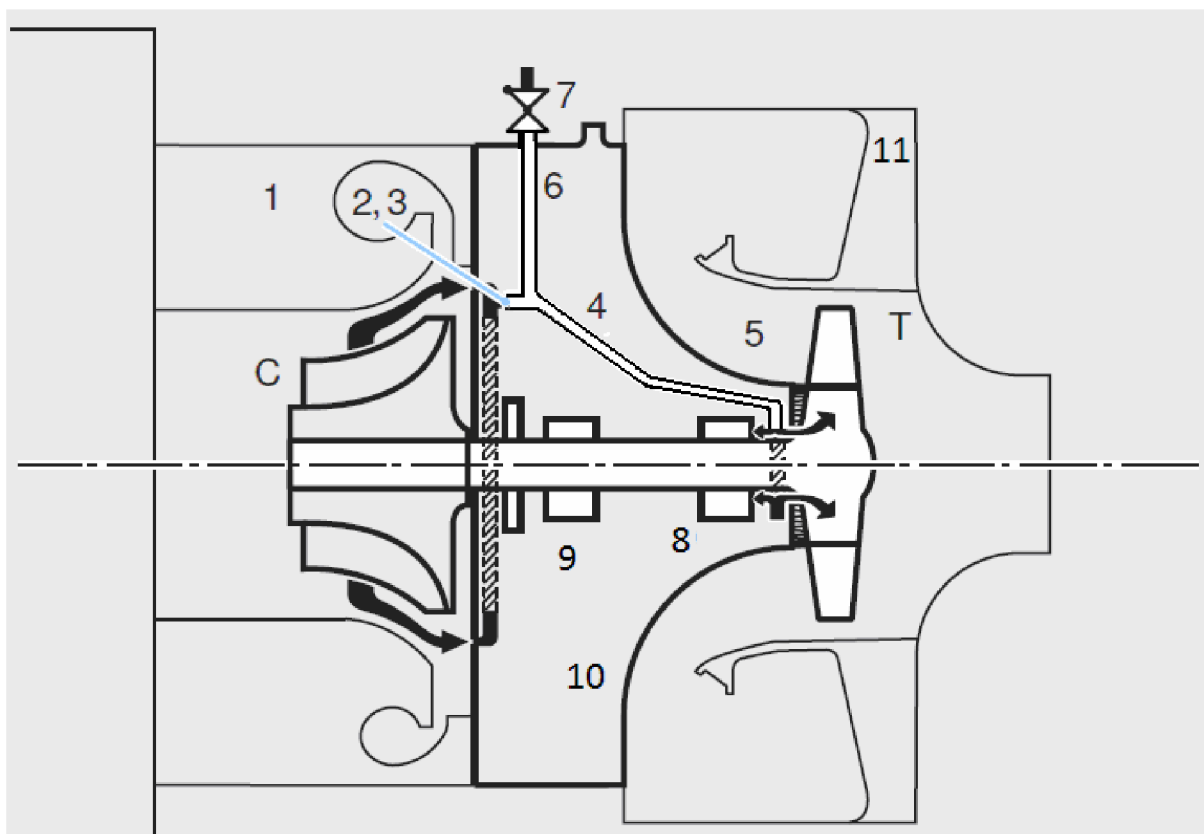
Obr. č.3.4 – Patrové uspořádání labyrintových ucpávek[5]

V některých aplikacích, u turbodmychadel s axiální turbínou (např. turbodmychadlo TCA společnosti MAN Diesel & Turbo), je použit tzv. systém těsnícího vzduchu, který podporuje funkci labyrintní ucpávky na straně turbíny viz obr. č. 3.5.

Těsnící vzduch zabraňuje pronikání spalín do ložiskové skříně a mazacího oleje do turbínové skříně (nedochází ke koksování oleje). Těsnící vzduch zároveň pomáhá redukovat nežádoucí axiální síly působící na axiální ložisko.

Systém těsnícího vzduchu je plně integrován v ložiskové skříně. Část vzduchu komprimovaného kompresorem je přeměrována a z kompresorové skříně odchází do vzduchového potrubí v ložiskové skříně. Průřez vzduchového potrubí redukuje tlak na požadovanou hodnotu těsnícího tlaku. Odtud je stlačený těsnící vzduch veden do turbínové části ložiskové skříně.

Část vzduchu proudí zpět do ložiskové skříně a tlačí na nosič ložiska. Tím pádem nedochází k pronikání oleje. Zbytek těsnícího vzduchu je veden přes turbínovou labyrintní ucpávku do výstupní turbínové skříně. Tlak těsnícího vzduchu je určen průřezem vzduchového potrubí. Proto jej není nutné měnit pro každou aplikaci.



- |  |                               |
|--|-------------------------------|
| 1 –Kompressorová skříň                   | 8 – Nosič ložiska             |
| 2 – Prstencový otvor                     | 9 – Kluzné ložisko            |
| 3 – Vstup do kompressorové skříně        | 10 – Ložisková skříň          |
| 4 – Potrubí těsnícího vzduchu            | 11 – Výstupní turbínová skříň |
| 5 – Prstencový otvor na turbínové skříni | T – turbínové kolo            |
| 6 – Kompenzační větev                    | C – kompressorové kolo        |
| 7 – Zpětný ventil                        |                               |

Obr. č.3.5 – Schéma zapojení systému těsnícího vzduchu[16]

Při aplikacích na čtyřtákných motorech, při nižším zatížení turbodmychadla by mohlo dojít k vakuu na kompressorové straně. V tomto případě je do těsnícího systému zapojena kompenzační větev. Na kompenzační větvi je zpětný ventil, který je při normálních podmínkách zavřený. Pokud nastane vakuum, zpětný ventil se otevře a venkovní vzduch je nasáván přes kompenzační větev do vzduchového těsnícího systému. Nedochozí tak k pronikání oleje a spalin ani při nízkých otáčkách [16].

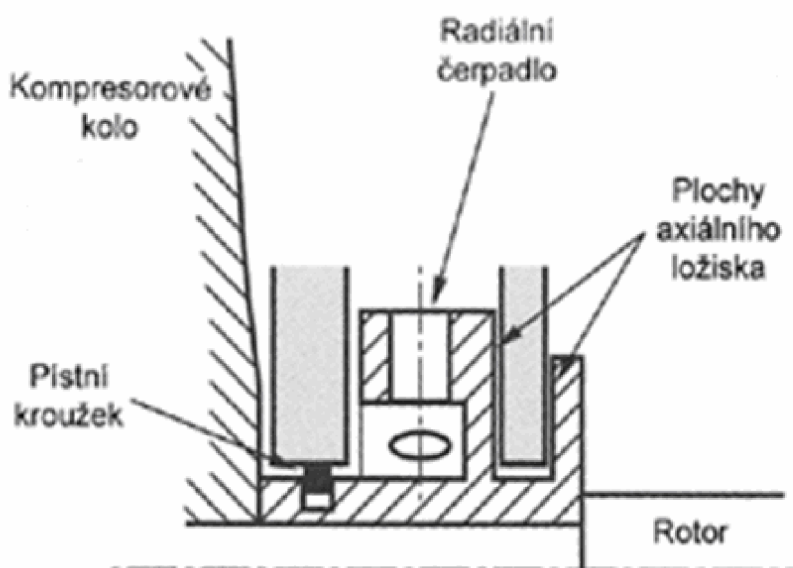
### 3.1.2 Pístní kroužky

Pístní kroužky se používají u malých, pomaloběžných turbodmychadel jak na kompresorové tak i turbínové straně.

Pístní kroužek je umístěn v drážce v hřídeli. V drážce musí být držen dostatečnou silou, aby se nepohyboval ani při vysokých stlačeních. Seběmenší pohyb by mohl vést k opotřebení kroužku a následně až k havárii turbodmychadla.

Ani pístní kroužek nezajišťuje absolutní těsnost, protože jde v podstatě o jednobřitou labyrintovou ucpávku s velice malou vůlí mezi drážkou v hřídeli a kroužkem. Proto dochází k částečnému pronikání komprimovaného vzduchu do mazacího oleje.

K zamezení, nebo omezení pronikání oleje, ke kterému dochází při nestejných tlakových diferencích okolo pístního kroužku, mohou sloužit různá, hřídelem poháněná čerpadla. Příkladem je kroužek s dírami, který je na obrázku č.3.6. Díry vytváří radiální čerpadlo, které udržuje směrem dovnitř od pístního kroužku tlak pod hladinou tlaku na výstupu. Čelní strana kroužku s dírami je v tomto provedení součástí axiálního ložiska. Kroužek je normálně zaplavený olejem, ale nedochází k pronikání oleje do pracovního prostoru kompresoru, protože olej je odčerpáván přes díry směrem ven. Jednodušší varianta je tzv. „flinger” rozstřikovací kroužek. Jde o disk připojený na hřídeli. Třecím smýkáním mezi diskem a kapičkami oleje dochází k odstříku oleje směrem od hřídele viz kapitola 3.1.2.

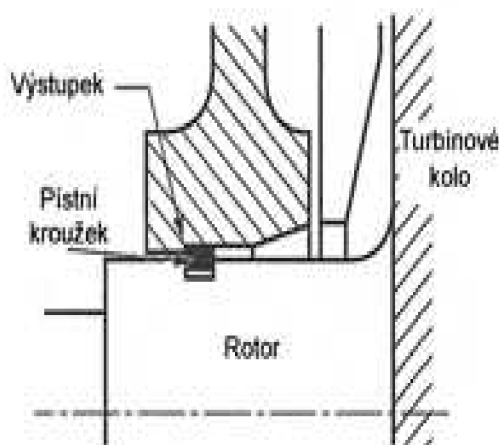


Obr. č. 3.6 – Kroužek s dírami – radiální čerpadlo[3]

K pronikání pracovního plynu u kompresorové ucpávky dochází nejčastěji při nenominálních stavech. Při vysokém průtoku nebo nízkém stlačení, statický tlak na koncích oběžného kola může být menší, než na vstupu do oběžného kola. V kompresorové mapě viz. kapitola 4 obr.č.4.2 je tzv. pumpovací čára. Pokud kompresor pracuje v oblasti pumpáže může dojít k nenávrhovému stavu a následně k pronikání oleje do kompresorové skříně. Stát se tak může např. při vysokých otáčkách, startu a doběhu motoru.

Oleje také může pronikat, jestliže se zvýší protitlak na výstupu oleje z ložiskové skříně. Proto by výstupní olejové trubky měly být konstruovány s rezervou a možností volného spádu oleje, zejména protože olej je z ložiska odstředivě odšťikován, často v podobě pěny a nemusí tak docházet k jeho dostatečnému odvádění, což může způsobit zmíněný nárůst protitlaku. K pronikání oleje a zaplavení ucpávky olejem. Může také docházet, pokud jsou trubky vedeny příliš vertikálně nebo při výjimečných situacích.

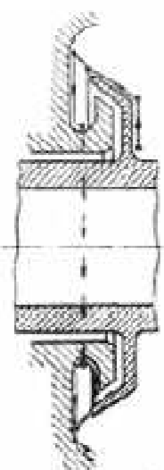
Na straně turbíny, za normálních podmínek, nedochází k pronikání oleje, protože je zde kladná tlaková diference. Při vysokém tlaku může být pístní kroužek tlačěn do drážky ve hřídeli, to způsobující opotřebení a zvětšování vůlí ucpávky, tím pádem mohou horké spaliny pronikat do ložiskové skříně. Možným řešením je použít 2 pístní kroužky, s tím, že každý zpracovává menší tlakový spád. Dalším řešením je použít jeden pístní kroužek, který je pevně držen v axiálním směru výstupkem viz obr. č.3.7. Situací, kdy může docházet k netěsnosti pístního kroužku je volnoběh turbodmychadla, kdy dojde k zvýšení tlakové diference na straně ložiskové skříně. Navíc za turbínou může působit podtlak, který zvětšuje pravděpodobnost pronikání oleje.



Obr.č.3.7 – Výstupek držící pístní kroužek[3]

### 3.1.3 Hydraulické těsnění

Princip hydraulického těsnění spočívá ve využívání účinků odstředivých sil. Jde o použití tzv. rozstříkovačích kroužků. Princip činnosti lze vidět na obr. č. 3.8. Působením třecích a odstředivých sil na povrchu kroužku dochází k rozstříkování oleje na stěnu skříně, ze které olej stéká do určeného prostoru, ze kterého je odsáván. Nedochozí tak k pronikání oleje do těsněného prostoru. Rozstříkovač kroužek se používá jako sekundární ucpávka v kombinaci s pístním kroužkem popř. jiným druhem těsnění. Důležitým faktorem, pro správnou funkci této ucpávky, je tvar rozstříkovačích kroužků a provedení odváděcího kanálku.

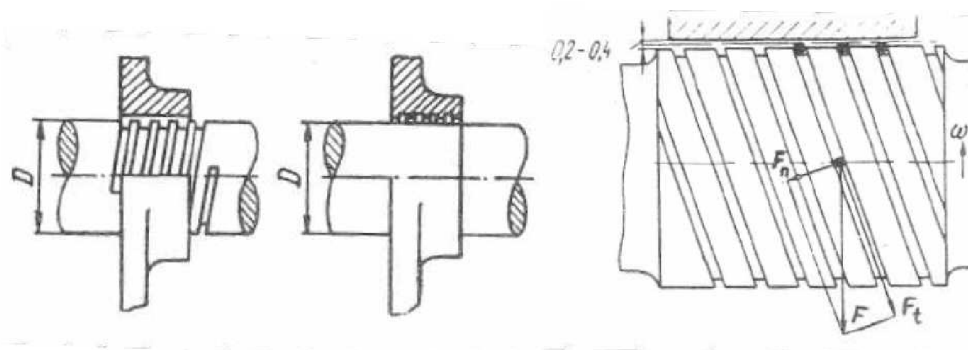


Obr.č.3.8 – Princip rozstříkovačích kroužků[5]

### 3.1.4 Závitové těsnění

Závitové těsnění je provedeno jako vícenásobný závit obdélníkového, půlkruhového nebo trojúhelníkového profilu. Závit se soustruží do hřídele nebo na pouzdra, které je zalisované v ložiskové skříně. Schéma závitového těsnění je na obr.č.3.9. Závitové těsnění využívá třecích sil, kterými působí nerotující pouzdro na části oleje v drážkách závitů. Složky těchto třecích sil  $F_t$  musí mít směr do ložiskové skříně, aby olej, který pronikl do drážek závitů, byl vytlačován zpět do ložiskové skříně.

Aby se dosáhlo těsnícího účinku, musí být stoupání závitu opačné, než je otáčení hřídele a radiální vůle mezi hřídelem a stacionárním pouzdem dostatečně malá. Nerotující pouzdra se vyrábí z duraluminia nebo jiné hliníkové slitiny. Při vyšších teplotách nad 250 °C [5] jsou pouzdra vyrobeny z měkké oceli.



Obr. č.3.9 – Bezkontaktní závitové těsnění [5]



### 3.2 Kontaktní ucpávky

Kontaktní ucpávky jsou využívány při nižší obvodových rychlostech. Důležitým faktorem ovlivňujícím použití kontaktních ucpávek je místní tlak, teplota a typ provozních látek. Kontaktní ucpávky jsou účinnější, nelze je však používat v každém případě, protože se během času v důsledku kontaktu rotujících částí s nerotujícími opotřebovávají. Snižují tak servisní interval rotačních strojů. Mohou být provedeny jako mechanické ucpávky, manžetové ucpávky, kartáčové těsnění nebo pružné kroužky.

#### 3.2.1 Mechanické ucpávky

Mechanické ucpávky jsou typ ucpávek, které se používají na těsnění rotačních strojů, jako jsou dmychadla, čerpadla, kompresory atd.

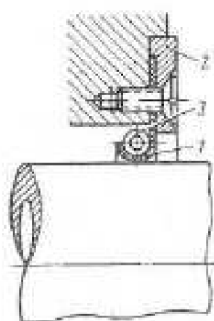
Ucpávka se skládá z rotujícího ucpávkového kroužku, který je pružinou tláčen k ucpávkovému sedlu. Kontaktní povrchy sedla a kroužku jsou přesně obrobeny lapováním, aby splňovali velmi přesné tolerance plochosti. Leží v rovině kolmé na osu rotace hřídele a výsledná síla od pružiny, zaručující těsnění, je s osou rotace rovnoběžná.

Materiály kroužku a sedla ucpávky kombinují materiálové vlastnosti jak pevné, tak flexibilní. To umožňuje pohyb jednoho elementu po druhém a zároveň je tak vytvořena těsnící ucpávka. Obvykle bývá rotující kroužek vyroben z měkčího materiálu např. uhlíku a stacionární sedlo z pevnějšího materiálu jako je karbid wolframu popř. keramika. Použití materiálů vždy závisí na provozním plynu, mazacím oleji, tlaku a teplotách, za kterých ucpávka pracuje.[7]

Další součástí mechanické ucpávky jsou sekundární těsnící prvky, které nerotují, ale zajišťují těsnost. Jde např. o těsnící o-kroužky, teflonové klíny atd.

#### 3.2.2 Manžetové ucpávky

Manžetové těsnění nelze používat na těsnění ložiskových skříní turbodmychadel, které pracují za vysokých teplot. Pryž ze které jsou manžety vyrobeny nesnáší zvýšené teploty ani vysoké obvodové rychlosti (nad 30 m/s). Navíc se rychle opotřebovává a působí i větší tření. Lze je použít na těsnění strojů s přímočaře vratným pohybem a u strojů rotačních, které pracují za nižších otáček a teplot. Použití lze na kompresorové straně turbodmychadla, kde se teploty pohybují v nižších hodnotách.



1. manžeta
2. víko
3. prstencová pružina

Obr.č. 3.10 – Manžetová ucpávka[5]

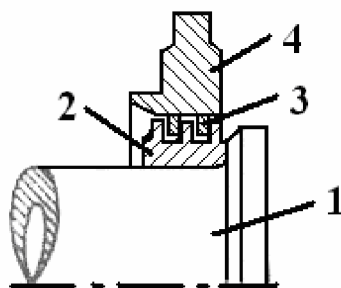
### 3.2.3 Pružné kroužky

Používají se v případech, kdy je kladen nárok na krátkou konstrukční délku ucpávky.

Pružné kroužky se nasazují do drážek náboje, který je s vůlí nasazen na hřídel. Kroužek svou pružností tlačí na náboj, který je nalisovaný v ložiskové skříni. Požadavkem je, aby se kroužek nepohyboval nebo se jen mírně pootáčel. Důsledkem pružnosti tlačí kroužek na zalisovaný náboj a boční stěna kroužku je důsledkem rozdílů tlaků přitlačena k náboji nasazenému na hřídeli. Díky tomu se otáčí náboj nasazený na hřídeli.

Při správné funkci této ucpávky se opotřebovává pouze boční strana kroužku, přičemž obvod zůstává neopotrebený.

Kroužky se vyrábí z kovaného bronzu s vysokým obsahem olova nebo z oceli. Tyto kroužky musí mít stanovenou pružnost. Při některých aplikacích, při zvýšených teplotách, se kroužky vyrábějí z grafitu, který odolává těmto zvýšeným teplotám snáze. Pokud není ani materiálové opatření dostatečné, používá se kombinace 2 i více pružných kroužků za sebou.

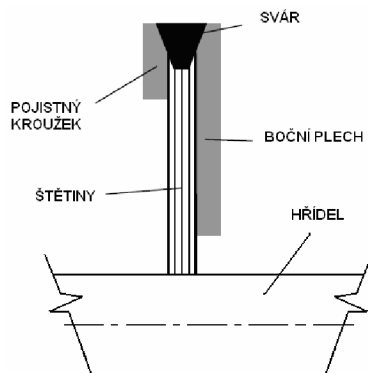


Obr.č.3.11 – Schéma ucpávky s pružnými kroužky 1) Hřídel, 2) náboj na hřídeli, 3) pružný kroužek, 4) náboj zalisovaný v ložiskové skříni [upraveno z 5]

### 3.3.4 Kartáčové těsnění

Kartáčové těsnění se skládá z bočního plechu, pojistného kroužku a ocelových štětín. Štětiny jsou zalisovány mezi pojistný kroužek a krycí plech a po obvodu přivařeny viz obr.č.3.12.

Kartáče jsou ve stálém kontaktu s hřídelí a zamezují tak pronikání oleje a ucpávkového plynu. Nevýhodou této konstrukce je, že štětiny musí být z kovového, lehce svařitelného materiálu (průměr štětiny nejčastěji 0,07mm[18]), materiálové charakteristiky štětín se mění při působení vyšších teplot. Výhodou je, že se neopotřebovávají a neztrácejí těsnicí schopnost ani při radiálním posunu hřídele.



Obr.č.3.12 – Kartáčové těsnění [upraveno z 18]

## 4. MĚŘENÍ UCPÁVEK

Ucpávky jsou důležitou a často kritickou součástí turbodmychadla, proto se měření tohoto konstrukčního uzlu věnuje velký důraz. Měření se provádí zejména pro stanovení množství ucpávkového plynu. Dalšími důvody pro měření ucpávek je zjištění jejich funkčnosti při nestandardních stavech turbodmychadla (podtlak na sání kompresoru, volnoběh TBD atd.) a stanovení životnosti ucpávky.

Měření a optimalizaci turbodmychadel se v PBS Turbo věnuje značná pozornost. I po menších úpravách konstrukčního uzlu ucpávek dochází k ověření a kontrole jejich těsnicí funkce (zejména blow-by měření).

### 4.1 Důležité pojmy k měření ucpávek

#### 4.1.1 Měření celkového tlaku

Pokud v uzavřeném systému cirkuluje plynné médium, má celkový tlak dvě složky. Statickou a dynamickou. Dynamický tlak je podíl z celkového tlaku, který vzniká v důsledku proudění média v potrubí určitou rychlostí.

Celkový tlak se v PBS Turbo neměří přímo, ale získává se měřením tlaku statického. Celkový tlak se pak dopočítává ze vztahu:

$$p_C = p_D + p_S, \text{ kde}$$

$p_C$  – celkový tlak

$p_D$  – dynamický tlak, který je vyvolaný proudící kapalinou

$p_S$  – statický tlak

Statický tlak se při měření turbodmychadel zjišťuje pomocí tlakových odběrů, které jsou rozmístěny po obvodu potrubí v místě odběru. Dynamická složka tlaku se dopočítá z rovnice:

$p_D = \frac{\rho \cdot c^2}{2}$ , kde  $c$  – je rychlost proudícího vzduchu,  $\rho$  – je hustota vzduchu, která se dopočítá ze stavové rovnice

$\rho = \frac{p_S}{r \cdot T}$ , kde  $r$  – plynová konstanta,  $T$  – teplota vzduchu

Rychlost proudícího vzduchu se spočítá z rovnice:

$$\dot{m} = A_p \cdot \rho \cdot c$$

$$c = \frac{\dot{m}}{A_p \cdot \rho}$$

$\dot{m}$  - hmotnostní tok vzduchu přes kompresor, který se měří pomocí clony ( umístění clony v měřící trati viz. kapitola 4.1.2).

$A_p$  – je hydraulický průřez potrubí v místě měření

$$A_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4},$$

$d$  – průměr potrubí

#### 4.1.2 Měření průtoku

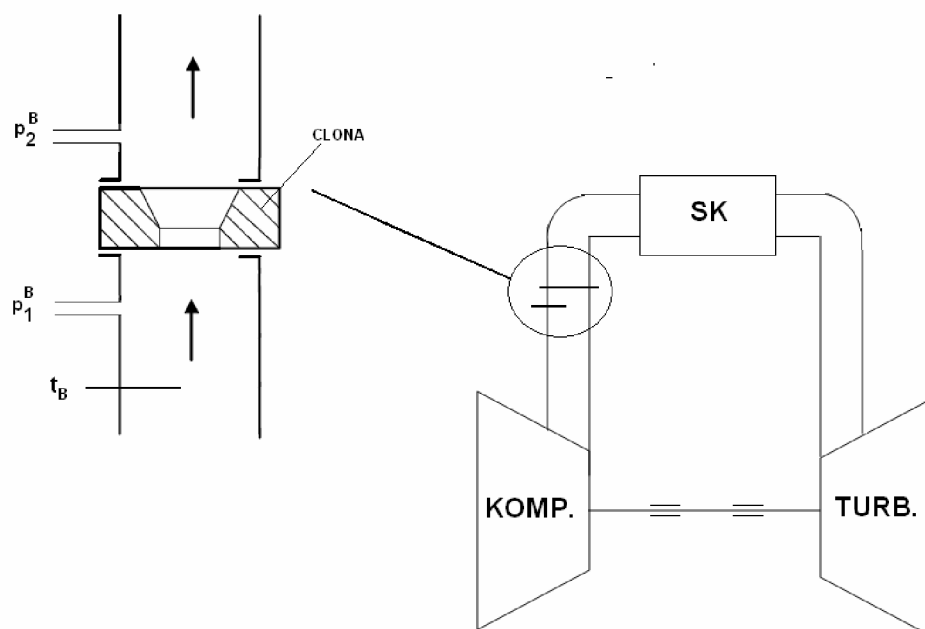
Měření průtoku plyných médií patří ke složitým fyzikálním úlohám. Při měření průtoku vzduchu přes kompresor se v PBS Turbo používá clona, která je umístěna v potrubí za kompresorem.

Vyhodnocuje se tlakový rozdíl  $\Delta p$  mezi místy 1 a 2 před a za clonou. Dalším parametrem, který je důležitý pro vyhodnocení hmotnostního průtoku je teplota před clonou  $t_B$ . Každá clona má od výrobce cejchovní konstantu  $k$ , která charakterizuje její vlastnosti.

$$\Delta p = p_1^B - p_2^B$$

Výsledný vztah pro průtok je nelineární:

$$Q_v = k \cdot \sqrt{\Delta p}$$



Obr.č. 4.1 – Měřicí trať turbodmychadla, detail clony pro měření průtoku

### 4.1.3 Kompresorová mapa

Kompresorové mapy viz obr.č.4.2, se používají pro určení optimální velikosti kompresorů pro dané aplikace. Zároveň jsou užitečné pro popis jejich charakteristik. Mapy se vytváří pro každý kompresor pomocí výsledků empirických měření a vyznačují jeho pracovní oblast.

Na osu Y je vynášeno stlačení kompresoru  $\Pi_K$ . Je to bezrozměrná jednotka a lze jí získat ze vztahu:

$$\Pi_K = \frac{p_{2,C}^K}{p_{1,C}^K} [-], \text{ kde}$$

$p_{2,C}^K$  - celkový tlak vzduchu na výstupu z kompresoru

$p_{1,C}^K$  - celkový tlak vzduchu na vstupu do kompresoru (atmosférický tlak)

Na osu X se vynáší množství vzduchu, které protéká kompresorem a je redukováno k dohodnutým podmínkám, které odpovídají normě. V PBS Turbo se redukuje na parametry  $T=293,15\text{K}(20^\circ\text{C})$ ,  $p=0,98061\text{bar}$ , podle následujících vzorců:

Redukovaný průtok:

$$\dot{m}_{RED} = \dot{m}_{ABS} \cdot \frac{0,98}{p_{1C}} \cdot \sqrt{\frac{T_{1C}}{293,15}}$$

Redukované otáčky:

$$n_{RED} = \dot{m}_K \cdot \sqrt{\frac{293,15}{T_{1C}}} \quad [\text{min}^{-1}]$$

$p_{1C}$  - redukováný tlak

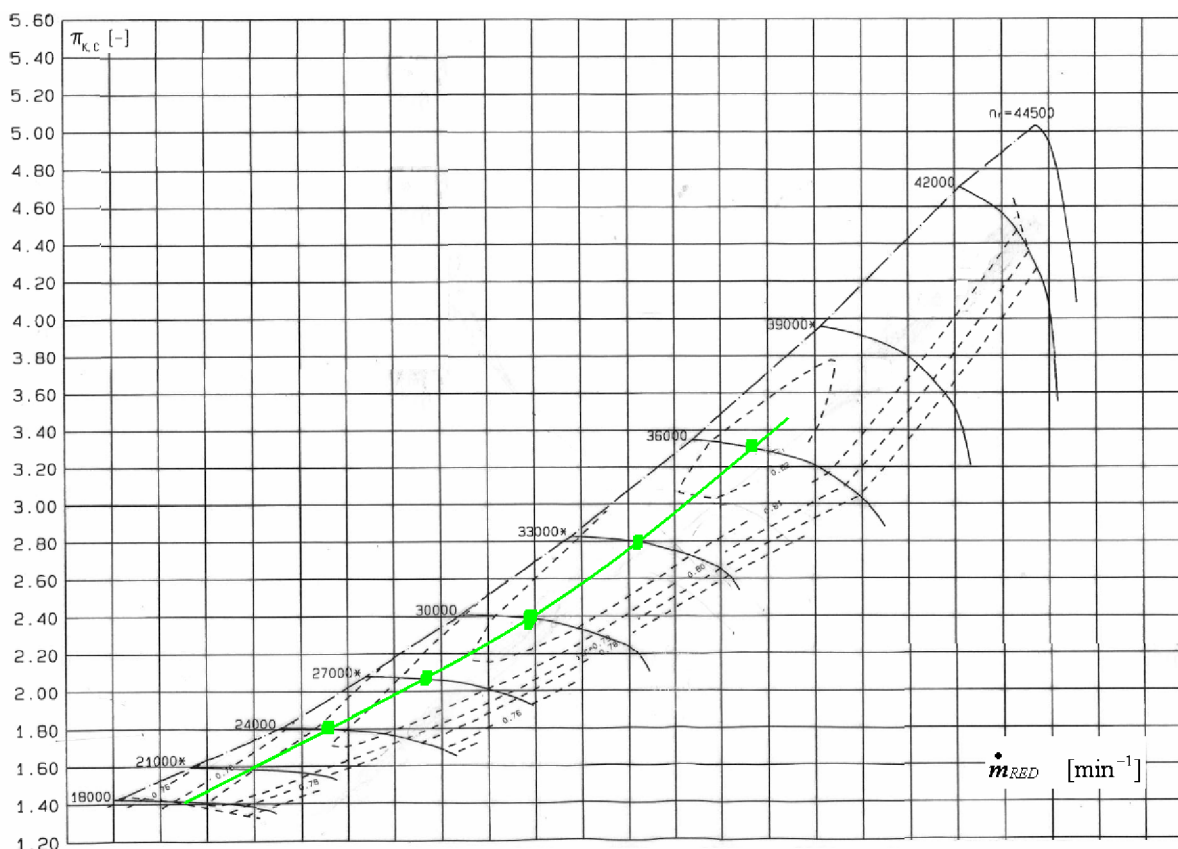
$T_{1C}$  - redukována teplota

Čerchovaná čára je tzv. pumpovací čára. Vlevo od této čáry je oblast, kde je kompresor nestabilní a provoz kompresoru v této oblasti je provázen hlukem a vede k jeho pumpáži.

Napravo od pumpovací čáry jsou účinnostní „ostrůvky“ kompresoru (čárkované čáry), každý s danou účinností. Nejmenší „ostrůvek“ je oblast nejvyšší účinnosti.

Plné čáry vyznačují konstantní hodnotu otáček (obvodové rychlosti) kompresoru. Začínají na pumpovací čáře a padají směrem doprava. V místě zlomu je tzv. mez ucpání (čárkovaná čára).

Zelená čára je tzv. provozní čára, po níž by se turbodmychadlo mělo za ideálních podmínek provozovat.



Obr. č. 4.2 – Kompresorová mapa [upraveno z 12]

## 4.2 Druhy měření ucpávek

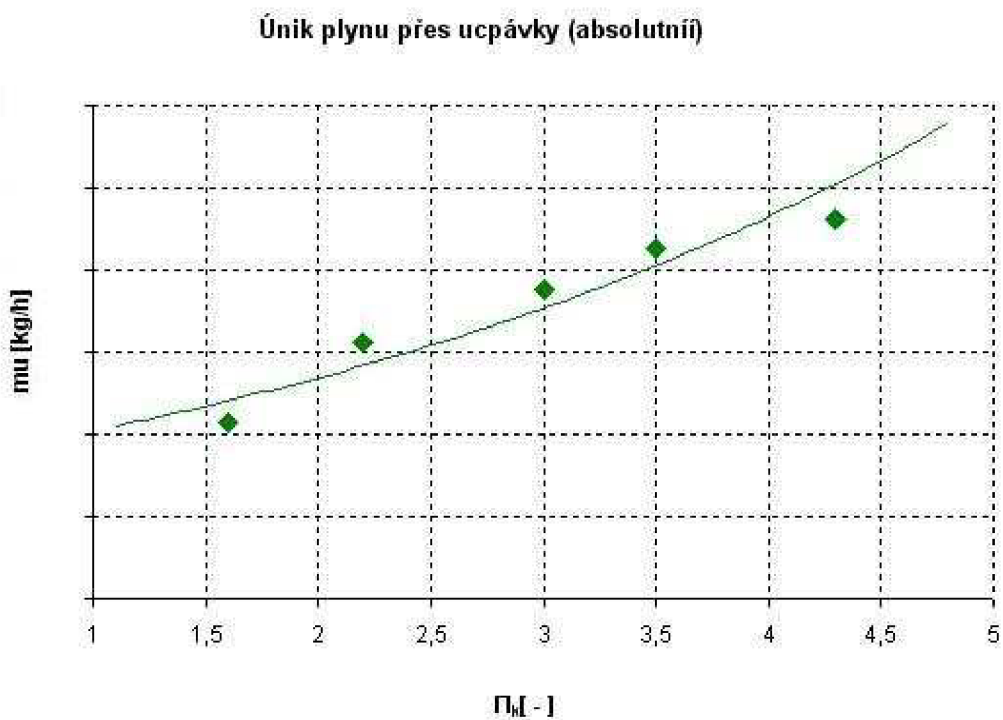
### 4.2.1 Blow-by

Měření blow-by slouží ke stanovení množství ucpávkového plynu, tedy spalín ze strany turbíny a vzduchu ze strany kompresoru, který projde do olejového prostoru přes ucpávky. Měřením se zjišťuje celková funkčnost ucpávek při provozu turbodmychadla. Vyhodnocuje se závislost množství ucpávkového plynu  $m_u$  na stlačení kompresoru  $\Pi_k$ .

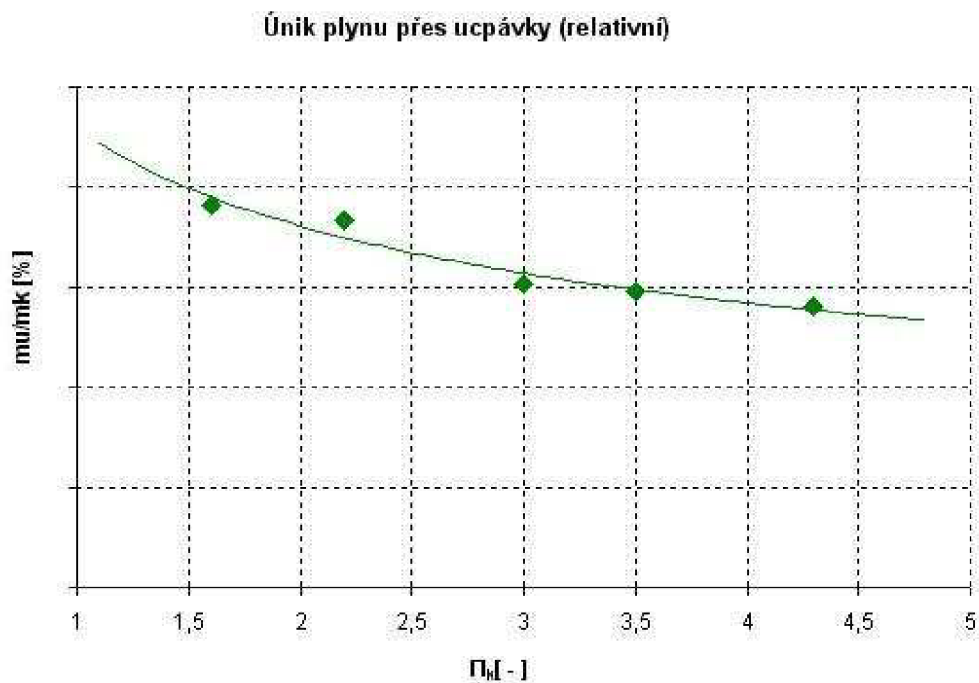
Dalším možným způsobem, jak vyhodnotit blow-by je použít relativní množství ucpávkového plynu. Množství ucpávkového plynu  $m_u$  je vztaženo k hmotnostnímu průtoku vzduchu kompresorem  $m_k$ . Výsledný graf je závislost poměru  $m_u/m_k$  na stlačení  $\Pi_k$ .

Větší objem ucpávkového plynu se předpokládá ze strany kompresoru. Důvodem je, že při provozu turbodmychadla je vyšší tlak na straně kompresoru, než na straně turbíny.

Měření se provádí, aby se ověřilo množství ucpávkového plynu, které proniká do mazacího oleje. Olej musí být následně „odvětrán“ (odplyňován). Požadavkem výrobců motorů je, aby množství  $m_u$  bylo co nejmenší (limit od výrobců přibližně  $0,03\%m_k$  [12]).



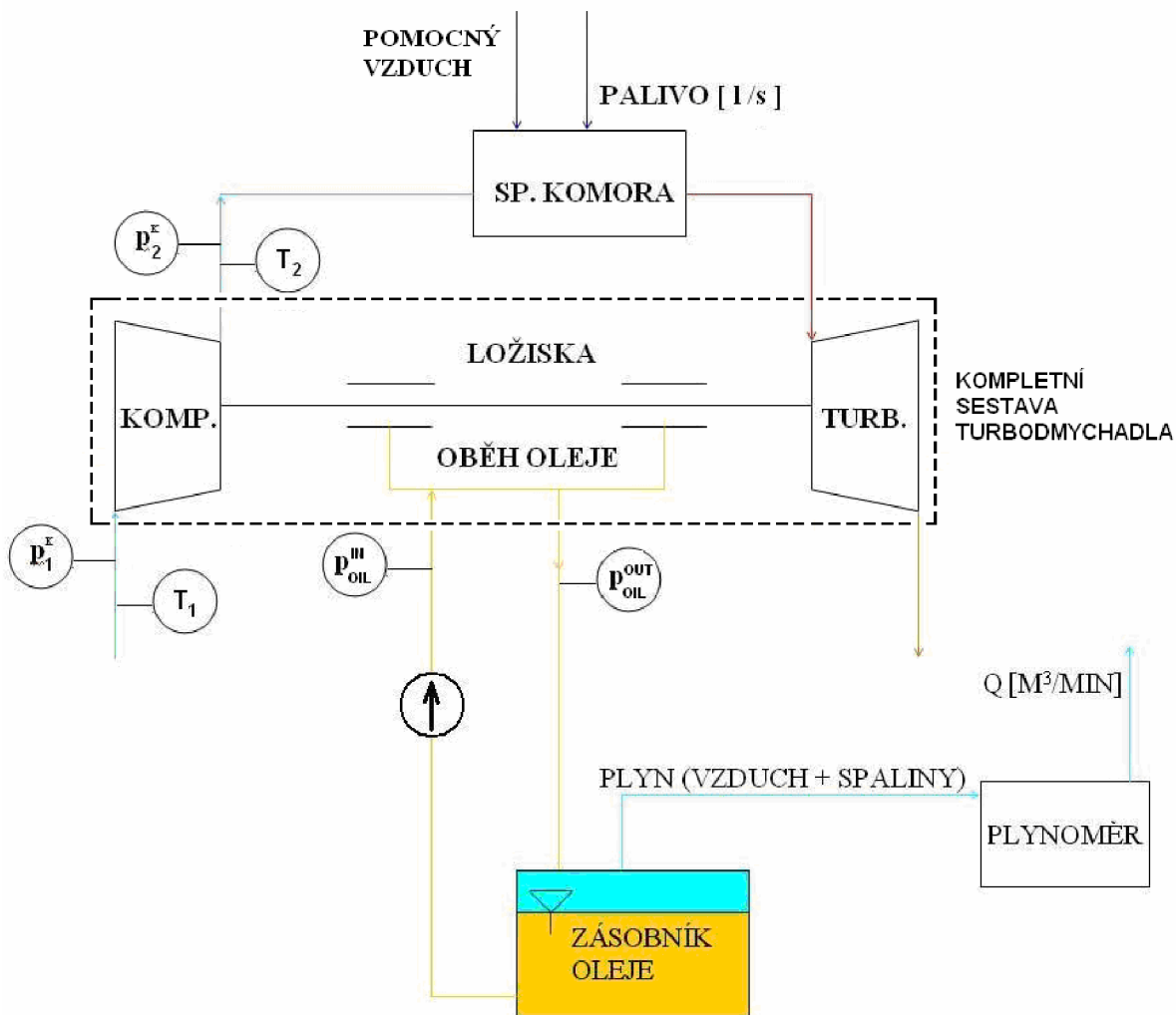
Obr. č. 4.3 – Graf závislosti množství ucpávkového plynu na stlačení – absolutní [zdrojová data - 12]



Obr. č. 4.4 – Graf závislosti množství ucpávkového plynu na stlačení – relativní, vztažená k hmotnostnímu průtoku vzduchu kompresorem [ zdrojová data - 12]

#### 4.2.1.1 Popis měření

Kompletní sestava turbodmychadla je zapojena dle schématu na obr.č.4.5 viz níže. Po zahřátí mazacího oleje na požadovanou teplotu, se turbína roztočí pomocným vzduchem, poté je zapálena směs vzduchu a leteckého benzínu ve spalovací komoře. Turbodmychadlo je provozováno v pracovním poli kompresoru při daných otáčkách, které odpovídají bodům na provozní čáře (zelená čára viz obr.4.2). Při dosažení daného bodu se turbodmychadlo ustálí na daných otáčkách a zaznamenají se termodynamické veličiny (tlak, teplota před a za kompresorem, turbínou) a další veličiny (průtok kompresorem  $m_k$ , otáčky turbodmychadla  $n$ ). Po daný časový úsek (např. 1 minuta) se z plynoměru odečte množství ucpávkového plynu  $m_u$ . Poté se tento postup opakuje, po pracovní čáře, v několika předem zvolených bodech (při daných otáčkách).



Obr. č.4.5 - Schéma měřící stanice pro Blow-by v PBS Turbo, s.r.o



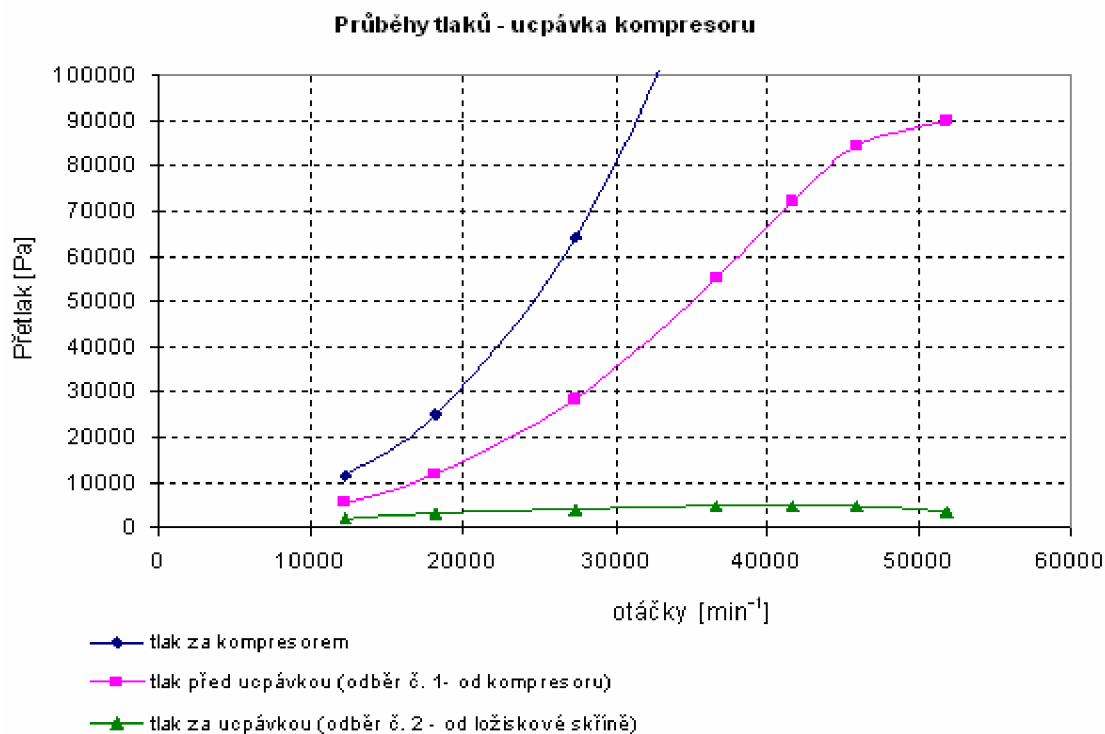
## 4.2.2 Měření tlakových poměrů

Měření tlakových poměrů se provádí za účelem zjištění tlakových diferencí mezi prostorem před ucpávkou a za ucpávkou. A to jak na kompresorové, tak na turbínové straně. Do míst před i za ucpávku jsou zavedeny tlakové odběry. Další snímače tlaku jsou umístěny za kompresorem a před turbínou. Zkouška je prováděna za provozu turbodmychadla, zjišťují se zejména tlakové diference při nízkých otáčkách. Správná funkce ucpávek (nedochází k pronikání oleje) je zaručena, pokud je tlak vyšší před ucpávkou, tedy ze strany turbínového (kompresorového) kola oproti tlaku za ucpávkou ze strany ložiskové skříně.

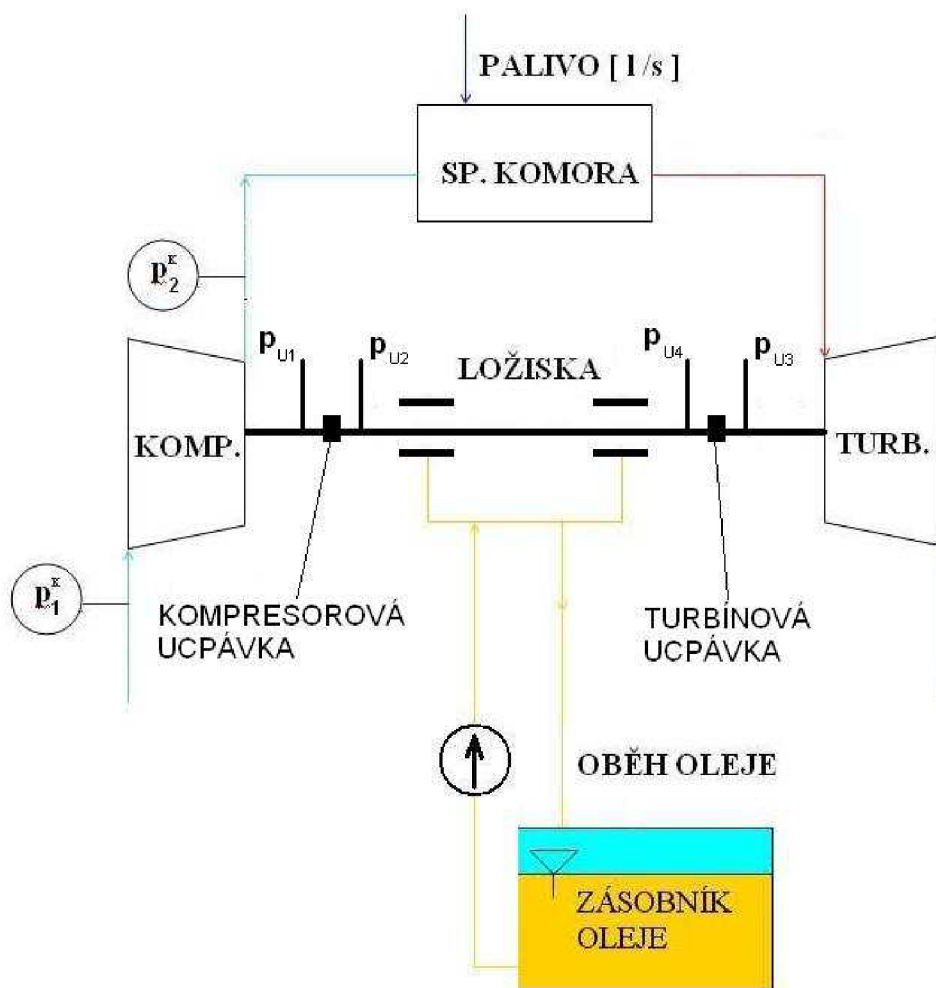
Průběh tlaků v jednotlivých pracovních bodech se zaznamenává do grafů. Výstupem zkoušky jsou grafické záznamy tlaků na vnější straně ucpávky a na vnitřní straně ucpávky. Těsnost ucpávky je zaručena v případě, že tlak před ucpávkou je po celou dobu zkoušky vyšší, než tlak za ucpávkou. Těsnost ucpávky se následně ověřuje vizuálně - po demontáži dílců směrem od ucpávek (vše na vnější straně ucpávky musí být „suché“, bez oleje).

### 4.2.2.1 Popis měření

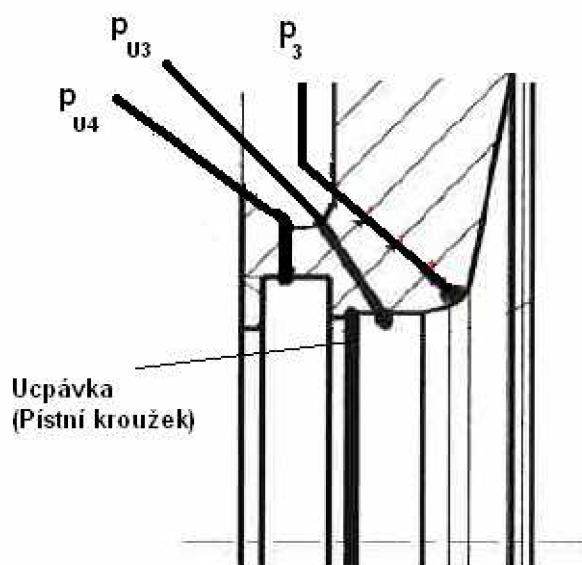
Měřené turbodmychadlo je připojeno k měřicímu stavu viz schéma na obr.č.4.7. Po prohřátí se turbodmychadlo provozuje po provozní čáře. Při dosažení pracovního bodu, odpovídající danému stlačení, se zaznamenají jednotlivé tlaky v místech 1 – tlak před kompresorovou ucpávkou, 2 – tlak za kompresorovou ucpávkou, 3 – tlak před turbínovou ucpávkou, 4-tlak za turbínovou ucpávkou a další veličiny( otáčky, tlak před turbínou  $p_3$  a tlak za kompresorem  $p_2$ ). Po zaznamenání veličin se pokračuje po provozní čáře a postupně se proměří další pracovní body. Po odstavení a vychladnutí turbodmychadla se provede vizuální kontrola těsnosti ucpávek.



Obr.č. 4.6– Grafické vyhodnocení průběhů tlaků na kompresorové ucpávce[12]



Obr.č.4.7– Schéma zapojení turbodmychadla pro měření tlakových poměrů na ucpávkách v PBS Turbo, s.r.o



Obr.č.4.8 – Umístění tlakových odběrů v turbínovém dekle TCR12 pro měření tlakových poměrů [12]

### 4.2.3 Simulace provozních stavů turbodmychadla

Za standardního provozu turbodmychadla na motoru je větší tlak na straně kompresoru respektive turbíny, než v ložiskové skříni. Ucpávky jsou tak namáhány tlakem. Na motoru však může dojít ke stavu, kdy ucpávky jsou namáhány podtlakem, a tím může dojít k průniku mazacího oleje do kompresorové (turbínové) skříně. Za tímto účelem se provádí ověření funkčnosti ucpávek simulací podtlaku za kompresorem, ke kterému může dojít při volnoběhu a startu turbodmychadla. Dalším nestandardním stavem je podtlaku za turbínou, ke kterému může dojít při odstavení turbodmychadla v důsledku tahu komína.

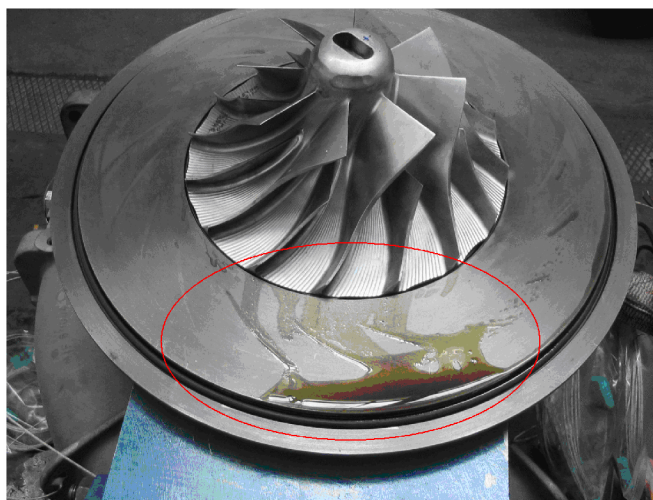
Dalším provozním stavem turbodmychadla, kdy může dojít k průniku oleje přes ucpávky je tzv. domazávání. Domazávání je zachování průtoku oleje ložiskovou soustavou i po odstavení motoru. Protékající olej odvádí zbytkové teplo (zejména z turbínové strany ložiskové skříně), čímž se zabraňuje koksování („napékání“) oleje na ucpávkách. Zkoksováný olej by mohl způsobit zadření ucpávek, což zpravidla vede k havárii turbodmychadla.

#### 4.2.3.1 Volnoběh turbodmychadla - podtlak za kompresorem

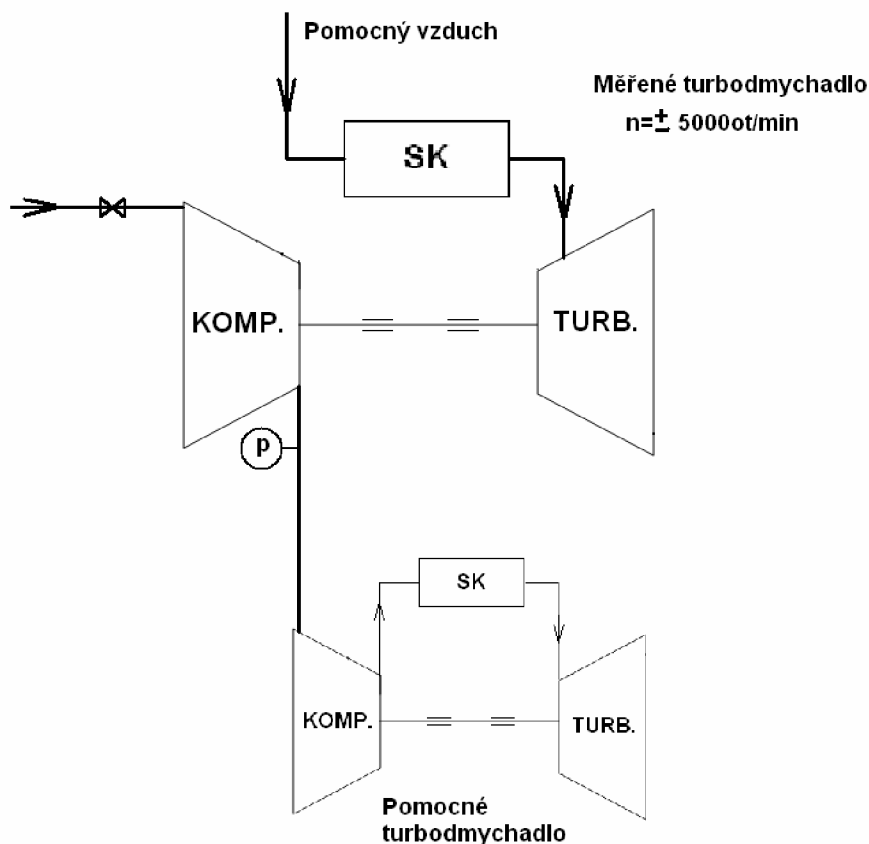
Turbodmychadlo je zapojeno dle schématu na obr.č.4.10. Po prohřátí se provozuje na nízkých otáčkách a na straně kompresoru se vytváří podtlak pomocným turbodmychadlem. Výstupní příruba kompresorové skříně zkoušeného turbodmychadla je potrubím propojen se sáním pomocného turbodmychadla. Hodnota podtlaku je nastavována škrcením v sání kompresoru zkoušeného turbodmychadla.

Po uplynutí stanovené doby (cca 10 min) při daném podtlaku se zkouška přeruší. Demontuje se kompresorová skříň, kompresorové kolo a difuzor a vizuálně se vyhodnotí, zda unikl mazací olej přes ucpávky do prostoru kompresorové skříně (všechny části ze strany kompresoru musí být „suché“).

Postup zkoušky se postupně opakuje pro další vyšší hodnoty podtlaku až se dosáhne hodnoty, která je s rezervou dostačující pro danou aplikaci turbodmychadla. Cílem zkoušky je prověření těsnosti kompresorové ucpávky při všech reálných hodnotách podtlaku za kompresorem.



Obr.č.4.9 – Netěsnost kompresorové ucpávky po měření podtlaku za kompresorem[12]

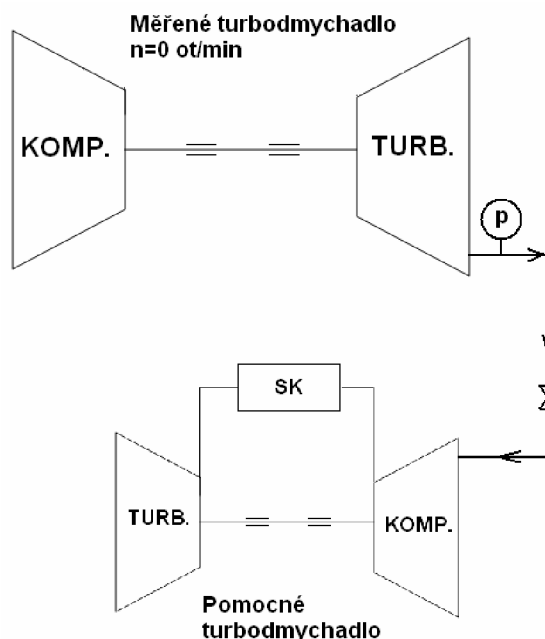


Obr.č. 4.10 – Schéma zapojení turbodmychadla pro měření podtlaku za kompresorem

#### 4.2.3.2 Tah komína – podtlak za turbínou

Turbodmychadlo je zapojeno dle schématu viz. obr.č.4.11. Zapojení je obdobné jako při simulaci podtlaku před kompresorem. Měření se však provádí za klidu zkoušeného turbodmychadla ( $n=0$  ot/min). Sání kompresorové skříně pomocného turbodmychadla, které vytváří podtlak, je potrubím připojeno k výstupnímu hrdlu turbínové skříně měřeného turbodmychadla. Na výstupu z turbínové skříně je umístěn tlakový odběr pro snímání podtlaku.

Pomocným turbodmychadlem se nastaví hodnota podtlaku. Tento podtlak se nastavuje podle experimentálně zjištěné hodnoty podtlaku, který může nastat vlivem tahu komína pro konkrétní aplikaci. Na dané hladině podtlaku se setrvá po danou dobu (cca. 10 min). Následně se provede demontáž turbínové skříně a vizuálně se zkontroluje, zda všechny součásti turbínové skříně jsou „suché“. Cílem zkoušky je prověření těsnosti ucpávek za podtlaku, který by mohl nastat za turbínou při odstavení turbodmychadla důsledkem tahu komína.



Obr.č.4.11 – Schéma zapojení turbodmychadla pro měření podtlaku za turbínou

#### 4.2.3.3 Simulace domazávání (předmazávání)

Zkouška probíhá za klidu turbodmychadla ( $n=0$  ot./min.). Vyhodnocení zkoušky se provádí vizuálně. Turbodmychadlo je zapojeno dle schématu viz obr.č.4.11.

Po prohřátí turbodmychadla dojde k jeho odstavení a simulují se podmínky domazávání, které jsou obdobné podmínkám na motoru (tlak, vstupní teplota, průtok, doba průtoku oleje). Po stanovené době se zastaví průtok oleje, vyčká se na vychladnutí turbodmychadla. Demontují se kompresorová a turbínová skříň. Vizuálně se poté ověří, zda všechny části směrem ven od ucpávek jsou „suché“ (bez známek oleje).

Obdobným způsobem se zkouší předmazávání. Turbodmychadlo je v klidu ( $n=0$  ot./min.). Turbínová a kompresorová skříň jsou demontované. Nastaví se podmínky oleje podobné podmínkám oleje na motoru. Po stanovenou dobu (např. 5 min) se vizuálně zjišťuje, zda dochází k průniku oleje přes ucpávky.

## 5. POROVNÁNÍ TYPŮ UCPÁVEK POUŽÍVANÝCH V TURBODMYCHADLECH PBS TURBO

### 5.1 Labyrintní ucpávky, pístní kroužky

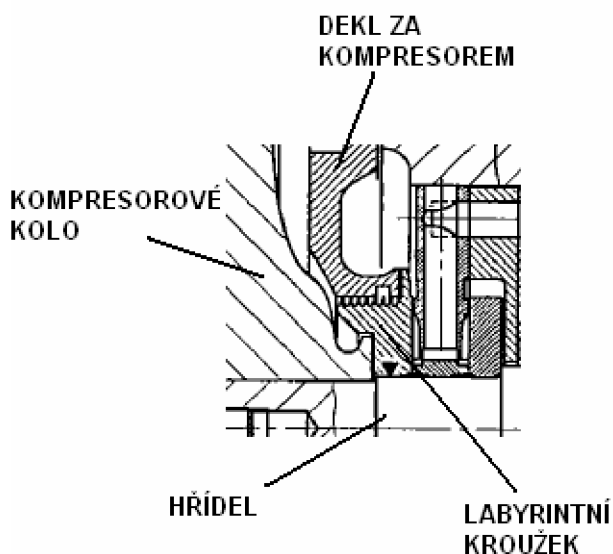
Labyrintní ucpávky se používaly ve starší konstrukční řadě PBS Turbo PDH, PTD. K těsnění olejového prostoru jsou použity ocelové břity „J-profilu“, které se temují do hřídele. Labyrintní ucpávky jsou použity i u turbodmychadel řady NR. Zde jsou v podobě labyrintního kroužku viz obr.č. 5.1. Kroužek je vyroben z ušlechtilé, nízkolegované a povrchově upravené oceli.

Při aplikaci turbodmychadel NR/S u plynových motorů se z bezpečnostních důvodů labyrintní ucpávky nahradily pístními kroužky. Při radiálním posunu rotoru a následném kontaktu břitů labyrintu o statoru by mohlo dojít k jiskření a následném výbuch stlačeného, hořlavého plynu. Dalším důvodem záměny je, že přes pístní kroužky turbodmychadla NR/S projde přibližně dvojnásobně menší množství ucpávkového plynu.

Od labyrintních ucpávek se ustupuje u většiny nově vyráběných turbodmychadel. Důvodem je již zmíněné větší množství ucpávkového plynu. Labyrintní ucpávka má větší konstrukční délku, výroba je cenově náročnější, hrozí poškození ložisek fragmenty břitu labyrintu atd.

Lepší funkci labyrintních ucpávek by bylo možné zajistit systémem těsnícího vzduchu viz. kap.3.1.1, obr.č.3.5. Tento systém však využívá stlačený vzduch a k jeho použití je zapotřebí řada konstrukčních a propojovacích prvků, které navyšují cenu turbodmychadla. Navíc je nutné přivádět stlačený vzduch.

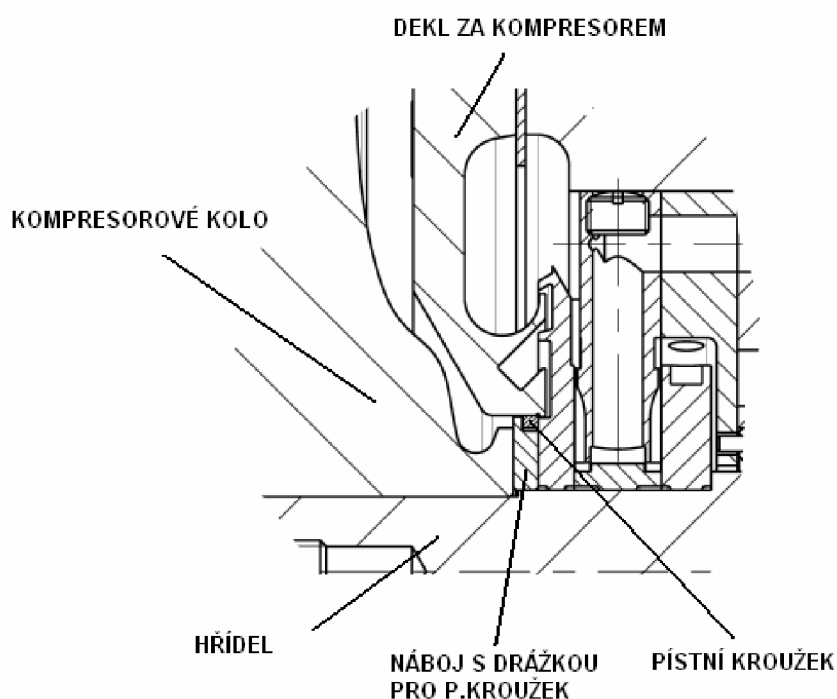
Výhodou labyrintní ucpávky je, že se při provozu neopotřebovává, obvykle ji tedy není nutné po dobu životnosti turbodmychadla vyměňovat. V případě poškození břitu je možná jeho výměna „přebřítováním“. Popř. u turbodmychadel NR/S je možná výměna labyrintního kroužku, která je však cenově náročnější (porovnání s výměnou pístního kroužku).



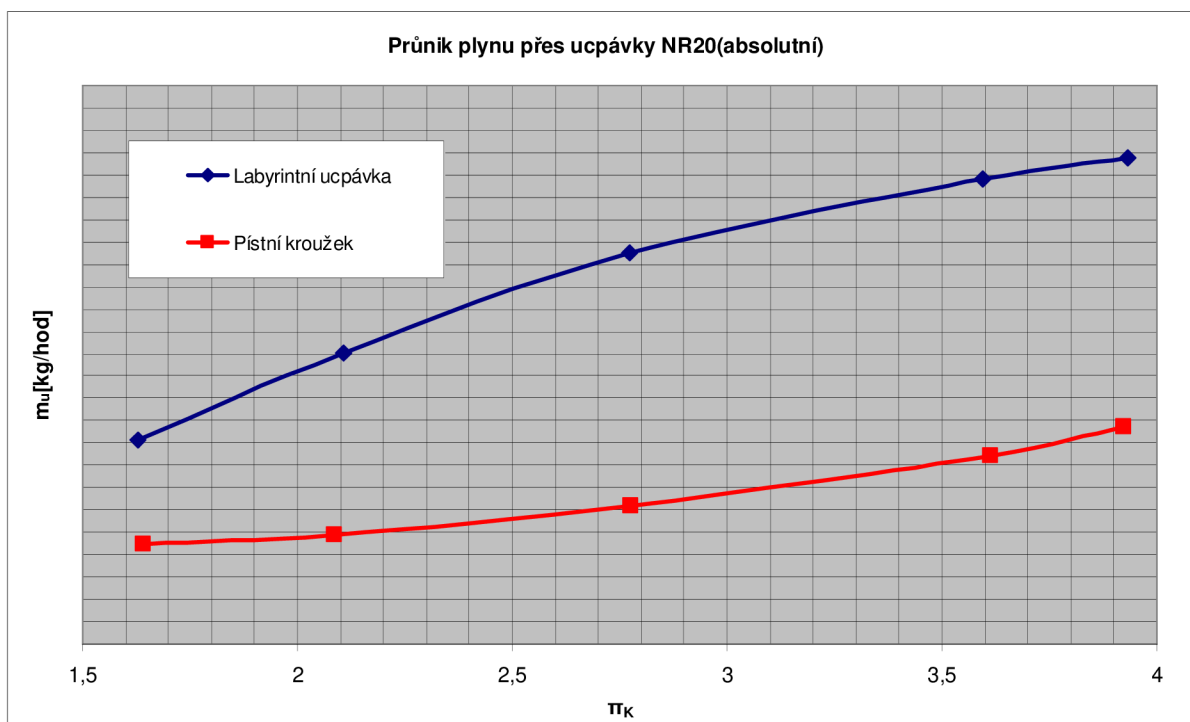
Obr.č. 5.1-Ucpávkový uzel turbodmychadla NR20/S s labyrintním kroužkem[upraveno z 12]

Pístní kroužek, jako ucpávka turbodmychadla NR/S, je výhodnějším řešením zejména z důvodu menšího množství ucpávkového plynu, nižší výrobní ceny a konstrukční délky ucpávkového uzlu. Nevýhodou pístního kroužku je časté napékání (koksování) mazacího oleje při nedostatečném dochlazení prostoru ucpávky (zejména na turbínové straně). Následně pak může dojít k zadření ucpávky a havárii turbodmychadla. Koksování se předchází dostatečně dlouhým domazáváním.

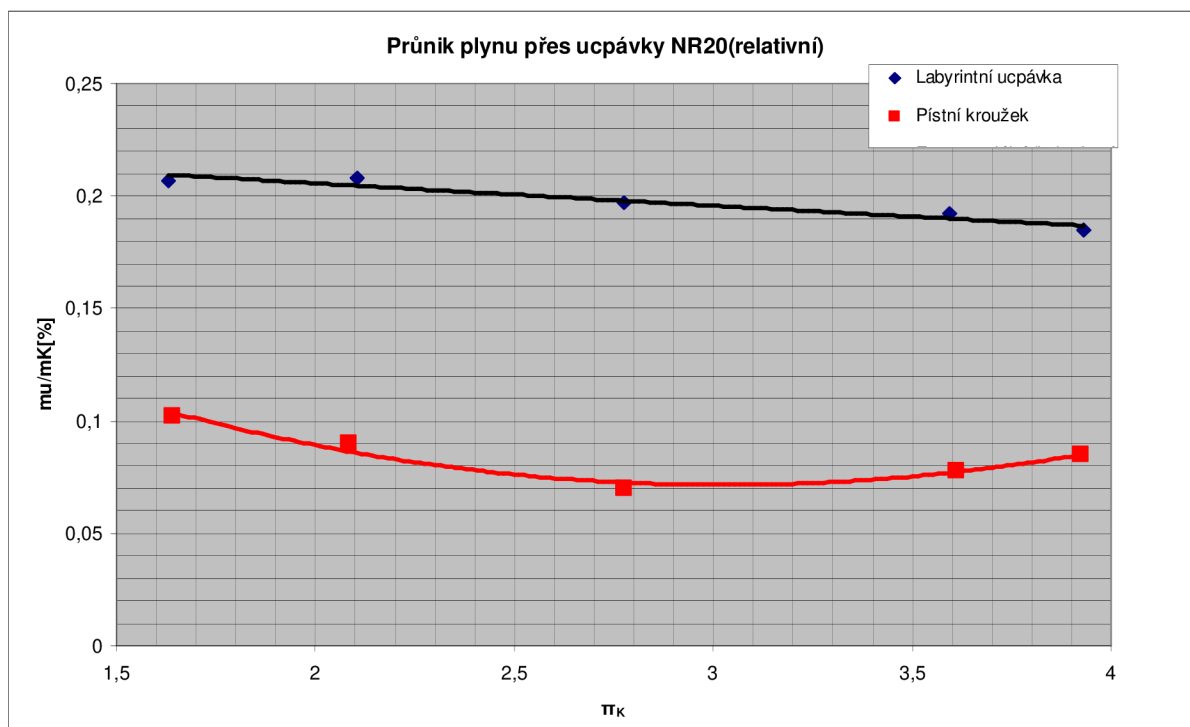
Při správné funkci pístního kroužku nedochází k jeho mechanickému opotřebením, nemění se jeho těsnicí vlastnosti. Není proto nutné snižovat délku servisního intervalu a výměna pístních kroužků se provádí při standardním servisním intervalu. Navíc výměna je snadná, rychlá a cenově nenáročná.



Obr.č. 5.2 - Ucpávkový uzel turbodmychadla NR20/S s pístním kroužkem

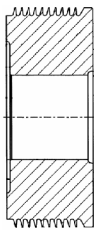



Obr. č. 5.3 – Blow-by porovnání labyrintní ucpávky s pístním kroužkem(absolutní)[ data převzata z 12]



Obr. č. 5.4 – Blow-by porovnání labyrintní ucpávky s pístním kroužkem(absolutní)[data převzata z 12]



	LABYRINTNÍ UCPÁVKA	PÍSTNÍ KROUŽEK
		
Cena		✓
Konstrukční délka ucpávky		✓
Množství ucpávkového plynu		✓
Odolnost v agresivním prostředí	✓	✓
Provozní spolehlivost	✓	
Složitost výroby		✓
Zanášení nečistotami	✓	
Bezpečnost [viz str. 36]		✓
Náročnost výměny		✓
Životnost	✓	

Tab.č. 5.1 – Porovnání labyrintové ucpávky a pístních kroužků

## 5.2 Porovnání ucpávek turbodmychadel řady PTR, NR, TCR

Všechny porovnávané řady turbodmychadel používají k těsnění ložiskového prostoru na kompresorové i turbínové straně pístní kroužky. Z výjimkou některých provedení turbodmychadel řady NR (viz výše). Od nejstarší řady turbodmychadel PTR až po nejnovější řadu TCR prošel konstrukční uzel ucpávek značným vývojem. Z výsledků zkoušek a měření je patrné, že došlo k optimalizaci a zlepšení těsnicí funkce ucpávek.

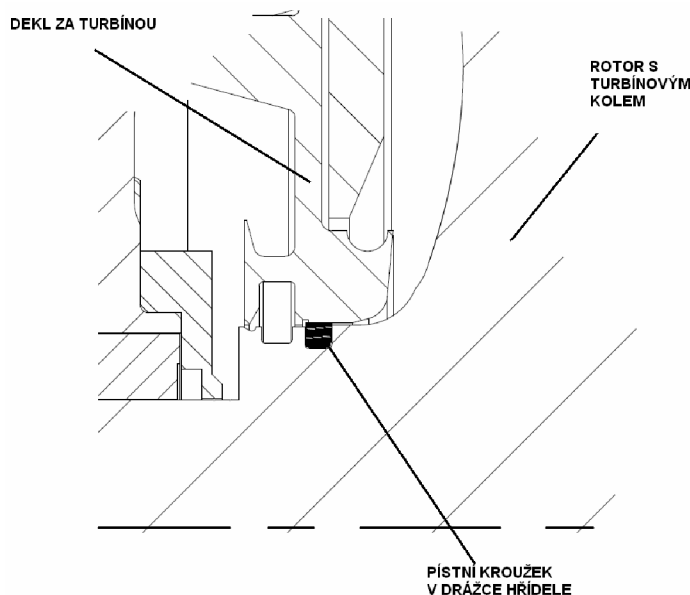
K optimalizaci těsnosti došlo i při nestandardních provozních stavech, podtlaku za kompresorem, turbínou( start, doběh turbodmychadla atd.) viz. kapitola 5.3.

Pro porovnání uvádím konstrukční provedení turbínových ucpávek. Provedení kompresorových ucpávek jednotlivých řad je konstrukčně podobné. Stejně jako u turbínových ucpávek, tak i u kompresorových ucpávek je snaha zmenšovat axiální vůli mezi pístním kroužkem a drážkou a minimalizovat tak pronikání oleje a komprimovaného vzduchu.

Srovnání kvality ucpávek jsem provedl pomocí měření blow-by jednotlivých turbodmychadel viz graf na obr.č.5.8.

### 5.2.1 Ucpávky řady PTR

Turbínový pístní kroužek je uložen v drážce ve hřídeli, kompresorový je uložen v kompresorovém deklu. Z porovnání blow-by jednotlivých řad turbodmychadel vyplývá, že ucpávky řady PTR propouští nejvíce ucpávkového plynu  $m_U$  a to v celém rozsahu stlačení kompresoru  $\Pi_K$ . Největší únik ucpávkového plynu je při nízkém stlačení, kdy není pístní kroužek natolik zatížen tlakem spalín (resp.stlačeného vzduchu). Při nárůstu stlačení dochází k snižování  $m_U$  (relativně v porovnání s  $m_K$ ). Turbodmychadla PTR však splňují limity výrobců motorů pro maximální množství ucpávkového plynu(přibližně 0,03% $m_K$ [12]).

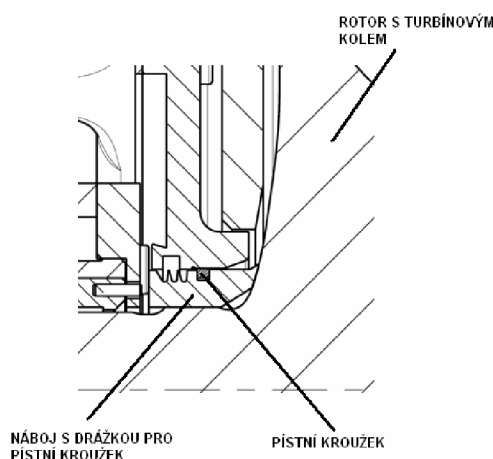


Obr.č. 5.5 – Turbínová ucpávka turbodmychadla PTR 154[upraveno z 12]

### 5.2.2 Ucpávky řady NR/S

Kompresorová strana turbodmychadla je stejně jako u řady PTR těsněna pístním kroužkem. Na turbínové straně jsou však použité 2 ucpávky. Primární ucpávka je pístní kroužek uložený v drážce náboje nalisovaného na hřídel. Sekundární je labyrintní ucpávka. Labyrint je stejně jako drážka pro pístní kroužek vysoustružen v náboji.

Použitím dvojité ucpávky došlo ke snížení množství ucpávkového plynu téměř na polovinu (oproti řadě PTR). Množství  $m_U$  je poloviční v celém měřeném rozsahu stlačení. Provedení duální ucpávky pro turbínovou stranu je optimálnější řešením ucpávkového uzlu (v porovnání s řadou PTR).

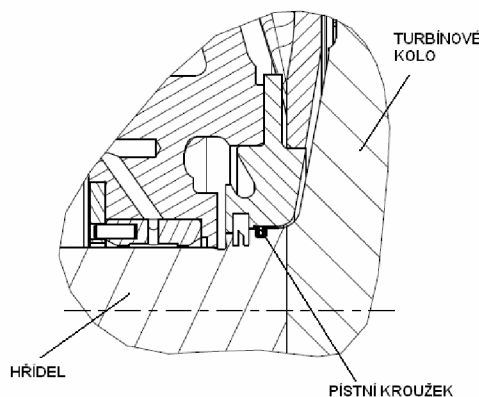


Obr.č. 5.6 – Turbinová ucpávka turbodmychadla NR20/S[upraveno z 12]

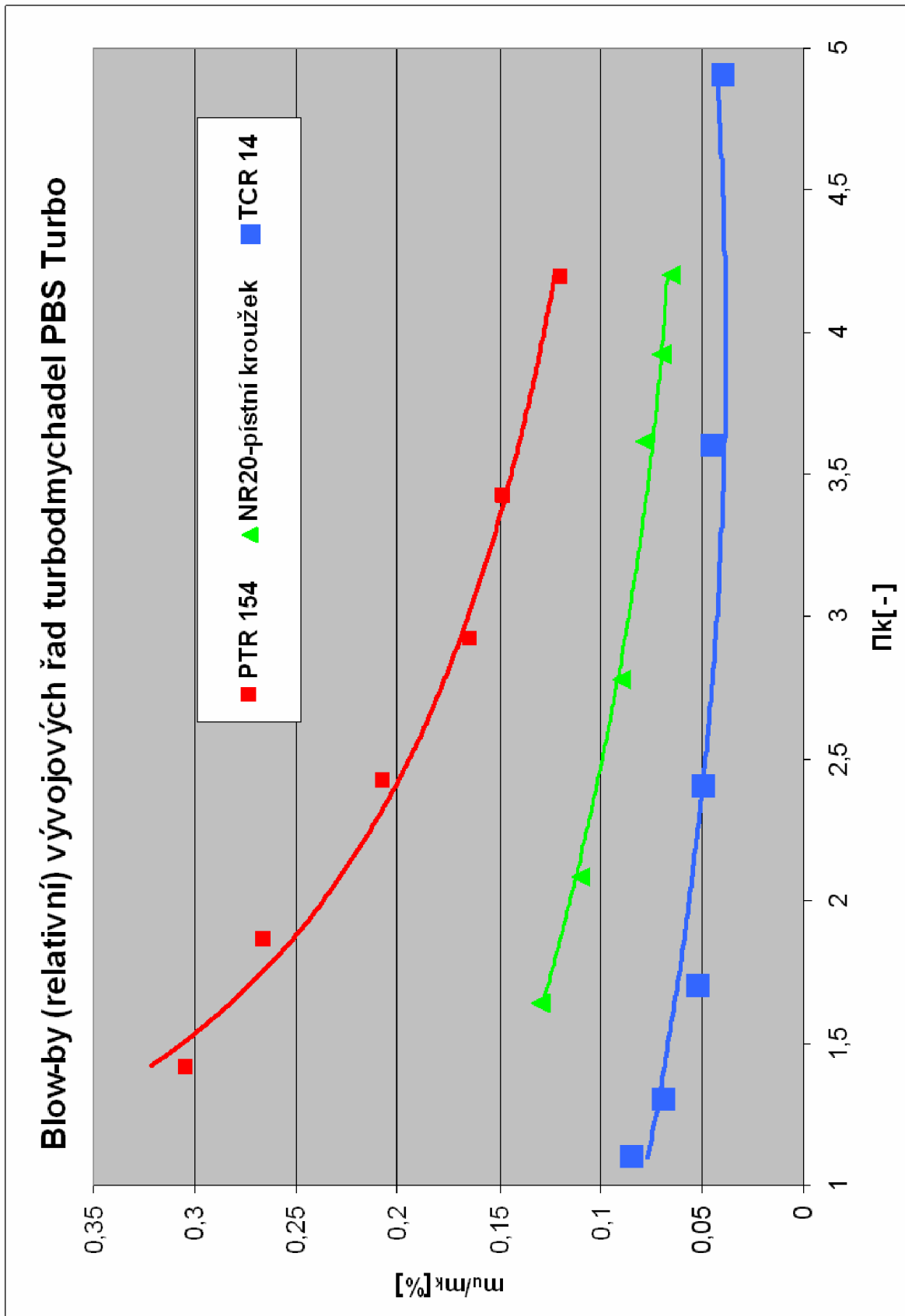
### 5.2.3 Ucpávky řady TCR

Turbodmychadla řady TCR mají obdobné řešení ucpávkového uzlu na kompresorové straně jako předchozí výrobní řady PTR a NR. Na turbínové straně je však pístní kroužek uložen přímo v drážce hřídel. Za pístním kroužkem na hřídeli je vysoustružen 1 břit, který slouží jako olejová ucpávka. Břit funguje principiálně jako rozstříkovač kroužek viz. kapitola č.3.1.3.

Z porovnání výrobních řad turbodmychadel na obr.č.5.3 vyplývá, že ucpávky řady TCR mají nejoptimálnější těsnící vlastnosti. Množství  $m_U$  je v průběhu celého stlačení téměř lineární (relativně k  $m_K$ ).



Obr.č. 5.7 – Turbinová ucpávka turbodmychadla TCR 14[upraveno z 12]



Obr.č. 5.8 – Porovnání ucpávek řad turbodmychadel PTR, NR, TCR [měřená data -12]

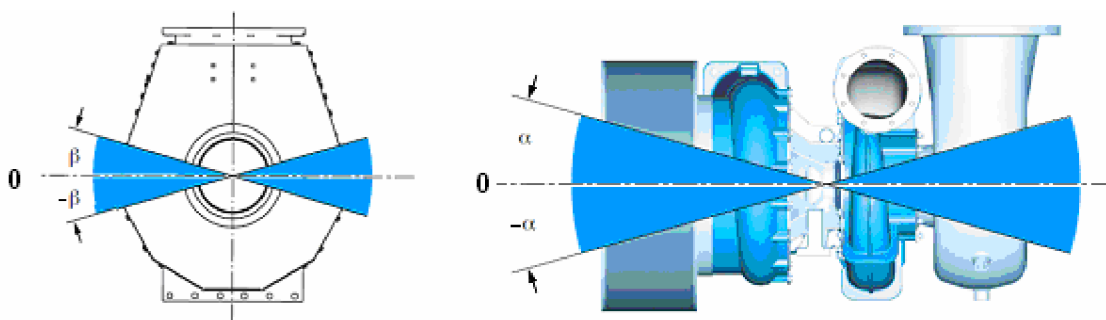
### 5.3 Vliv natočení turbodmychadla na těsnost ucpávek

Při natočení turbodmychadla ( podle úhlů naznačených na obr.č. 5.4) může dojít z důvodu ztíženého odtoku oleje k jeho pronikání do kompresorové resp. turbínové skříně. K průniku dochází při nižším tlaku oleje v ložiskové skříně, než kterému odolá ucpávka turbodmychadla v horizontální poloze. Netěsnost ucpávky může nastat při startu, doběhu a volnoběhu turbodmychadla. V těchto případech může dojít k podtlaku za kompresorem resp. za turbínou.

Turbodmychadlo je připojeno na měřicí stav obdobně jako při měření podtlaků, je v klidu ( $n=0 \text{ ot./min.}$ ). Nastaví se hodnota úhlu  $\alpha$  resp.  $\beta$  a je spuštěn oběh oleje. Nastaví se hodnota podtlaku a tlaku oleje v ložiskové skříně. Po uplynutí časového úseku se vizuálně vyhodnotí, zda olej pronikl. Poté se pokračuje na vyšší hodnotu tlaku oleje, až do hodnoty, kdy dojde k netěsnosti a olej začne pronikat. Pokračuje se v měření na další hladiny podtlaků a úhlů natočení. Měření se provádí jak pro turbínovou, tak kompresorovou ucpávku. Zjišťuje se, při jakém úhlu natočení, podtlaku za kompresorem (turbínou) a přetlaku oleje dochází k netěsnosti ucpávky.

Natáčením turbodmychadla okolo osy rotace ( úhel  $\beta$ ) nedochází téměř ke zhoršení jejich těsnicí funkce. O těsnosti při natočení o úhel  $\beta$  tak rozhoduje spíše provedení olejového prostoru a odpadu oleje. Vliv konstrukčního provedení ucpávky je nepatrný. Proto se dále zaměřuji na porovnání při natáčení turbodmychadla o úhel  $\alpha$ .

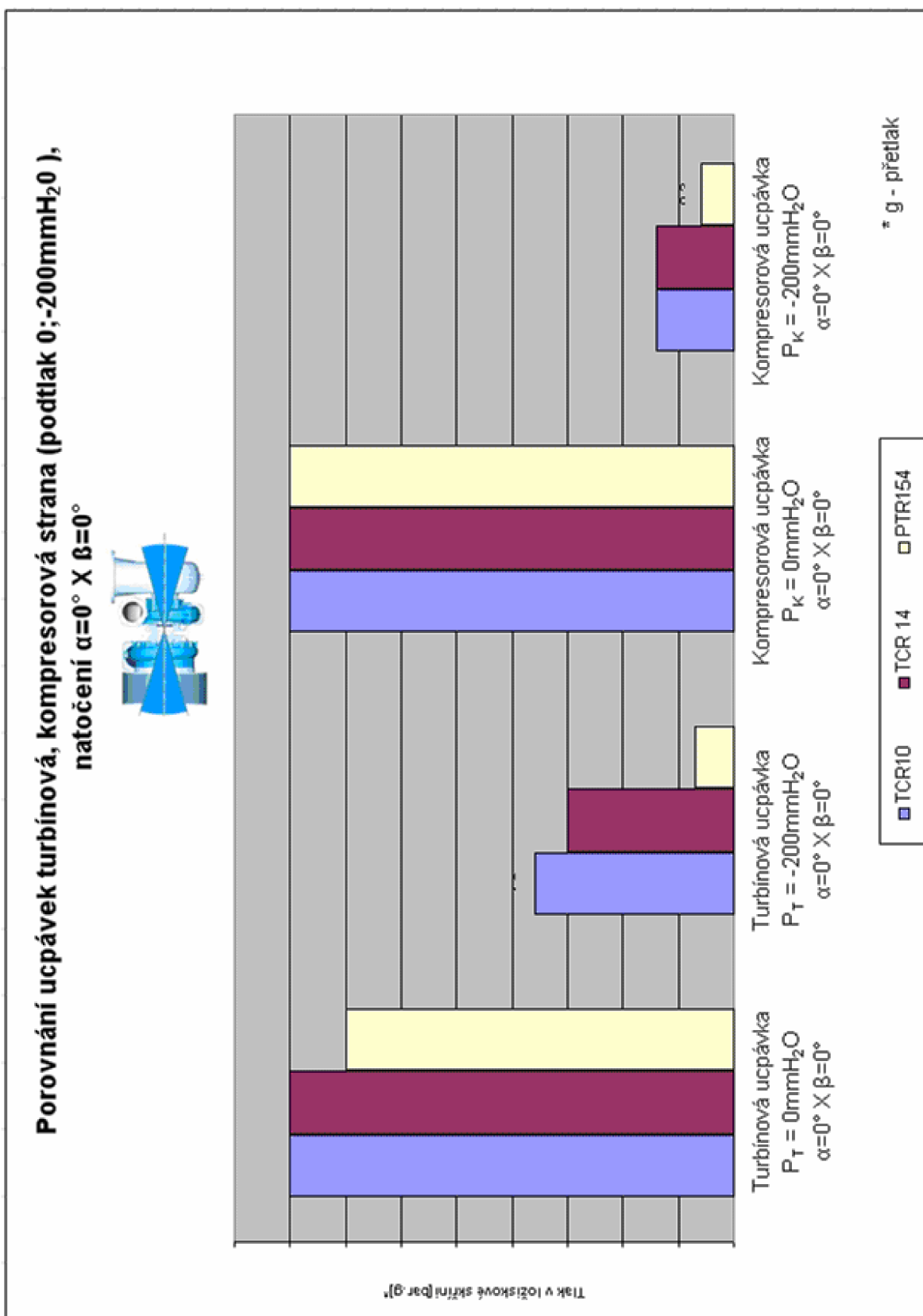
Pro porovnání jsem si vybral turbodmychadla, která se používají na motory s podobnými parametry ( výkon, teplota spalin, průtok oleje...). Turbodmychadlo starší konstrukce PTR 154 a 2 turbodmychadla nejnovější řady TCR 10 a TCR 14.



Obr. č. 5.9 – Úhly natočení turbodmychadla[12]

Graf na obr.č.5.5 porovnává kompresorové a turbínové ucpávky v horizontální poloze turbodmychadel. Nejdříve při nulovém podtlaku, poté při podtlaku  $200 \text{ mmH}_2\text{O}$  za turbínou (kompresorem). Při nulovém podtlaku jsou ucpávky na turbínové i kompresorové straně funkční i za vysokého přetlaku v ložiskové skříně.

Při podtlaku se však zvýší podtlak působící na ucpávky a mazací olej začne pronikat při nižším přetlaku oleje. Netěsnost ucpávek turbodmychadel TCR na turbínové straně se projeví při polovičním přetlaku oleje. Na kompresorové straně proniká olej při čtvrtinové hodnotě. U turbodmychadel PTR se netěsnost projeví na turbínové straně již při přetlaku oleje  $0,35 \text{ bar}$ . Na kompresorové již při přetlaku  $0,3 \text{ bar}$ .



Obr.č.5.10 – Graf porovnání úniku oleje přes kompresorové a turbínové ucpávky při podtlaku 0mmH<sub>2</sub>O, -200mmH<sub>2</sub>O(zdrojová data [12])

Vliv natočení turbodmychadla při působení podtlaku 200mmH<sub>2</sub>O zobrazují grafy na obr.č.5.6 a 5.7. Při natočení turbodmychadla na stranu ucpávky dochází k zhoršenému odtoku oleje z prostoru ucpávky a ucpávka je více zatížena tlakem oleje. Dochází tak k netěsnosti při nižším přetlaku oleje oproti horizontální poloze. Grafy zobrazují natočení turbodmychadla o 22°, což je maximální přípustné natočení z hlediska PBS Turbo[12].

U některých turbodmychadel při natočení na protilehlou stranu od sledované ucpávky, dochází k relativnímu zlepšení těsníci funkce. Důvodem je, že olej má tendenci zaplavovat prostor ucpávky na protilehlé straně ložiskové skříně. Mazací olej také lépe odtéká z prostoru sledované ucpávky.

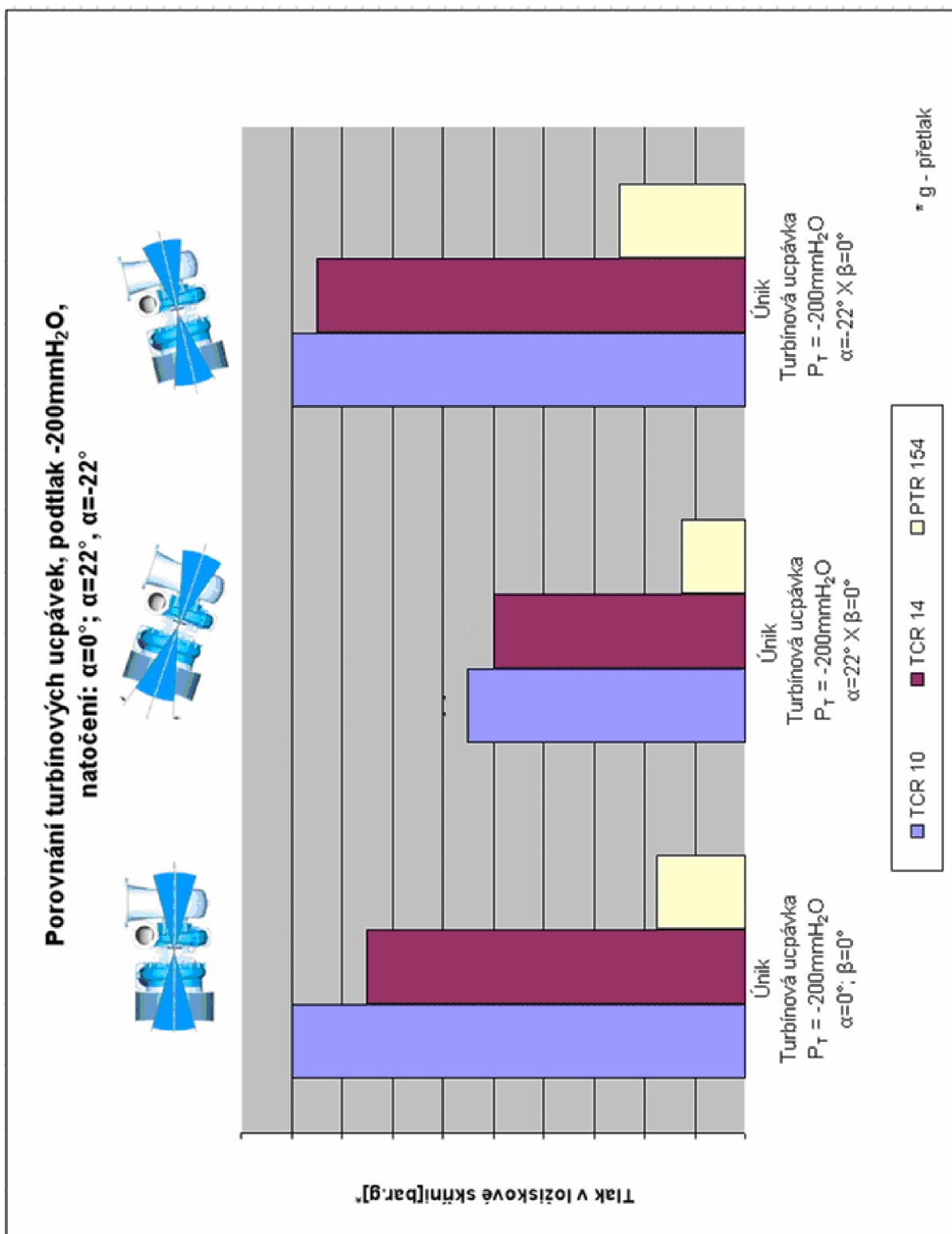
Při natočení sledovaných turbodmychadla o úhel  $+\alpha=22^\circ$  na stranu turbínové ucpávky, dochází ke snížení jejich těsníci funkce přibližně na polovinu. Naopak při natočení na kompresorovou stranu o úhel  $-\alpha=22^\circ$  dojde ke zlepšení jejich těsnosti jen nepatrně viz graf 5.6.

Těsnost kompresorových ucpávek, oproti jejich těsnosti v horizontální poloze, není při natočení a působení podtlaku téměř ovlivněna. Jejich těsnost se mění minimálně jak při natočení na ucpávku i od ní viz graf 5.7.

Jednoznačně lze říci, že optimalizací ucpávek u jednotlivých výrobních řad došlo ke zlepšení jejich těsníci funkcí. Zejména při standardním provozu ale i nenávrhových stavech, při kterých vzniká podtlak za turbínou a za kompresorem. Ucpávky nejnovější řady TCR oproti řadě PTR lépe těsní i při natočení turbodmychadla.

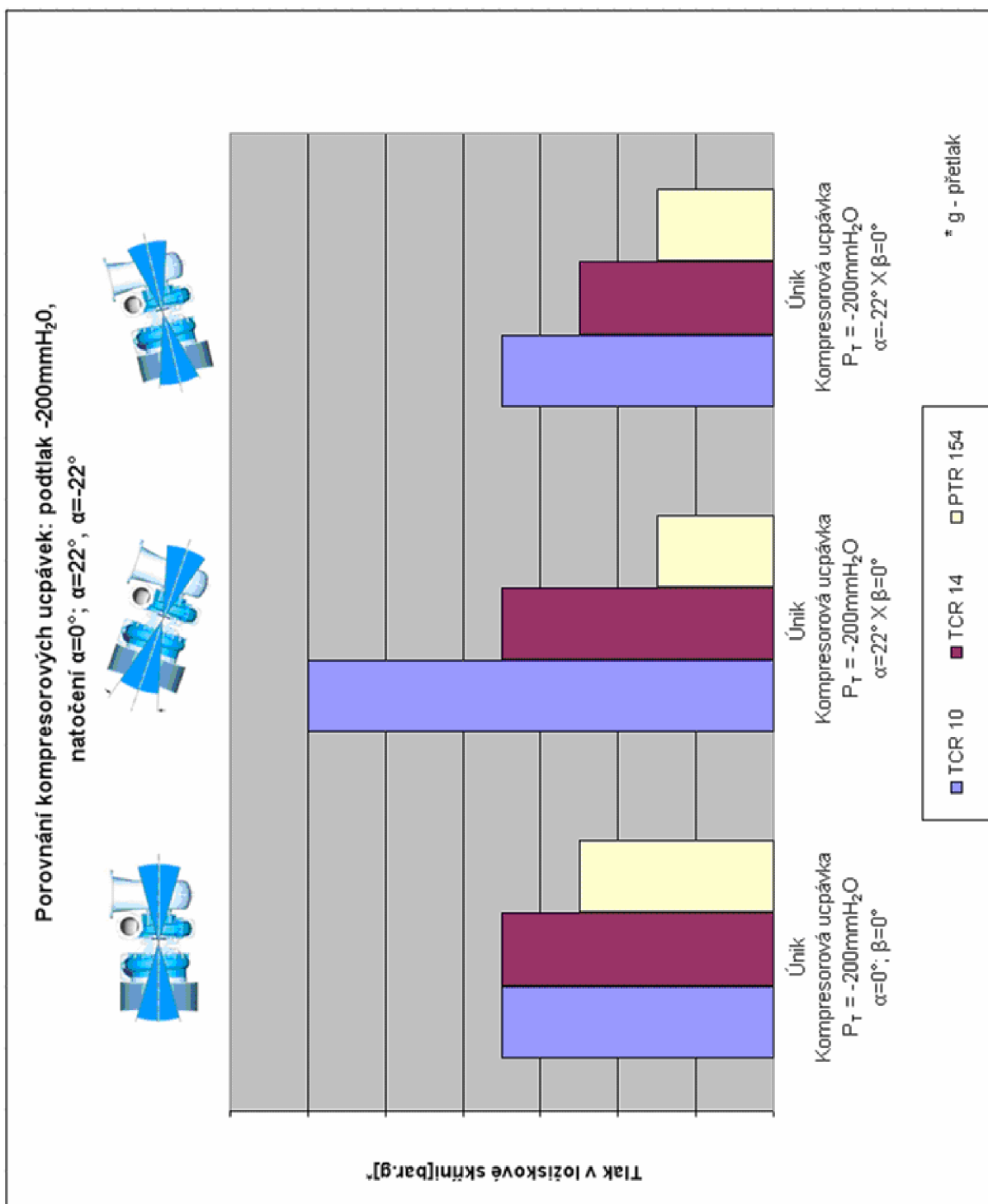
Při pronikání oleje do turbínové skříně dochází k napékání (koksování) oleje na turbínové, rozváděcí kolo a další části turbínové skříně. Napečený olej zanáší průtočné kanály a dochází tak k zhoršení účinnosti turbíny a celého turbodmychadla. Při kontaktu oleje a horkých spalín navíc dochází k zahoření oleje. Spaliny tak vykazují zhoršené emise. Tento jev nastává zejména při volnoběhu motoru (např. lodě v přístavech). Zvýšení emisí spalín je z hlediska výrobců motorů nežádoucí, proto kladou požadavky na co nejlepší těsnost turbínových ucpávek.

Dalšími důvody pro měření a zvyšování těsnosti ucpávek je olej pronikající do kompresorové skříně, který zanáší průtočné kanály kompresoru, dochází tak ke snížení účinnosti turbodmychadla. Olej se také může dostávat do komprimovaného vzduchu a při spalování ve válci motoru zhoršuje vlastnosti spalované směsi.



Obr.č.5.11 – Graf úniku oleje přes turbínové ucpávky při podtlaku -200mmH<sub>2</sub>O, natočení turbodmychadla(zdrojová data [12])





Obr.č.5.12 – Graf - únik oleje přes kompresorové ucpávky při podtlaku -200mmH<sub>2</sub>O, natočení turbodmychadla(zdrojová data [12])

## 6. SHRUTÍ PRÁCE

Cílem teoretické části práce bylo shromáždit a prostudovat patřičnou odbornou literaturu vztahující se k tématu ucpávek turbodmychadel, což se ukázalo jako ne zrovna jednoduché vzhledem k malému počtu odborné literatury. Navíc většina dostupné literatury je pouze v cizím jazyce. V teoretické části jsem popsal princip přeplňování spalovacích motorů, uvedl rozdělení turbodmychadel a přiřadil k nim typy ucpávek, které se u nich nejčastěji používají. Dále jsem se věnoval turbodmychlům společnosti PBS Turbo s.r.o, jejichž ucpávky popisuji v praktické části. Teoretická část dále obsahuje rozdělení ucpávek na kontaktní a bezkontaktní. U jednotlivých typů ucpávek uvádím princip činnosti, způsob výroby, použití, výhody a nevýhody.

V praktické části jsem se věnoval měření a porovnání ucpávek používaných v turbodmychadlech společnosti PBS Turbo (pístní kroužky a labyrintní ucpávky). Sledoval jsem také vliv natočení turbodmychadla z horizontální polohy na těsnost ucpávek.

Praktickou část práce jsem rozdělil do dvou částí. V první části jsem popsal způsoby, důvody a výstupy měření ucpávek. Pozornost jsem věnoval zejména měřícím stanicím. Popsal jsem měření blow-by, kterým se zjišťuje množství ucpávkového plynu, které pronikne přes ucpávky do olejového prostoru. Dále jsem se zabýval měřením těsnosti ucpávek při nestandardních stavech turbodmychadla. Nestandardními stavy jsou rozběh, volnoběh a domazávání turbodmychadla. Při těchto stavech zpravidla dochází k podtlaku za kompresorem (za turbínou). Ucpávky jsou tak namáhány podtlakem a dochází ke snížení jejich těsnicí funkce. Posledním popisovaným měřením je měření tlakových poměrů na ucpávkách. Tímto měřením se ověřuje, zda v celém rozsahu stlačení kompresoru  $\Pi_K$  je vyšší tlak na straně kompresorové resp. turbínové skříně. K popsání uvedených měření jsem využil informací a znalostí zaměstnanců společnosti PBS Turbo s.r.o a částečně své znalosti, které jsem nabyl při práci v konstrukčním oddělení PBS Turbo.

## 7. ZÁVĚR

V práci jsem nejdříve porovnával labyrintní ucpávky a pístní kroužky. Srovnání jsem provedl u turbodmychadel NR20/S, u kterých byly k těsnění olejového prostoru použity jak pístní kroužky, tak labyrintní ucpávky. Ze srovnání blow-by měření vyplývá, že relativní množství ucpávkového plynu  $m_U$  je u labyrintní ucpávky přibližně dvakrát větší. Proto se jako optimálnější jeví pístní kroužek. Pístní kroužky jsou navíc levnější, snadno vyměnitelné a konstrukční uzel ucpávky je jednodušší. Oproti tomu labyrintní ucpávky mají téměř neomezenou životnost.

Dále jsem srovnával ucpávky výrobních řad turbodmychadel PTR, NR/S a TCR společnosti PBS Turbo s.r.o. Tyto řady turbodmychadel používají jako ucpávky pístní kroužky. Porovnávacím kritériem bylo množství ucpávkového plynu. Z porovnání vyplývá, že postupným vývojem ucpávkového uzlu došlo k jeho optimalizaci. Ke zlepšení těsnosti došlo zejména při nízkých hodnotách stlačeních kompresoru viz graf na obr. 5.8.

V závěru praktické části se zabývám vlivem natočení turbodmychadla (o úhel  $\alpha$  - viz obr. č.5.9) na těsnost ucpávek. Pro porovnání jsem použil starší turbodmychadlo PTR154 a dvě novější turbodmychadla TCR10 a TCR14. V důsledku natočení turbodmychadla na stranu ucpávky a působení podtlaku došlo ke snížení těsnosti ucpávek. Olej má tendenci zaplavovat ucpávku a zvyšuje tak její zatížení. Zhoršený je také odtok oleje. Porovnáním jsem také ověřil správný směr vývoje ucpávek u turbodmychadel PBS Turbo. Ucpávky řady TCR odolávají podtlaku a natočení lépe a netěsnost se projevuje až při přibližně dvojnásobném přetlaku oleje.

Měření ucpávek se v PBS Turbo věnuje značná pozornost, protože těsnost ucpávek je jedním z hlavních požadavků výrobců motorů. Při pronikání oleje do turbínové skříně může docházet ke zhoršování emisí motorů a olej pronikající do kompresorové skříně zhoršuje kvalitu směsi spalované ve válci. Výrobci motorů také stanovují limity pro množství ucpávkového plynu, které může projít přes ucpávky do olejové vany motoru. Měřená data se nepřenáší, proto po každé úpravě ucpávkového uzlu dochází k jeho přeměření.

Schopnost co nejlépe utěsnit olejový prostor turbodmychadla patří k základním úkolům při vývoji nových turbodmychadel, proto je nutné znát faktory, které přímo nebo nepřímo ovlivňují těsnost ucpávek. V celé práci jsem se snažil tyto faktory pojmenovat a uvést. Pro úplnost je nutné říci, že na těsnost ucpávky má také velký vliv provedení odpadu a olejového prostoru. Těsnost ucpávek proto nezávisí pouze na samotném konstrukčním provedení ucpávky.

V odborné literatuře nebylo doposud téma ucpávek systematicky zpracováno, proto jsem se ve své práci snažil nabídnout komplexní pohled na toto téma. Přínos práce vidím zejména v popsání způsobů měření a v pojmenování faktorů ovlivňujících kvalitu ucpávek. Moje práce tak například může sloužit jako podpůrný materiál pro konstruktéry při vývoji nových ucpávkových uzlů.

## 8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ŠKORPÍK, J. < [info@transformacni-technologie.cz](mailto:info@transformacni-technologie.cz) > Transformační technologie.[HTML dokument]. VUT v Brně, FSI, Energetický ústav, pokračující zdroj, Dostupné z: <<http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/index.html>>, ISSN 1804–8293
- [2] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny:Návrh a výpočet*. 1.vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9
- [3] BAINES, N. Fundamentals of turbocharging. 1.vyd.Concepts ETI, Inc. 2005. 280 s. ISBN 09-332-8314-8.
- [4] BOYCE, M. Gas turbine Engineering Handbook, third edition, 2006, ISBN -13: 978-0-7506-7846-9.
- [5] KAMENICKÝ, J; LINHART, Z. *Konstrukce leteckých motorů: Část I.VA AZ* Brno, 1989. 448s. 13/88-89
- [6] JAPKISE, D.: *Centrifugal Compressor Design and Performance*; Wilder, Vermont, Consepti ETI, Inc., 1996 ISBN 0-933283-03-2
- [7] *End face mechanical seal* [HTML dokument]. Wikimedia Foundation. Inc., On-line dostupné z: <<http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/index.html>>
- [8] *Turbocharger*, On-line dostupné z:< <http://en.wikipedia.org/wiki/Turbocharger>>.
- [9] PBS Turbo s.r.o.,< [pbst\\_sales@pbsvb.cz](mailto:pbst_sales@pbsvb.cz)>. On-line dostupné z: <<http://www.pbsturbo.cz/>>.
- [10] Gasgoo, *Axial turbine*. On-line dostupné z: <<http://www.gasgoo.com/auto-products/air-intake-exhaust-system-428/1204080.html>>
- [11] Made in China. *TA34 Turbocharger Rotor Assembly (Garrett)*Online dostupné z:<<http://czgaoxiang.en.made-in-china.com/product/rMVmZAsHHtDI/China-TA34-Turbocharger-Rotor-Assembly-Garrett-.html>>
- [12] Firemní materiály PBS Turbo s.r.o
- [13] Sunshine Machinery & Electronic Co., Ltd. Turbocharger. *Piston Ring (Seal Ring)*. On-line dostupné z:<<http://www.tradeindia.com/fp627255/Turbocharger-Piston-Ring-Seal-Ring-.html>>
- [15] VRZAL, J. *Diplomová práce: Měření teplot při zkouškách plnicích turbodmychadel*. Brno,2000. 64 s. VUT-EÚ-ODDI-3301-31-00.

[16] Firemní prospekty firmy MAN Diesel a Turbo

[17] Gail A.;Beichl S. *The MTU brush seal design*. [PDF dokument]. 2009. MTU Aero Engines. 12 s. On-line dostupné z: <  
[http://www.mtu.de/en/technologies/engineering\\_news/production/Gail\\_MTU\\_brush\\_seal\\_des  
ign.pdf](http://www.mtu.de/en/technologies/engineering_news/production/Gail_MTU_brush_seal_design.pdf)>

## 9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

TBD	- turbodmychadlo
SK	- spalovací komora
$m_u$	- množství ucpávkového plynu
$m_k$	- hmotnostní průtok plynu přes kompresor
$\Pi_k$	- stlačení kompresoru
$p_1^K$	- tlak na vstupu do kompresoru
$p_2^K$	- tlak na výstupu z kompresoru
$p_3$	- tlak na vstupu do turbíny
$p_4$	- tlak na výstupu z turbíny
$p_0$	- tlak plynu před ucpávkou
$p$	- tlak plynu za ucpávkou
$\delta$	- radiální vůle mezi břitem a statorem
$\Delta$	- šířka břitu
$D_R$	- průměr rotoru
$D_S$	- průměr statoru
$p_C$	- celkový tlak
$p_D$	- dynamický tlak
$p_S$	- statický tlak
$c$	- rychlost proudícího vzduchu
$\rho$	- hustota
$r$	- univerzální plynová konstanta
$T$	- teplota vzduchu
$A$	- je hydraulický průřez potrubí v místě měření
$p_1^B$	- tlak před clonou
$p_2^B$	- tlak za clonou
$t_B$	- teplota před clonou
$T_1$	- teplota před kompresorem
$T_2$	- teplota za kompresorem
$z$	- počet labyrintových břitů
$A$	- průtočná plocha při radiální mezeře $\delta$ na středním průměru $D_s$

- $p_0, p_1$  – tlaky plynů před a za labyrintovým těsněním
- $T_0$  – teplota před ucpávkou [ $^{\circ}\text{K}$ ]
- $\rho_o$  - měrná hmotnost plynu před ucpávkou
- $R$  – univerzální plynová konstanta,  $R=287,1 \text{ J/kg.K}$
- $k$  – opravný koeficient, který respektuje vliv tvaru a konstrukce ucpávky
- $p_{U1}$  - tlak před kompresorovou ucpávkou (ze strany kompresorového kola)
- $p_{U2}$  - tlak za kompresorovou ucpávkou (tlak ze strany ložiskové skříně)
- $p_{U3}$  - tlak před turbínovou ucpávkou (ze strany turbínového kola)
- $p_{U4}$  - tlak za turbínovou ucpávkou (tlak ze strany ložiskové skříně)
- $p_{OIL}^{IN}$  - tlak oleje vstupujícího do ložiskové skříně
- $p_{OIL}^{OUT}$  - tlak oleje vystupujícího z ložiskové skříně
- $p_K$  - tlak za turbínou