



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

**BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY**



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY**

**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING**

**INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS**

# **ANALÝZA OBTOKOVÉHO KANÁLU TURBODMYCHADLA**

**ANALYSIS OF TURBOCHARGER WASTE GATE**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**BACHELOR'S THESIS**

**AUTOR PRÁCE**

**AUTHOR**

**Bc. ADAM ONDREJKA**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

**SUPERVISOR**

**Ing. ZDENĚK HADAŠ, Ph.D.**

**BRNO 2015**

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Adam Ondrejka

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

obor: **Mechatronika (3906T001)**

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:

### **Analýza obtokového kanálu turbodmychadla**

v anglickém jazyce:

### **Analysis of turbocharger waste gate**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Závěrečná práce se zabývá analýzou obtokového kanálu WG turbodmychadla vyráběného společností Honeywell. V práci budou popsány a zhodnoceny jednotlivé konstrukční varianty WG turbodmychadla a analyzován vliv obtokového kanálu na vlastnosti motoru. Hlavním cílem práce je vytvoření metodiky výpočtu ztrátového součinitele obtokového kanálu a vyhodnocení vlivu změny metodiky na volbu aktuátoru ventilu.

Cíle diplomové práce:

1. Rešerše konstrukcí turbodmychadel.
2. Analýza vlivu ztrátového součinitele obtokového kanálu na vlastnosti motoru.
3. Model obtokového kanálu turbodmychadla.
4. Analýza vlivu konstrukčních úprav obtokového kanálu na hodnotu ztrátového součinitele.
5. Vytvoření metodiky výpočtu ztrátového součinitele obtokového kanálu a vyhodnocení vlivu změny metodiky na volbu aktuátoru ventilu.

Seznam odborné literatury:

Edward J Haug: Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Allyn and Bacon, 1989.

Hung Nguyen-Schäfer: Rotordynamics of Automotive Turbochargers, Springer, 2012.

Salehi, R., Vossoughi, G., Alasty, A. Modeling and estimation of unmeasured variables in a wastegate operated turbocharger (2014) Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 136 (5).

Vedoucí diplomové práce: Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Cílem diplomové práce bylo navrhnout metodiku výpočtu výtokového koeficientu obtokového kanálu wastegate turbodmychadla. Metodika se navrhla na základě analýzy chování výtokového koeficientu provedené pomocí CFD simulací parametrického modelu turbínové části turbodmychadla. Podařilo se navrhnout výpočet, který se odlišuje od CFD dat relativně v průměru o 1,4%. Použití nové metodiky umožní zpřesnit návrh obtokového kanálu a pomůže zvolit vhodnější aktuátor pro ovládání ventilu obtokového kanálu.

### **Klíčová slova**

Turbodmychadlo, wastegate, výtokový koeficient, CFD, simulace

## **Abstract**

The aim of master's thesis was to put forward calculation methodology of wastegate turbocharger bypass channel discharge coefficient. Designed methodology was based on discharge coefficient analysis conducted utilizing CFD simulations of turbocharger turbine-side parametric model. It was achieved to propose a calculation, which differentiates relatively in average 1,4% from CFD data. New methodology improves the accuracy bypass channel design and helps to choose appropriate wastegate valve actuator.

### **Key words**

Turbocharger, wastegate, coefficient of discharge, CFD, simulation

## **Bibliografická citace**

ONDREJKA, A. *Analýza obtokového kanálu turbodmychadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D..

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Analýza obtokového kanálu turbodmychadla* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

-----  
Datum

-----  
Podpis

## **Poděkování**

Poděkování patří především mým rodičům za jejich podporu, trpělivost a obětavost. Dále bych chtěl poděkovat také mému vedoucímu panu Ing. Zdeňku Hadašovi, Ph.D. za ochotný přístup a spolupráci. A Ing. Miroslavu Žatkovi za cenné rady při zpracování zvolené problematiky.

# Obsah

Úvod .....	8
1 Formulace problému a cíle řešení.....	9
2 Základy přepřívání .....	10
2.1 Princip fungování turbodmychadla.....	11
2.2 Konstrukce turbodmychadla .....	12
2.3 Regulace plnicího tlaku turbodmychadel .....	16
3 Hydraulické odpory .....	21
4 Metodika vyhodnocování výtokového koeficientu .....	24
5 CFD .....	26
5.1 Úvod do CFD.....	26
5.2 Model turbínové části WG turbodmychadla.....	27
6 Citlivostní analýza výtokového koeficientu .....	35
7 Postup získávání dat .....	37
8 Vliv zvolených parametrů na výtokový koeficient .....	39
8.1 Vliv průměru kanálu .....	39
8.2 Vliv zaoblení kanálu .....	40
8.3 Vliv natočení kanálu .....	42
8.4 Vliv průměru voluty na vstupu do kanálu .....	43
9 Návrh výpočtu výtokového součinitele .....	45
10 Porovnání návrhu se stávající metodikou.....	47
11 Vliv výtokového součinitele na vlastnosti motoru .....	50
Závěr.....	53



## Úvod

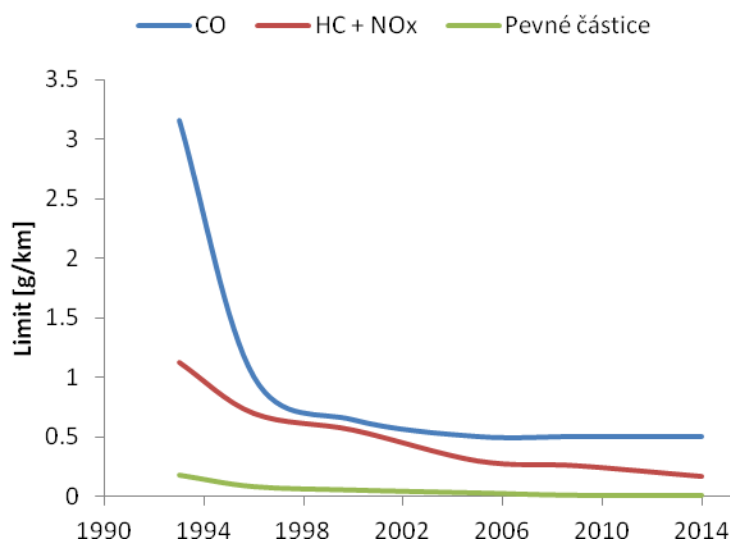
Diplomová práce je zaměřená na problematiku proudění přes obtokový kanál wastegate turbodmychadla. Téma vzniklo jako reakce na potřebu společnosti Honeywell, s.r.o, hlouběji prozkoumat chování výtokového koeficientu obtokového kanálu, který jako důležitý parametr vstupuje do procesu dimenzování kanálu. V první části práce se čtenář dozví základy technologie přeplňování, konstrukce turbodmychadla a podstatu nejpoužívanějších metod regulace. Krátce je pojednáno o hydraulických odporech z hlediska stávající teorie, co následně ústí do odvození metodiky vyhodnocování výtokového součinitele pro potřeby diplomové práce. V další části je uveden popis CFD modelu turbínové části turbodmychadla, jeho geometrie, sítě a nastavení simulace, na základě které se zkoumala velikost hmotnostního průtoku přes obtokový kanál. Stěžejní sekcí je pak analýza proměnných s přehledem míry vlivu daných proměnných na průtok kanálem. Na základě této analýzy a spočtených dat byla navržena nová metodika výpočtu koeficientu a porovnal se možný dopad navrhované metodiky na volbu aktuátoru. Na závěr je ještě na příkladě jednoválcového motoru ukázána míra vlivu výtokového koeficientu na vlastnosti motoru.

# 1 Formulace problému a cíle řešení

Plnicí tlak turbodmychadla s anglickým označením wastegate se reguluje pomocí otevírání ventilu na obtokovém kanálu. Obtokový kanál umožňuje odvést část spalin vyfukovaných motorem mimo turbínové kolo a tím regulovat plnicí tlak na výstupu z kompresoru. Aby se dosáhlo požadovaných účinků, musí se navrhnout vhodný průměr obtokového kanálu. Při návrhu je důležité znát výtokový součinitel, který slouží pro přepočítání reálného průtoku obtokovým kanálem. Znalost správného koeficientu není důležitá jenom z hlediska požadovaného přemostění spalin, ale také z hlediska návrhu ovládání ventilu obtokového kanálu. Ventil se ovládá pomocí různých typů pneumatických nebo elektrických aktuátorů, které se liší mimo jiné svými zatěžovacími limity a cenou. Konkrétní zatížení aktuátoru od ventilu při dané aplikaci je úměrné průměru ventilu a kanálu. Při snaze minimalizovat náklady na produkci turbodmychadla je žádoucí navrhovat kanál na co nejmenší průměr a tím docílit použití levnějšího aktuátoru. Hodnoty koeficientu jsou momentálně stanovovány na základě dvou doporučených hodnot podle složitosti geometrie a na základě předchozích zkušeností společnosti Honeywell. Cílem této diplomové práce bude prozkoumat chování průtoku při různých podmínkách, zjistit podstatné parametry, které ovlivňují výtokový koeficient a na základě této analýzy navrhnout možný výpočet výtokového koeficientu tak, aby poskytoval co nejpřesnější odhady.

## 2 Základy přeplňování

Automobiloví výrobci čelí neustále se zvyšujícím požadavkům na zlepšování vlastností svých pohonných agregátů. Tlak není vyvíjen jenom ze strany zákazníka, který požaduje výkonnější, silnější, na druhou stranu i úspornější motory: Ale také ze strany vládních a mimovládních organizací, které reflektují celospolečenskou touhu po čistším životním prostředí. Jako příklad této tendence si můžeme uvést evropské normy EURO, které stanovují maximální množství emisí škodlivých látek ve výfukových plynech, jejich vývoj je znázorněn na obr. 2.1.



Obr. 2.1: Vývoj emisních limitů v Evropské unii (1)

Jestliže si chtějí automobilky udržet nebo zlepšit své postavení na trhu, nastaveným trendům se musí podřídít a vyvíjet motory šetrnější, ekonomičtější a účinnější. Momentálně nejúčinnější metoda, která řeší všechny požadované aspekty, je přeplňování. Princip fungování je jednoduchý. Použitím této technologie se dopraví do válce spalovacího motoru více vzduchu a tím je umožněno použití většího množství paliva, což má za následek následující synergie:

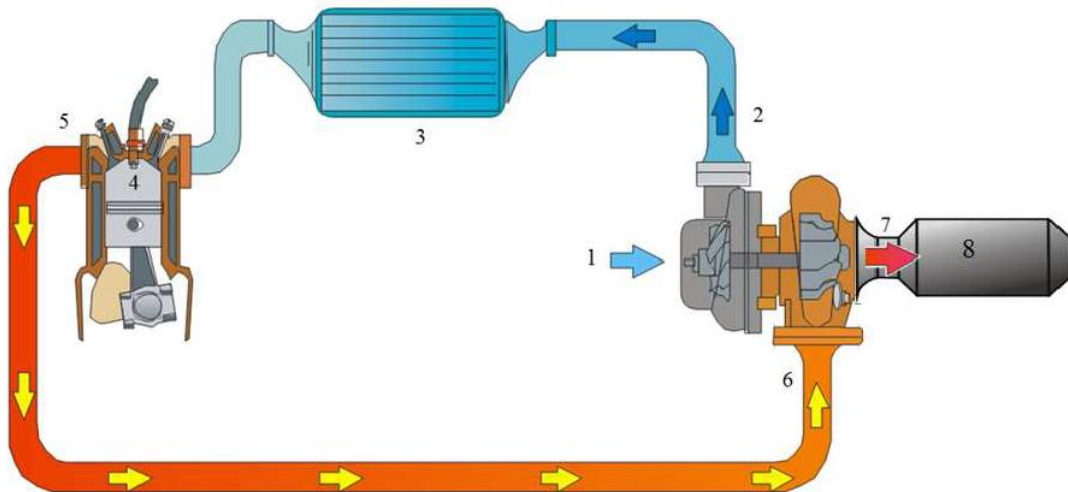
- V porovnání s atmosférickým motorem se stejným výkonem má motor s přeplňováním nižší spotřebu paliva. Jelikož energie výfukových plynů, která by se normálně ztratila, přispívá ke zvýšení účinnosti motoru.
- Se snižující se spotřebou jde ruku v ruce nižší produkce škodlivých emisí.

- Díky lepší účinnosti má přeplňovaný motor lepší poměr výkonu k váze, je tedy menší, lehčí, což má za následek menší tepelné a třecí ztráty a tudíž opět o něco zlepšuje účinnost. Pro porovnání, stejný výkon dosáhneme použitím přeplňovaného motoru o objemu 1,9l a hmotnosti 90kg, nebo atmosférického motoru o objemu 4,3l a hmotnosti 210kg. (2)
- Přeplňování také zlepšuje účinnost ve vyšších nadmořských výškách. Vzduch je tady řidší, obsahuje méně kyslíku potřebného ke spalování, to má za následek ztrátu výkonu u atmosférických motorů. Na druhé straně, díky většímu tlakovému spádu podél turbíny je zvýšen výkon kompresoru, který pak dorovná nízkou hustotu vzduchu na vstupu turbodmychadla. Z toho důvodu pak přeplňovaný motor netrpí skoro žádnou ztrátou výkonu.

Pro přeplňování pohonných jednotek se využívají zejména kompresory nebo turbodmychadla. Základní rozdíl mezi kompresorem a turbodmychadlem je ten, že kompresor je poháněn mechanicky převodem od klikové hřídele, zatímco turbodmychadlo je poháněno výfukovými plyny proudícími ze spalovacího prostoru, čímž na rozdíl od kompresoru neodebírá při svém pohonu mechanický výkon motoru. (3), (4), (5), (6)

## 2.1 Princip fungování turbodmychadla

Jednoduše řečeno, turbodmychadlo je vzduchová pumpa, která je poháněná energií výfukových plynů spalovacího motoru. Výfukové plyny roztáčejí turbínu, která je uložena na společné hřídeli s kompresorovým kolem. Kompresorové kolo nasává přes vzduchový filtr okolní vzduch, který následně stlačuje, čímž se získá vzduch o vyšším tlaku, hustotě a teplotě. Stlačený vzduch pak pokračuje do mezichladiče, kde se záměrně ochlazuje, aby ještě více narostla jeho hustota a zlepšila se odolnost směsi proti detonačnímu hoření. Zvýšení hustoty umožní, že do stejného objemu válce se dostane více kyslíku, ve válci se může spálit více paliva, což v konečném důsledku zvyšuje výkon a krouticí moment motoru. Spálená směs je usměrněna výfukovým potrubím z válců na turbínové kolo, kde odevzdá část své energie, díky čemu se turbínové kolo roztáčí a rotační pohyb je zase zpětně přenášen pomocí společné hřídele na kompresorové kolo. Princip je schematicky znázorněn na obr. 2.2. (4)

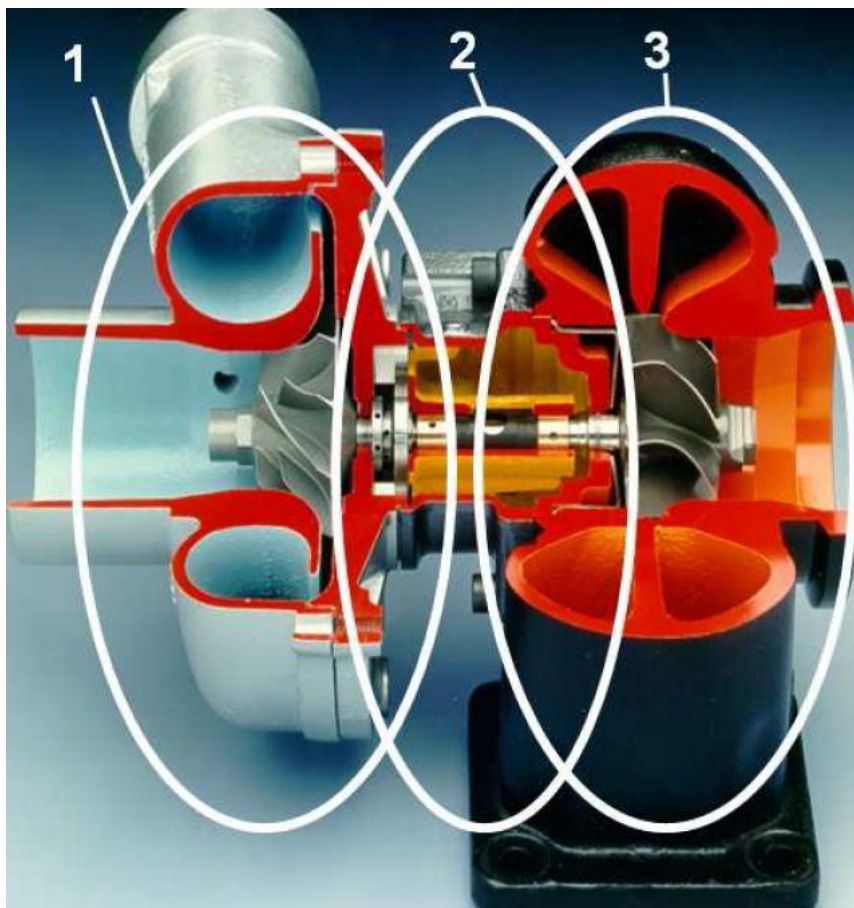


Obr. 2.2: Schéma toku plynů v přeplňovaném motoru, 1 - nasávání atmosférického vzduchu, 2 – vedení stlačeného vzduchu z výstupu kompresoru, 3 – snížení teploty vzduchu v mezichladiči, 4 – spálení směsi vzduch/palivo, 5 – výstup výfukových plynů ze spalovacího prostoru motoru, 6 – vstup výfukových plynů do turbínového kola, 7 – výstup z turbíny, 8 – redukce emisí v katalyzátoru, (4)

Díky zvýšenému tlaku a měrné hmotnosti vzduchu narůstá účinnost motoru. Uvádí se (7), že při teoretické účinnosti turbodmychadla 100% a tlakovém nárůstu 100kPa by se výkon motoru zdvojnásobil. Účinnost turbodmychadla se ale pohybuje kolem 80%. Obvykle se používají turbodmychadla zvyšující tlak zhruba o 80-100kPa u zážehových motorů a 150-200kPa u motorů vznětových. Dosažitelné jsou samozřejmě i vyšší tlaky, limitující je ale vysoká teplota vzduchu. Příliš vysoká teplota směsi vzduch/palivo má za následek tzv. samovznícení, které je z hlediska provozu motoru nežádoucí.

## 2.2 Konstrukce turbodmychadla

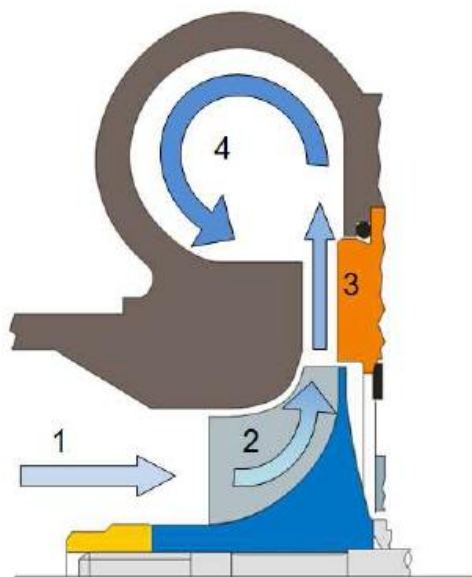
Turbodmychadlo je vysokootáčkový lopatkový stroj, který se skládá ze tří částí – ložiskové, kompresorové a turbínové části. Jednotlivé sekce jsou vidět na obr. 2.3.



Obr. 2.3: Řez turbodmychadlem, 1 – kompresorová část, 2 – ložisková skříň, 3 – turbínová část (4)

### 2.2.1 Kompresorová část

Hlavní součásti kompresorové sekce jsou kompresorové kolo a kompresorové skříň, podle druhu aplikace mohou obsahovat i rychlostní a tlakové senzory. Dále se obvykle na kompresorovou skříň instaluje také držák aktuátoru, který řídí regulaci turbodmychadla. Na obr. 2.4 Je zobrazen řez kompresorové části turbodmychadla. Okolní vzduch je při otáčení kompresorového kola nasáván v části 1, v části 2 je urychlen, přechází kolem difuzoru (část 3), který vzduch zpomaluje a přeměňuje kinetickou energii na statický tlak. Poslední sekce toku vzduchu představuje spirální voluta, která shromáždí stlačený vzduch a směřuje ho do sacího potrubí motoru.



Obr. 2.4: Řez kompresorovou částí turbodmychadla (4)

Kompresorová skříň musí snášet teploty okolo 180°C a značné vibrace. Vhodné materiály, které splňují dané teplotní a pevnostní požadavky, jsou slitiny hliníku, které mají navíc nižší hustoty v porovnání s ocelí.

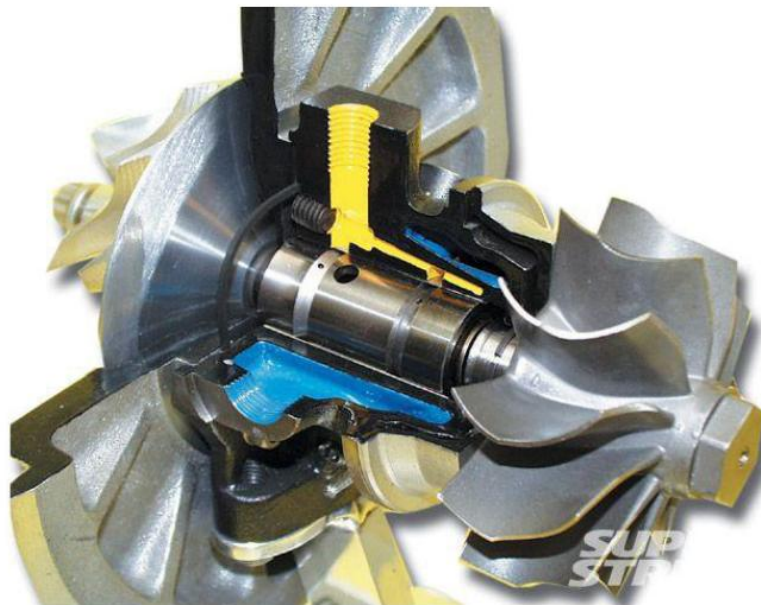
Kompresorové kolo (obr. 2.5) čelí podobným podmínkám jakým je vystavena skříň. Proto se také s oblibou používají slitiny hliníku, které jsou ale navíc tepelně upraveny, aby se zabránilo stárnutí. Vyrábí se buď pomocí přesného odlévání, nebo se obrábí, záleží na požadované přesnosti.



Obr. 2.5: Kompresorové kolo (8)

### 2.2.2 Ložisková část

Klíčová součást této sekce, ložisková skříň (obr. 2.6), slouží jako uložení pro společnou hřídel kompresorového a turbínového kola, připevňují se na ní také kompresorová a turbínová skříň. V neposlední řadě zabezpečuje mazání a chlazení rotorové soustavy. Skříň se vyrábí z tvárné litiny s obsahem křemíku a molybdenu, obsahuje komoru pro přívod oleje k ložiskům. U vodou chlazených turbodmychadel jsou tady přítomny také kanály pro cirkulaci kapaliny. Uložení se provádí buď pomocí kluzných nebo valivých ložisek. Kluzná ložiska potřebují větší tlak oleje, jsou méně účinná, ale na druhé straně mají vyšší životnost a jsou levnější než ložiska valivá. Ložiska zabezpečují jak radiální, tak axiální uložení. Uložení musí zaručovat dostatečné tlumení a tuhost, protože stabilní chod rotoru bez přítomnosti sil nevyváhy je klíčová vlastnost, která má vliv na životnost turbodmychadla. Případná přítomnost nerovnováhy se řeší úběrem materiálu na turbínovém nebo kompresorovém kole.



Obr. 2.6: Řez ložiskovou skříňí, žlutě je označen olejový kanál, modře pak kanál pro chladicí kapalinu (5)

### 2.2.3 Turbínová část

Hlavní díly poslední sekce jsou turbínová skříň, turbínové kolo a zpravidla také rozváděcí kolo. Turbínová skříň má spirálovitý tvar se zmenšujícím se průměrem směrem do středu. Skříň má za úlohu nejdříve urychlit a správně nasměrovat spaliny na turbínové kolo, a pak na výstupu z kola spaliny zpomalit a tím dosáhnout vyšších tlaků. Voluta může být ještě rozdělena přepážkou, která slouží na zachování tlakových a teplotních pulzů z motoru. Pracovní teploty se mohou pohybovat až kolem 1000°C, u nižších teplot se skříň odlévají z tvárné litiny, u teplot vyšších se pak používají



vysokoteplotní materiály jako SiMo, Ni REZIST apod. Příklad provedení turbínové skříně je na obr. 2.7.



Obr. 2.7: Turbínová skříň (9)

Rozváděcí kolo slouží na ideální nasměrování proudu spalín na turbínové kolo. Vyrábí se z vysokoteplotních slitin na bázi niklu. V současnosti se používají kola s natáčivými lopatkami. Turbínové kolo přeměňuje mechanickou a tepelnou energii výfukových plynů na kinetickou energii rotorové soustavy turbodmychadla. Přeměna probíhá velice rychle, děj se proto modeluje jako adiabatický bez přestupu tepla. Kola jsou konstruována převážně jako radiální, čili spaliny vstupují do kola v radiálním směru. V případě velkých turbodmychadel, průměr kola nad 300mm, se používají už kola axiální. Nejčastěji jsou vyráběna odléváním metodou vytavitelného modelu ze speciálních vysokoteplotních a odolných slitin s označením Inconel, nebo Gamma TiAl. Jelikož musí vydržet extrémně nehostinné podmínky, teploty kolem 1000°C a rychlosti až 280000 ot./min. (3), (5)

### 2.3 Regulace plnicího tlaku turbodmychadel

Při různých pracovních podmínkách dodávají spalovací motory turbíně rozličné dávky energie. V nízkých otáčkách dodávají energie méně než v otáčkách vysokých. Požadavky na přepínání jsou spíše opačné, maximální účinek se požaduje v nízkých otáčkách, aby byla dostatečná síla a zrychlení. V otáčkách vysokých jsou zase jednotlivé součásti spalovacího agregátu více namáhány díky většímu množství energie proudící ze spalovacího prostoru. Tudíž je přítomné vyšší riziko poškození turbodmychadla nebo motoru. U zážehových motorů hrozí navíc díky vysokým tlakům

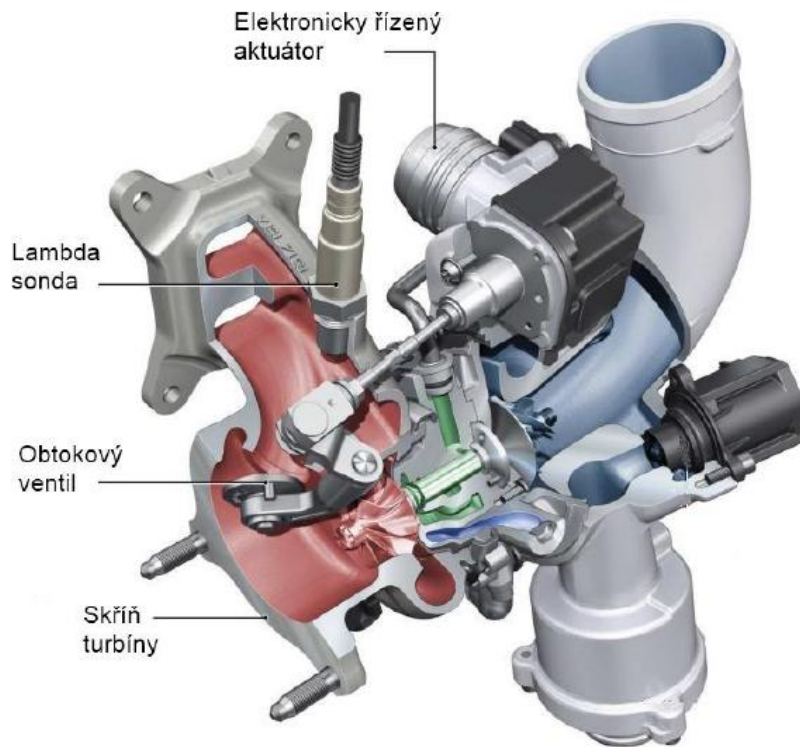
také detonační hoření, které je z hlediska účinného provozu motoru nežádoucí. Proto je užitečné turbodmychadla regulovat. Mezi nejpoužívanější metody regulace patří:

- regulace pomocí obtokového ventilu,
- regulace změnou natočení lopatek rozváděcího kola turbíny,
- dvoustupňové přeplňování.

### 2.3.1 Regulace pomocí obtokového ventilu

Obtokový ventil, anglicky wastegate, slouží k regulaci množství spalin proudících směrem k turbíně. Otevřením ventilu dojde k přemostění částí spalin za turbínové kolo, tím se sníží tlakový spád, kolo se otáčí pomaleji, výkon turbíny je nižší a v konečném důsledku se to projeví na plnicím tlaku do motoru. Obtokový ventil pak umožňuje použití menších turbínových kol, které jsou výhodnější, jelikož poskytují rychlejší reakce v nízkých otáčkách a zkracují tzv. prodlevu turbodmychadla, což je zpoždění mezi momentem sešlápnutí plynového pedálu a skutečným účinkem turbodmychadla. Ve vysokých otáčkách se otevřením zabrání možnému přetočení turbodmychadla.

V současné době existují dvě konstrukční řešení obtokového ventilu – interní a externí wastegate. Interní wastegate (viz obr. 2.8) je zabudován přímo do turbínové skříně. Ve volutě před turbínové kolo je umístěn obtokový kanál s ventilem, který je ovládán přes pákový mechanismus pomocí aktuátoru připevněného zvnějška na turbodmychadlo. Pákový mechanismus se skládá z ovládací tyče, kliky, ramena, čepu, pouzdra a ventilu. Ovládací tyč je spojena s klikou, která je svařena s ramenem ventilu. Rameno má tvar písmene L, jedna část je válcová a je uložena v pouzdře, které je ve stěně turbínové skříně. Pouzdro zabezpečuje otáčivý pohyb ramene a tím otevírání ventilu. Interní wastegate se používá u drtivé většiny sériově dodávaných turbodmychadel v automobilovém průmyslu. Otevření ventilu se ovládá třemi způsoby – pneumaticky, hydraulicky nebo elektronicky. V automobilovém průmyslu se nejčastěji používá pneumatické ovládání díky své jednoduchosti a ceně. Hydraulické ovládání se u aut prakticky nevyskytuje, využívá se zejména u leteckých pístových motorů. V poslední době se dostávají do popředí na úkor pneumatických aktuátorů aktuátory elektronické. Jejich velikou výhodou je přesnost a spolehlivost, na druhou stranu jsou podstatně dražší než aktuátory pneumatické.



Obr. 2.8: Řez turbodmychadlem s interním elektronicky ovládaným obtokovým ventilem. (4)

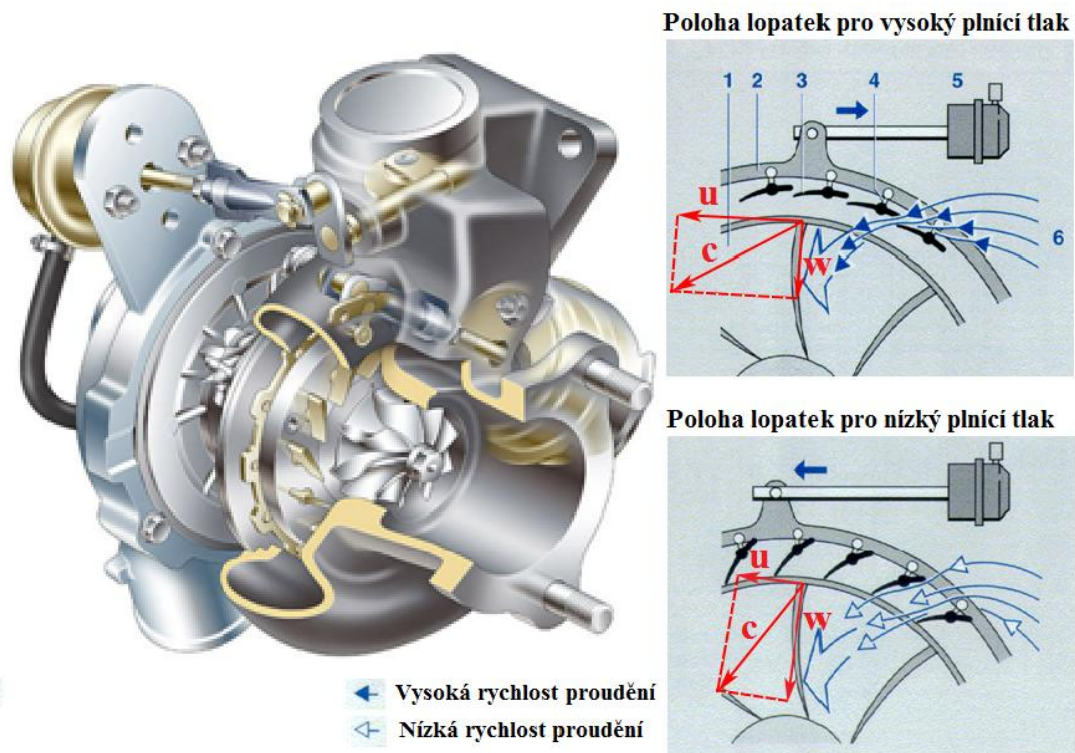
Externí wastegate (viz obr. 2.9) je umístěn mimo samotné turbodmychadlo, zpravidla na výfukové potrubí, a tvoří ho kompaktní celek ventilu s aktuátorem. Ventil se umísťuje do sacího traktu na výstup z chladiče. v případě rychlého uzavření škrtící klapky se díky nárůstu tlaku ventil otevře a přetlak odpustí do atmosféry. Externí wastegate se používá většinou jen pro upravované motory.



Obr. 2.9: Externí wastegate (10)

### 2.3.2 Regulace změnou natočení lopatek rozváděcího kola turbíny

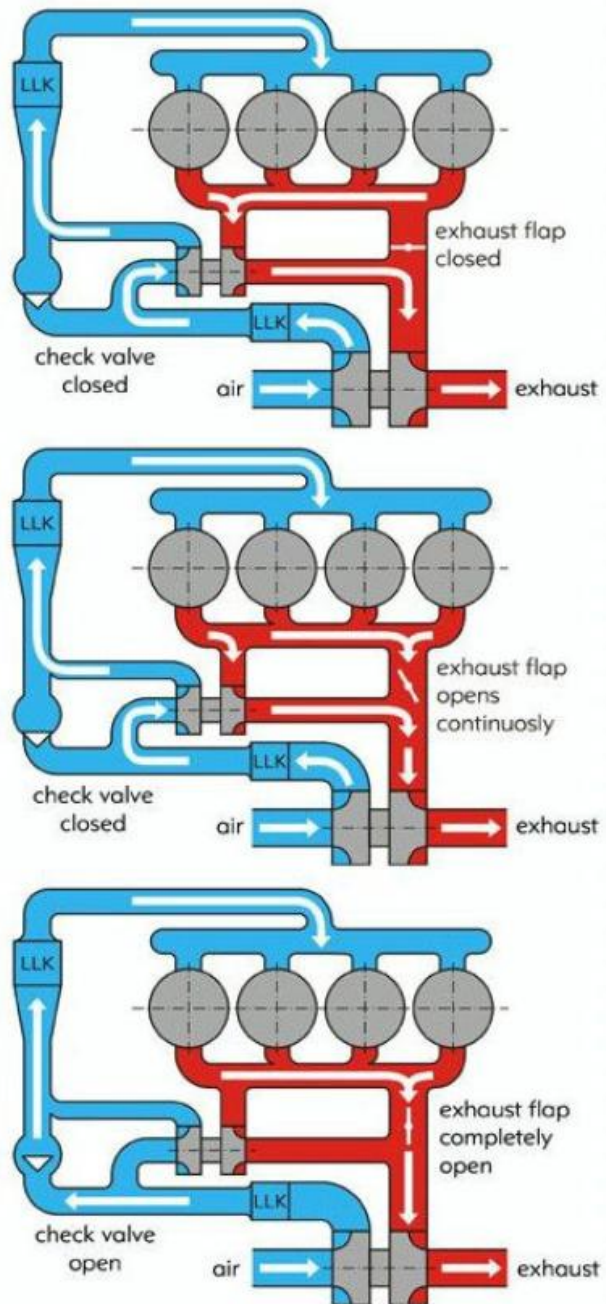
Na rozdíl od regulace obtokovým kanálem, proudí při regulaci změnou geometrie rozváděcího kola (VNT – variable nozzle turbine) přes turbínu neustále celý objem výfukových plynů. VNT mechanismus se skládá z pohyblivých lopatek umístěných na roztečné kružnici mezi dvěma disky rozváděcího kola. Lopatky obsahují ramínka, která se umístí do ovládacího věnce, který svým pohybem řídí společné natačení lopatek. Pohyb věnce je ovládán aktuátorem přes hlavní rameno a pákový mechanismus. Natočením lopatek se mění průtočný průřez rozváděcího kola. Při nízkých otáčkách motoru se požaduje velký točivý moment, lopatky jsou přivřené, průtočná plocha je tedy menší a spaliny mají vyšší rychlost. Navíc tok plynu proudí na turbínové kolo pod ostřejším úhlem, což taktéž prospívá účinnosti přeměny energie mezi výfukovými plyny a turbínovým kolem. Ve vysokých otáčkách, kdy je hmotnostní tok spalin nejvyšší, je potřeba plnicí tlak snížit, lopatky jsou proto otevřeny, plyn proudí pomaleji a pod méně účinným úhlem, tím se zabrání poškození motoru nebo turbodmychadla. Plynulou změnou geometrie mezi těmito dvěma krajními polohami se dá efektivně regulovat účinky turbodmychadla na různé pracovní režimy motoru. Rozváděcí mechanismus lze ovládat pneumaticky, elektronicky či hydraulicky. U automobilů se používá zpravidla pneumatické a elektronické řízení. Popis VNT mechanismu je vidět na obr. 2.10. (4), (8), (10)



Obr. 2.10: VNT mechanismus. 1 – turbína, 2 – ovládací věnec, 3 – rozváděcí lopatky, 4 – rameno lopatky, 5 – pneumatický aktuátor, 6 – výfukové plyny (10)

### 2.3.3 Dvoustupňové přepřňování

Dvoustupňové přepřňování se realizuje pomocí dvou turbodmychadel, které se zapojí buď sřiově nebo paralelně. Jedno turbodmychadlo je menší, má nižší hmotnost, nižší setrvačnost, a proto reaguje svižněji na změnu otáček a tím snižuje prodlevu účinku přepřňování. Druhé turbodmychadlo je na druhou stranu větší a začíná působit až od středních otáček. Použitím dvoustupňového přepřňování lze dosáhnout plnicího tlaku až 300kPa, za normálních podmínek s jedním turbodmychadlem se maximální plnicí tlaky pohybují kolem 250kPa. Na obrázku 2.11 jsou schematicky znázorněny tři režimy jízdy. První režim se používá cca do 1800 ot/min. V tomto režimu pracuje zejména menší turbodmychadlo, které se snadněji roztočí, rychleji dodá stlačený vzduch a tím zvýší krouticí moment v nízkých otáčkách. Všechny spaliny jsou díky zavřené klapce nasměrovány na jeho turbínu, až pak proudí na turbínové kolo většího turbodmychadla už ale s podstatně menší energií, proto je účinek většího turbodmychadla okrajový. Ve druhém režimu středních otáček motoru je klapka ve výfukovém potrubí pootevřena a tím umožní proudění části spalin přímo na vysokotlaké turbodmychadlo. Velké turbodmychadlo prozatím není schopno dodat požadovaný tlak, proto je zpětný ventil v sání uzavřen a stlačený vzduch proudí z velkého turbodmychadla ještě přes kompresorové kolo menšího turbodmychadla, kde se ještě dále stlačuje. Třetí režim se používá ve vysokých otáčkách zhruba nad 3000ot/min. Klapka v sání je zcela otevřena, na velké turbo proudí maximální množství výfukových plynů, které jsou schopny roztočit kompresorové kolo natolik, že výstupní tlak otevře zpětný ventil v sání a tím takřka vyřadí menší turbo z provozu. Plynulou regulací výfukové klapky lze mezi režimy plynule přecházet.



Obr. 2.11: Dvoustupňové přepřňování (14)

### 3 Hydraulické odpory

Při proudění skutečných tekutin v potrubních systémech vznikají díky viskózním vlastnostem tekutin síly, které brání pohybu částic a tím snižují mechanickou energii proudící tekutiny. Rozptýlená energie se projeví úbytkem tlaku, kinetické nebo potenciální energie. Zpravidla se vztahuje na jednotku hmotnosti, tíhy nebo objemu přičemž platí vztah:

$$e_z = \frac{p_z}{\rho} = gh_z = \zeta \frac{v^2}{2} \quad (3.1)$$

Kde:

- $e_z$  je ztrátová měrná energie [ $J/kg$ ],
- $p_z$  je tlaková ztráta [ $Pa$ ],
- $\rho$  je hustota tekutiny [ $kg/m^3$ ],
- $g$  je tíhové zrychlení [ $m/s^2$ ],
- $h_z$  je ztrátová výška [ $m$ ],
- $\zeta$  je ztrátový součinitel [ $-$ ],
- $v$  je rychlost [ $m/s$ ].

Hydraulické odpory se dělí na odpory třecí a místní. Třecí odpor závisí zejména na délce potrubí, drsnosti povrchu, rychlosti a typu proudění a vyjadřuje se pomocí bezrozměrného součinitele  $\lambda$ , který udává míru velikosti energetické ztráty. Pro příslušnou tlakovou ztrátu pak platí:

$$p_z = \lambda \frac{l \rho v^2}{d} \quad (3.2)$$

Kde  $l$  značí délku uvažovaného potrubí a  $d$  průměr. Pro vyčíslení součinitele tření se používají experimentálně získané diagramy (Moody, Nikuradse) anebo analytické vzorce (Al'tšul, Nikuradse, Barr, Haaland atd.). Místní odpory se vztahují na místa, kde dochází ke změně velikosti nebo směru rychlosti proudění. Ztrátový součinitel  $\zeta$  závisí na změnách geometrie, jako např. změna průřezu, zakřivení, a také na typu kapaliny a režimu proudění. Tlaková ztráta se vyjadřuje podobně jako třecí:

$$p_z = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.3)$$

Konkrétní hodnoty součinitele místních ztrát se vztahují na příslušný tvar geometrie a hodnoty parametrických vzorců lze nalézt např. v knihách od Idelchika (11) nebo Janalíka (12). Kromě energetických ztrát se dá kvalita geometrie potrubí hodnotit také z

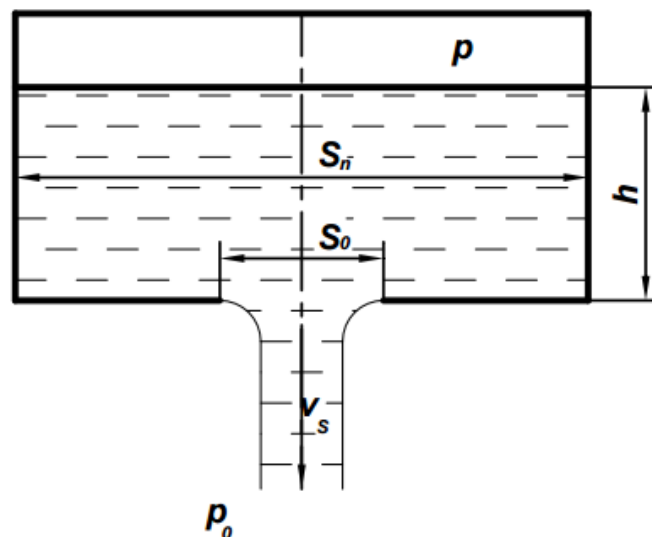
hlediska průtoku. V tomto případě se jedná o tzv. výtokový součinitel (v anglické literatuře označovaný jako coefficient of discharge). Součinitel vyjadřuje poměr skutečného průtoku danou geometrií k průtoku ideálnímu z hlediska teorie, platí tedy:

$$C_d = \frac{Q_{m,s}}{Q_{m,t}} \quad (3.4)$$

Kde:

- $C_d$  je výtokový součinitel [–],
- $Q_{m,s}$  je skutečný hmotnostní průtok [kg/s],
- $Q_{m,t}$  je teoretický ideální hmotnostní průtok [kg/s].

Výtokový součinitel se využívá například při počítání výtoku tekutin z nádob, trysek nebo při průtoku tekutin zúžením. Názorná ukázka modelové situace výtoku z nádoby je znázorněna na obr. 3.1.



Obr. 3.1: Výtok kapaliny malým otvorem (13)

K odchýlení skutečného průtoku od teoretického dochází ze dvou důvodů. Za první rychlost v místě výtoku je menší než teoretická vlivem místních ztrát. Pro rychlostní koeficient  $\varphi$  platí vztah:

$$\varphi = \frac{v_s}{v_t} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \quad (3.5)$$

Kde:

- $v_s$  je skutečná rychlost [m/s],

- $v_t$  je teoretická rychlost [m/s],
- $\zeta$  je ztrátový součinitel[–].

Za druhé proud tekutiny nevyplňuje celý otvor, díky setrvačnosti je způsobeno zúžení nebo kontrakce paprsku, které se vyjadřuje pomocí součinitele kontrakce:

$$\varepsilon = \frac{S}{S_0} \quad (3.6)$$

Kde,

- $S$  je průřez v místě kontrakce [m<sup>2</sup>],
- $S_0$  je průřez otvoru [m<sup>2</sup>].

Pak pro výsledný výtokový součinitel pak psát:

$$C_d = \varphi \cdot \varepsilon \quad (3.7)$$



## 4 Metodika vyhodnocování výtokového koeficientu

Při vyhodnocování se vycházelo z rovnice 3.4. Skutečný průtok se vypočetl pomocí CFD simulace. Teoretický průtok obtokovým kanálem se modeloval jako izoentropický tok ideálního plynu úzkou štěrbinou z celkového tlaku  $P_{1,tot}$  a teploty  $T_{1,tot}$  do statického tlaku  $P_{2,stat}$ . Uvedené veličiny vstupovaly do CFD simulace jako okrajové podmínky. Pro hmotnostní tok platí:

$$Q_{m,t} = S \cdot \rho \cdot v \quad (4.1)$$

Kde:

- $S$  je průtočný průřez [ $m^2$ ],
- $\rho$  je hustota proudící tekutiny [ $kg/m^3$ ]
- $v$  je rychlost proudící tekutiny [ $m/s$ ].

Pro rychlost dále můžeme psát:

$$v = M \cdot c \quad (4.2)$$

Kde:

- $M$  je Machovo číslo [-],
- $c$  je rychlost zvuku [ $m/s$ ].

Pro Machovo číslo při známém tlakovém poměru platí:

$$M = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left( \left( \frac{P_{1,tot}}{P_{2,stat}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad (4.3)$$

Kde  $\kappa$  je Poissonova konstanta. Rychlost zvuku se vypočte dle vztahu:

$$c = \sqrt{\kappa r T_{2,stat}} \quad (4.4)$$

Kde:

- $r$  je měrná plynová konstanta [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ],
- $T_{2,static}$  je statická teplota na výstupu [ $K$ ].

Pro izoentropický děj se statická teplota při známých tlacích dopočte dle vzorce:

$$T_{2,stat} = T_{1,total} \left( \frac{P_{2,stat}}{P_{1,tot}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.5)$$

Zbývá ještě vyjádřit hustotu plynu, ta se vypočte ze stavové rovnice:

$$\rho = \frac{P_{2,stat}}{r \cdot T_{2,stat}} \quad (4.6)$$

Při uvažování předchozích vztahů lze pro ideální průtok psát:

$$Q_{m,t} = S \frac{P_{1,tot}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} P_{2,stat}^{\frac{1}{\kappa}}}{r \cdot T_{2,stat}} \cdot \sqrt{r T_{1,tot} \frac{2\kappa}{\kappa-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{2,stat}}{P_{1,tot}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (4.7)$$

Uvedený vztah platí ale jenom pro podzvukové rychlosti. Při překročení rychlosti zvuku dojde k přiškrcení, hmotnostní tok dále neroste, ale zůstává stejný jako při rychlosti zvuku. Kritický tlak na výstupu, čili tlak kdy plyny dosahují rychlosti zvuku se dá spočítat následovně:

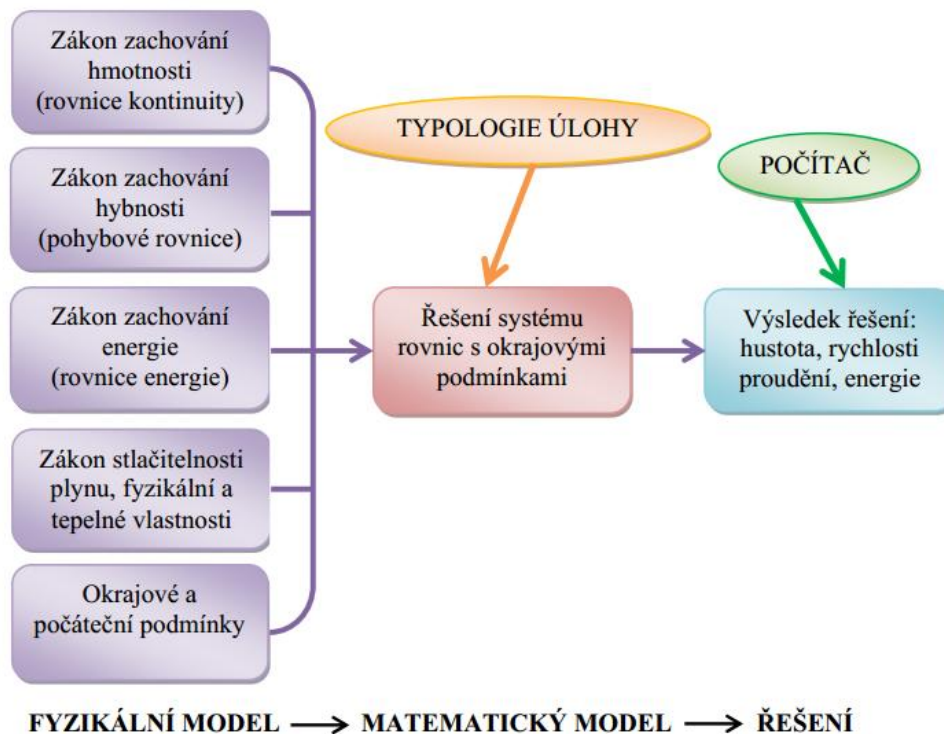
$$P_{2,krit} = P_{1,tot} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.8)$$

Pokud definovaný tlak na výstupu je menší než tlak kritický, do rovnice 4.7 se namísto tlaku  $P_{2,stat}$  dosadí kritický tlak  $P_{2,krit}$ . (14)

## 5 CFD

### 5.1 Úvod do CFD

CFD, anglicky computational fluid dynamics, představuje odvětví mechaniky tekutin, které pomocí numerických metod dokáže řešit úlohy proudění tekutin. Rozvoj výpočetní techniky umožnil pokrok ve vývoji této oblasti a v dnešní době se CFD využívá ve velké míře při vývoji letadel, automobilů, lopatkových strojů, v meteorologii, oceánografii, astrofyzice atd. Hlavní výhody využití CFD v průmyslu a výzkumu spočívá hlavně v šetření finančních a časových prostředků, které by jinak musely být vynaloženy na náročné experimenty. Princip výpočtu je založen na třech základních zákonech - zákon zachování hmotnosti, zákon zachování hybnosti a zákon zachování energie, které jsou ve formě parciálních diferenciálních rovnic Navier-Stokesovy rovnice. Tyto rovnice sice byly odvozeny na počátku 19. století, nicméně analytické řešení doposud nebylo objeveno, proto se řeší numericky. Existuje mnoho metod, které se při řešení mohou použít, nejčastěji se ale jedná o metodu konečných objemů. Tato technika je založena na rozdělení sledované oblasti na menší podoblasti, nazývané kontrolní objemy. Řídící parciální diferenciální rovnice jsou následně integrovány přes všechny kontrolní objemy, převedené na algebraické rovnice s konečnými součty a nakonec řešené iteračně pro každý kontrolní objem. Pro získání konkrétního řešení je zapotřebí definovat počáteční a okrajové podmínky popřípadě jiné omezení. Podstata je znázorněna na obr.5.1. (15), (16), (17)



Obr. 5.1: Výpočetní model úlohy proudění (8)

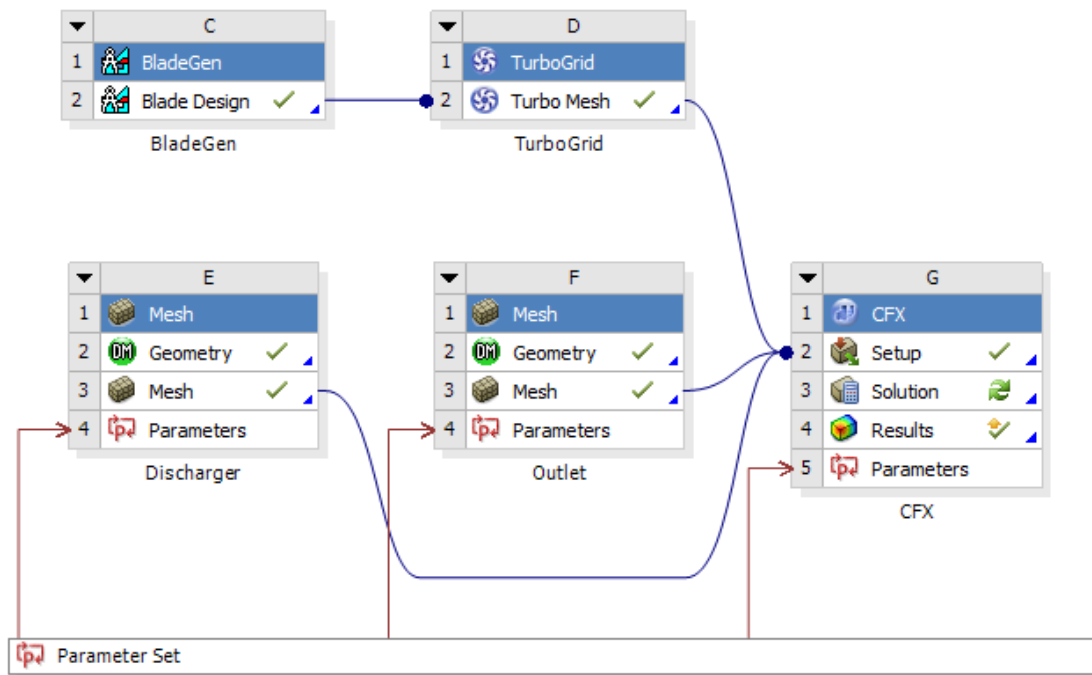
V dnešní době existuje mnoho softwarů, které umožňují řešit úlohy proudění pomocí CFD, jako např. ANSYS CFX, ANSYS FLUENT, CCM+, FloEFD a jiné. Pro potřeby této diplomové práce byl zvolen ANSYS CFX.

## 5.2 Model turbínové části WG turbodmychadla

CFD model v programu Ansys Workbench se skládá z 5 komponent:

- 2 komponenty Mesh pro tvorbu geometrie a sítě částí:
  - voluty s obtokovým kanálem(discharge),
  - prodloužení výfukového potrubí(outlet),
- komponenty BladeGen pro tvorbu geometrie lopatek turbínového kola,
- komponenty TurboGrid pro tvorbu sítě turbínového kola,
- CFX komponenty pro definici nastavení řešení a vyhodnocování výsledků.

Schéma celého modelu je zobrazeno na obr. 5.2, pro snadnější ovládání modelu byly komponenty discharge, outlet a CFX parametrizovány.

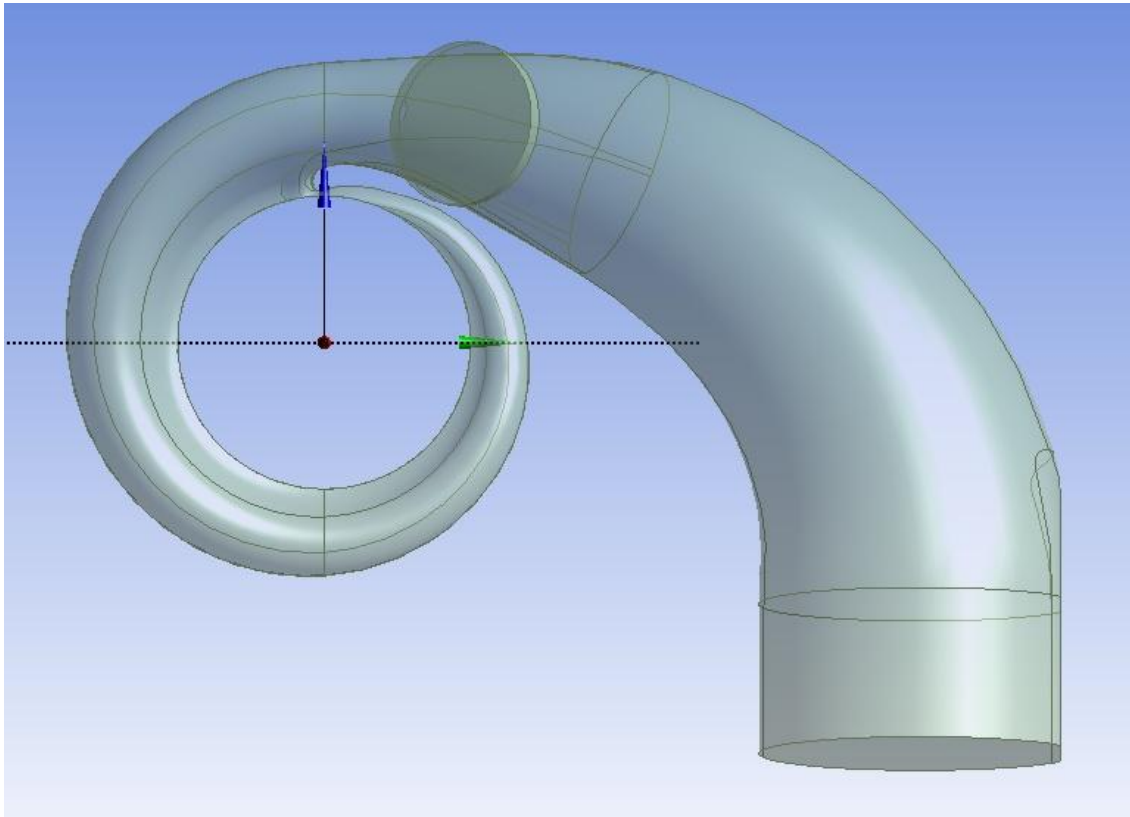


Obr. 5.2: Schéma CFD modelu v programu Ansys Workbench

### 5.2.1 Geometrie a síť

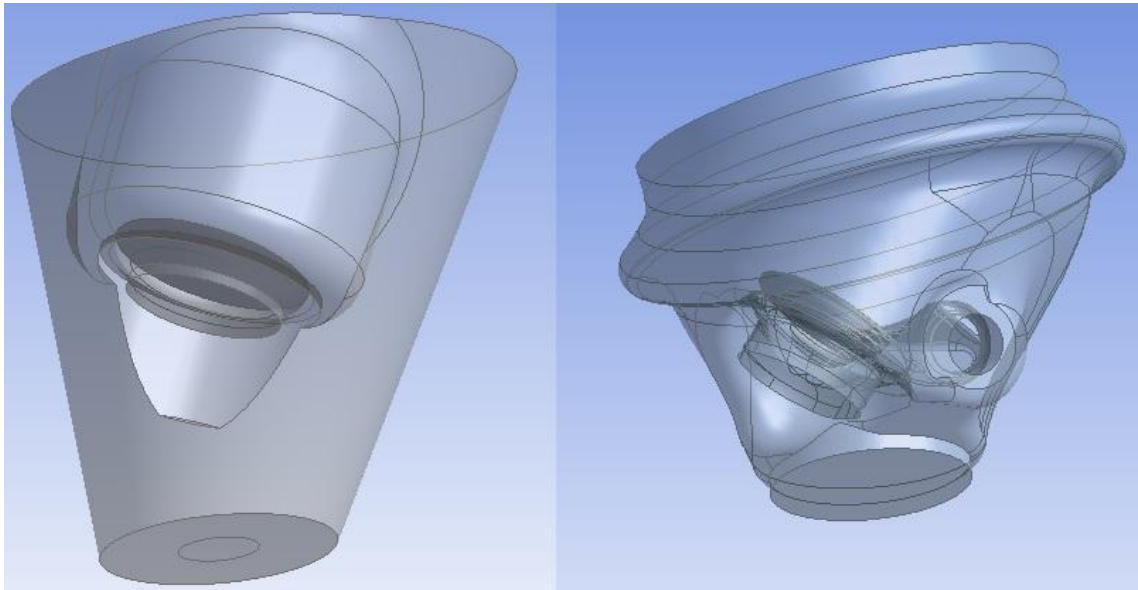
Komponentu discharge tvoří geometrie voluty a obtokového kanálu. Voluta byla vytvořena v CAD systému Catia a následně exportována do formátu step, který se pak načel do Ansysu. Do Ansysu se přímo nenačítala samotná voluta, ale její negativní

objem, čili prostor kudy proudí výfukové plyny. Na obr. 5.3 je zobrazen negativní objem voluty.



Obr. 5.3: Negativní objem voluty

Vypouštěcí část byla již vytvořena přímo v Ansysu, pomocí bloku Mesh, který v sobě obsahuje také DesignModeler. Oblast se skládá z obtokového kanálu, který má válcový tvar. Jedním koncem se připojuje k volutě, druhým ústí do zbytku oblasti, kde se mísí plyny, které proudí kanálem a turbínovým kolem. Tvar oblasti se zjednodušil na kužel, reálné tvary nemají na průtok kanálem vliv. Hlavní důvod zjednodušení ale spočíval v lepší ovladatelnosti modelu. Porovnání skutečného versus zjednodušeného tvaru je vidět na obr. 5.4.

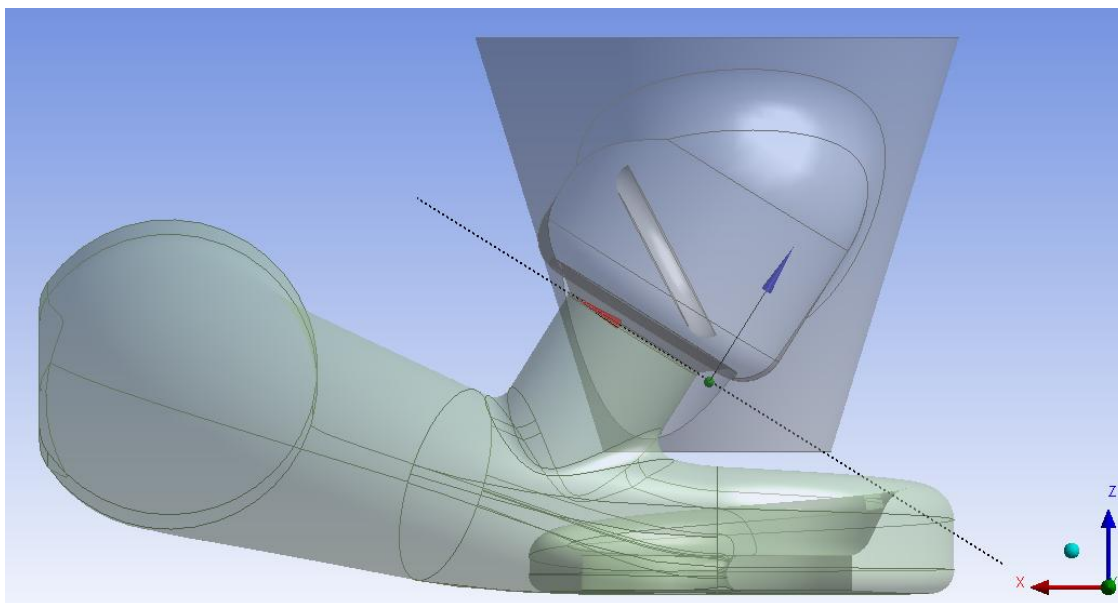


Obr. 5.4: Reálný versus zjednodušený tvar vypouštěcí oblasti

Uvnitř vypouštěcí oblasti je ještě umístěn ventil, který je modelován jenom jako samotný ventil bez ovládacího ramínka, jehož vliv na proudění se zanedbává. Oblast je opět modelována jako negativní objem, čili ventil se od vypouštěcí oblasti odčítá. Pro potřeby analýzy vlivu geometrie na výtokový součinitel se model vypouštěcí oblasti parametrizoval. Následné rozměry byly definovány jako parametry:

- posun osy kanálu ve směru osy  $x, y, z$ ,
- natočení osy kanálu ve směru osy  $x$  a  $y$ ,
- délka kanálu,
- průměr kanálu,
- zaoblení kanálu ve spoji s volutou,
- úhel otevření ventilu.

Parametry se řídily podle globálního souřadného systému, který je zobrazen s celou geometrií discharge-u na obr. 5.5.

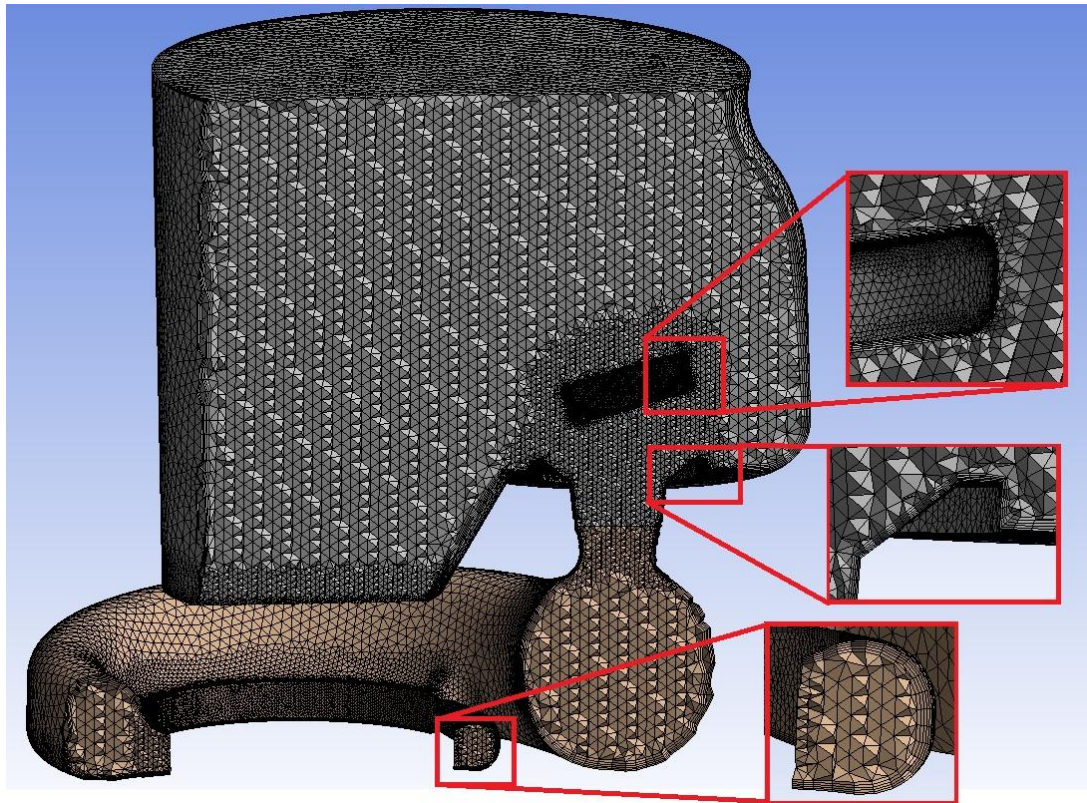


Obr. 5.5: Globální souřadný systém(vpravo dole)

Tvorba sítě pro volutu a obtokový kanál byla nastavena následovně:

- Prvky sítě zvoleny čtyřstěny s algoritmem patch independent s maximální velikostí 3mm.
- Maximální velikost prvků voluty zjemněna na 2mm.
- Maximální velikost prvků v okolí výstupu do výfukové části zjemněna na 0,7mm.
- Maximální velikost prvků přechodu z a do turbínového kola zjemněna na 0,7mm.
- Maximální velikost prvků v okolí stěn kanálu nastavena na 0,7mm.
- Na všechny povrchy negativního objemu představující kontakt plynů se stěnami turbodmyhadla aplikován prismatické elementy pomocí inflation s metodou smooth transition s poměrem přechodu 0,27, 5 vrstvami a mírou růstu 1,2.

Výsledná síť v řezu je znázorněna na obr. 5.6.



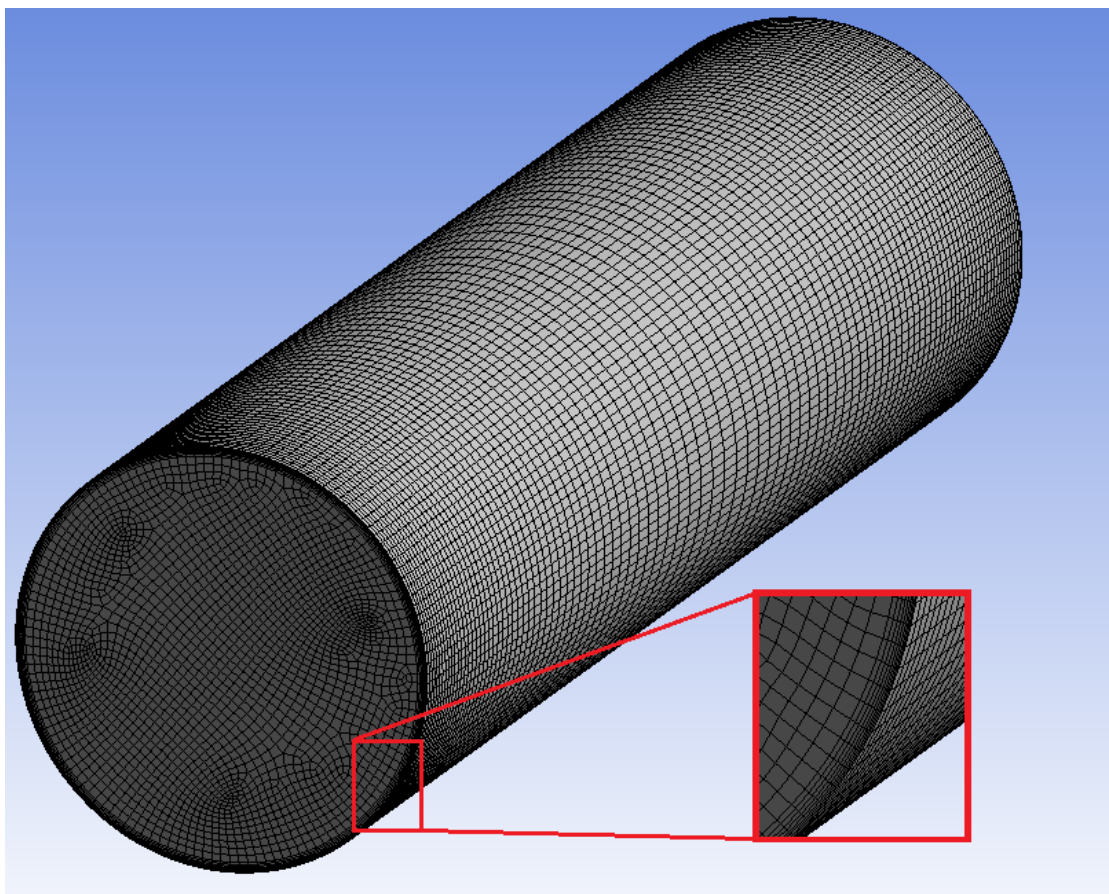
Obr. 5.6: Řez sítě voluty s obtokovým kanálem

Výfukové potrubí bylo ve zjednodušené podobě vytvořeno v DesignModeler-u jako válcové prodloužení výstupní části discharger-u. Sít' byla nastavena následovně:

- Na geometrii byla aplikována metoda sweep se začátkem na rozhraní s discharge-m.
- Maximální prvek stěny rozhraní s discharge-m zvolen o velikosti 1,6mm.
- Na vnější stěny opět nastaven inflation.

Geometrii a výslednou sít' je vidět na obr. 5.7.



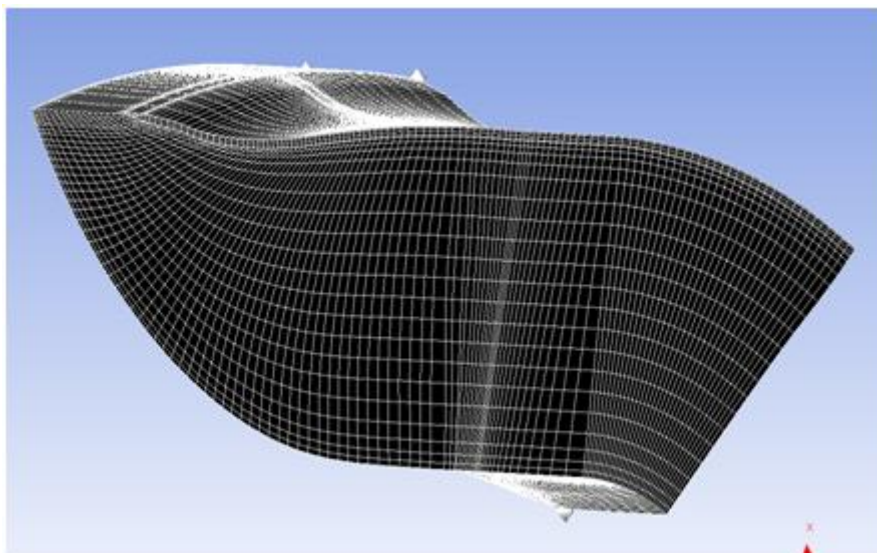


Obr. 5.7: Síť výfukové části.

Model turbínového kola byl vytvořen pomocí bloků BladeGen a TurboGrid. Pomocí BladeGen-u se definují lopatky, zadává se:

- vstupní a výstupní poloměr,
- meridiánový řez lopatky,
- vstupní a výstupní úhly směrem od náběžné k odtokové hraně,
- distribuce tloušťek lopatky.

Pomocí systému TurboGrid se generuje síť turbínového kola. Samotné nastavení bylo realizováno za pomoci pracovníků společnosti Honeywell, jelikož je značně rozsáhlé a komplikované, nebude se uvádět. Na obr. 5.8 je zobrazená výsledná síť části lopatkového kola.



Obr. 5.8: Síť části turbínového kola

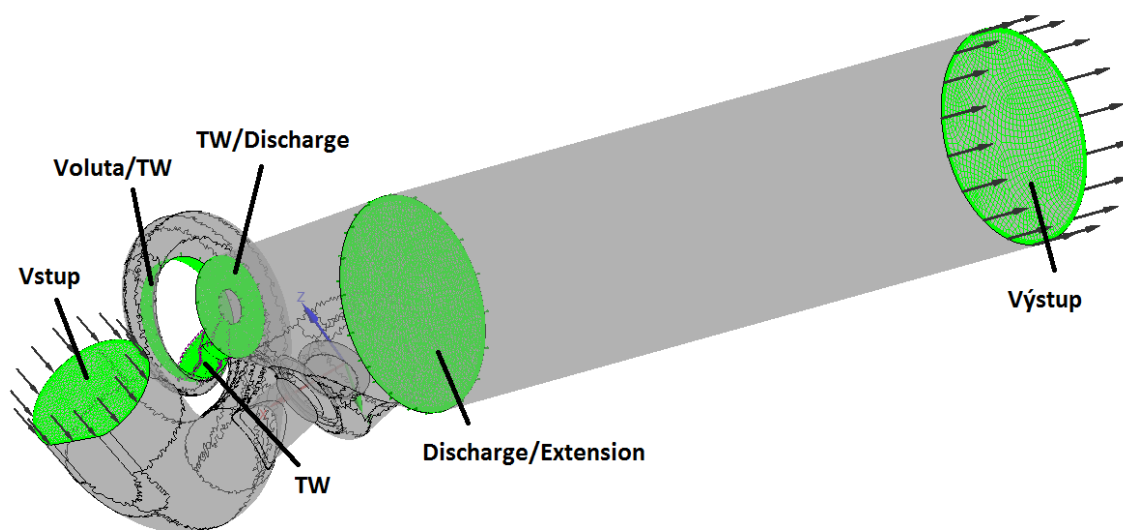
### 5.2.2 Nastavení pre-processoru

Pomocí komponenty CFX-Pre se definovala potřebná nastavení simulace. Všechny důležitá nastavení jsou shrnuty v tabulce 2.

Tab. 5.1: Přehled nastavení simulace

<b>Typ simulace:</b>	Steady state
<b>Model turbulence:</b>	Shear stress transport, first order, medium intensity
<b>Přestup tepla:</b>	Total energy
<b>Materiál:</b>	Air ideal gas
<b>Max. Počet iterací:</b>	200
<b>Časový krok:</b>	Fyzikální – 1/otáčky turbínového kola
<b>Kritérium konvergence:</b>	RMS < 1e-5
<b>Pohyb domén:</b>	Nehybné domény – discharge, outlet Rotační pohyb – turbínové kolo
<b>Stěny:</b>	No slip, adiabatic heat transfer
<b>Okrajové podmínky:</b>	Vstup – celkový tlak, celková teplota Výstup – statický tlak

Na obr. 5.9 je pak geometrie celého modelu turbínové části turbodmyhadla s definicí rozhraní mezi jednotlivými doménami a definicí okrajových ploch.



Obr. 5.9: Definice vstupních a výstupních ploch a rozhraní mezi doménami

## 6 Citlivostní analýza výtokového koeficientu

Pro stanovení parametrů, které mají vliv na průtok obtokovým kanálem, se provedla citlivostní analýza. Zvolil se jeden referenční model, pro který se spočetl koeficient. Pak se změnil jeden parametr při zachování všech ostatních z referenčního modelu a sledovala se změna. Parametry modelu lze rozdělit na dvě skupiny:

- parametry, které ovlivňují přímo geometrii obtokového kanálu, např. průměr kanálu, natočení, délka kanálu atd.,
- parametry, které nemění geometrii, ale mají vliv na celkový průtok, např. tlakový spád, teplota plynů, výstupní tlak atd.

Jednotlivé parametry byly změněny na obě strany, pokud to referenční model umožňoval, aby se náhodou nenatrefilo na "saturovanou" oblast vlivu daného parametru. Velikost změn byla volena tak, aby svým způsobem postihla fyzické nebo provozní limity modelu. Výsledky pro jednotlivé parametry jsou shrnuty v tabulce 6.1. Parametry, které měly podstatný vliv na výtokový součinitel, jsou zvýrazněny zeleně. Hodnoty referenčního modelu byly následovné:

- Hmotnostní tok obtokovým kanálem:  $Q_{m,WG} = 80,3 \text{ g/s}$ ,
- hmotnostní tok turbínovým kolem:  $Q_{m,TW} = 50,3 \text{ g/s}$ ,
- výtokový koeficient:  $\mu = 0,696$ .

Tab. 6.1: Výsledky citlivostní analýzy

Parametr	$P_{ref}$	$P_{new}$	$Q_{m,WG}$ [g/s]	$Q_{m,TW}$ [g/s]	$C_d$ [-]	$\Delta C_d$ [%]
Tlakový poměr	1,8	1,2	48,0	13,7	<b>0,701</b>	0,8
		3,0	137,2	93,8	<b>0,694</b>	-0,2
Tlak na výstupu	136kPa	110kPa	64,9	44,6	<b>0,692</b>	-0,4
		150kPa	88,6	55,5	<b>0,693</b>	0,4

<b>Teplota plynů</b>	910°C	610°C	94,0	56,1	<b>0,703</b>	1,0
		1210°C	71,2	45,7	<b>0,690</b>	-0,8
<b>Otáčky turb. kola</b>	207000 ot/min	107000 ot/min	79,4	51,7	<b>0,688</b>	-1,1
		307000 ot/min	84,0	42,7	<b>0,706</b>	1,5
<b>Zaoblení přechodu voluta - kanál</b>	3°	18°	99,7	50,7	<b>0,639</b>	24,5
<b>Průměr kanálu</b>	23mm	10mm	20,8	50	<b>0,953</b>	37,0
<b>Délka kanálu</b>	7,5mm	15mm	81,0	50,7	0,702	0,9
<b>Umístění kanálu ve směru x</b>	0mm	13mm	94	51,2	<b>0,814</b>	17,1
<b>Natočení ve směru y</b>	32°	18°	76,5	50,3	<b>0,685</b>	-1,6
		62°	95,8	50,6	<b>0,907</b>	30,4

Legenda k tabulce 6.1:

- $P_{ref}$  je referenční hodnota,
- $P_{new}$  je změněná hodnota,
- $Q_{m,WG}$  je hmotnostní tok obtokovým kanálem,
- $Q_{m,TW}$  je hmotnostní tok turbínovým kolem,
- $Q_{m,total}$  je celkový hmotnostní tok turbínové části,
- $C_d$  je výtokový koeficient obtokového kanálu,
- $\Delta C_d$  je procentní změna výtokového koeficientu oproti referenčnímu modelu.

## 7 Postup získávání dat

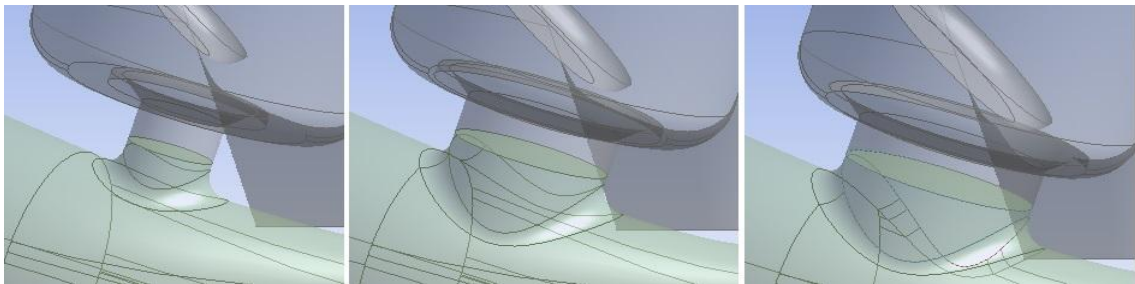
Z citlivostní analýzy byly identifikované 4 parametry, které mají podstatný vliv na výtokový koeficient:

- průměr kanálu ( $Dia_{ch}$ ),
- zaoblení kanálu na přechodu do voluty ( $Rad$ ),
- umístění kanálu ve směru osy x ( $Dia_v$ ),
- natočení kanálu ve směru osy y ( $Ang$ ).

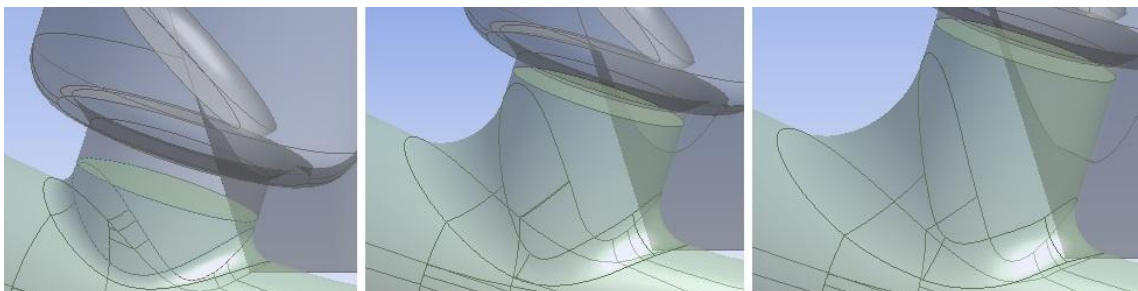
Parametr umístění kanálu v osu x sám o sobě nemá vypovídací schopnost, proto se tento parametr přetransformoval na průměr voluty v místě myšleného dotyku osy kanálu s povrchem voluty. Podobně to bylo s parametrem natočení v ose y, ten se vztáhl na úhel mezi volutou a kanálem v místě připojení. Pro důkladnou analýzu vlivu jednotlivých parametrů, se zvolily 3 hodnoty u parametrů průměr kanálu, úhel natočení a zaoblení a 2 hodnoty parametru průměr voluty a spočetly se jejich kombinace při plném otevření ventilu.. Volba jednotlivých parametrů byla následovná:

- $Dia_{ch} = \{10\text{mm}; 18\text{mm}; 22\text{mm}\}$ ,
- $Rad = \{3\text{mm}; 11\text{mm}; 18\text{mm}\}$ ,
- $Ang = \{90^\circ; 112^\circ; 134^\circ\}$ ,
- $Dia_v = \{25\text{mm}; 30\text{mm}\}$ .

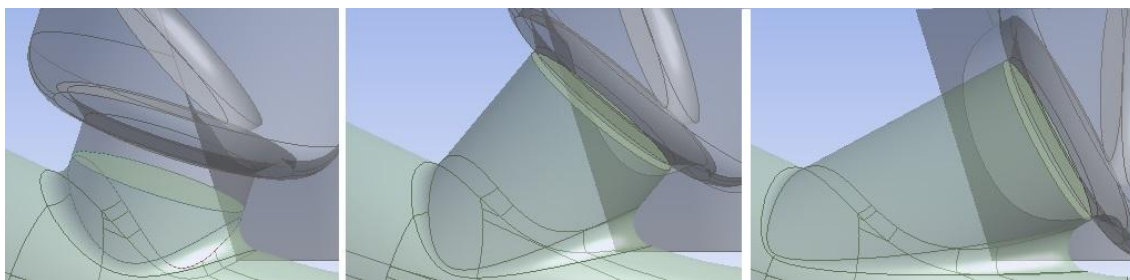
Změna geometrie dle jednotlivých parametrů je znázorněna na obrázcích 7.1-7.4:



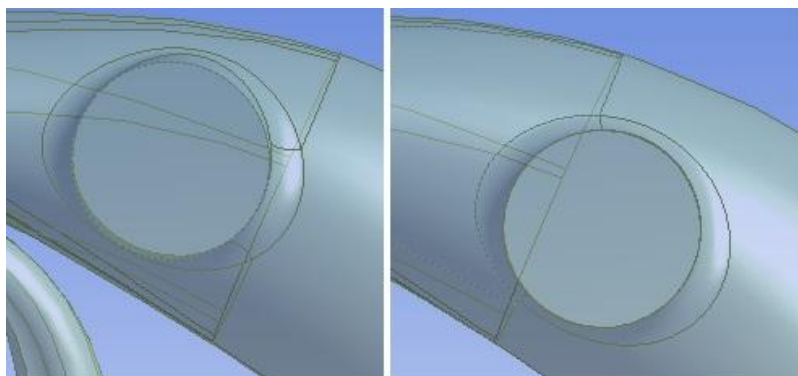
Obr. 7.1: Různé průměry kanálu



Obr. 7.2: Různé zaoblení kanálu



Obr. 7.3: Různé natočení kanálu



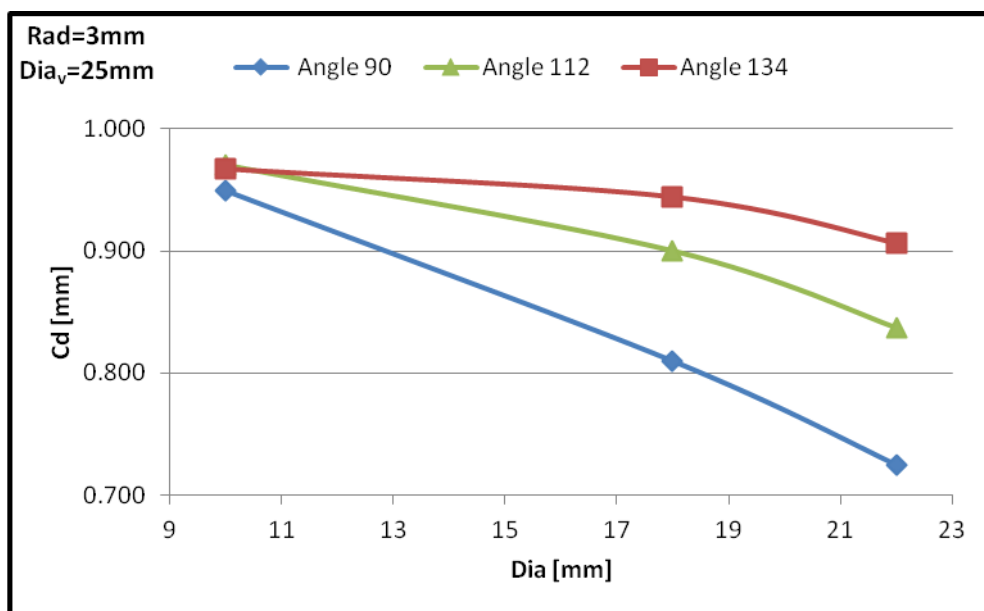
Obr. 7.4: Různé průměry voluty v ose kanálu

## 8 Vliv zvolených parametrů na výtokový koeficient

Celkově se spočetlo 41 různých kombinací zvolených parametrů. V následujících podkapitolách jsou znázorněny vlivy jednotlivých parametrů na hodnoty výtokového součinitele. Neuvádějí se všechny vzájemné závislosti, ale vybraly se vždy dva charakteristické grafy pro každý parametr tak, aby to dohromady dalo představu o vzájemných vlivech. Všechny grafy jsou pak uvedeny příloze. Koeficienty se pohybují v rozmezí od 0,724 ( $Di_{ch} = 22\text{mm}$ ,  $Rad = 3\text{mm}$ ,  $Ang = 90^\circ$ ) po 0,981 ( $Di_{ch} = 10\text{mm}$ ,  $Rad = 18\text{mm}$ ,  $Ang = 112^\circ$ ).

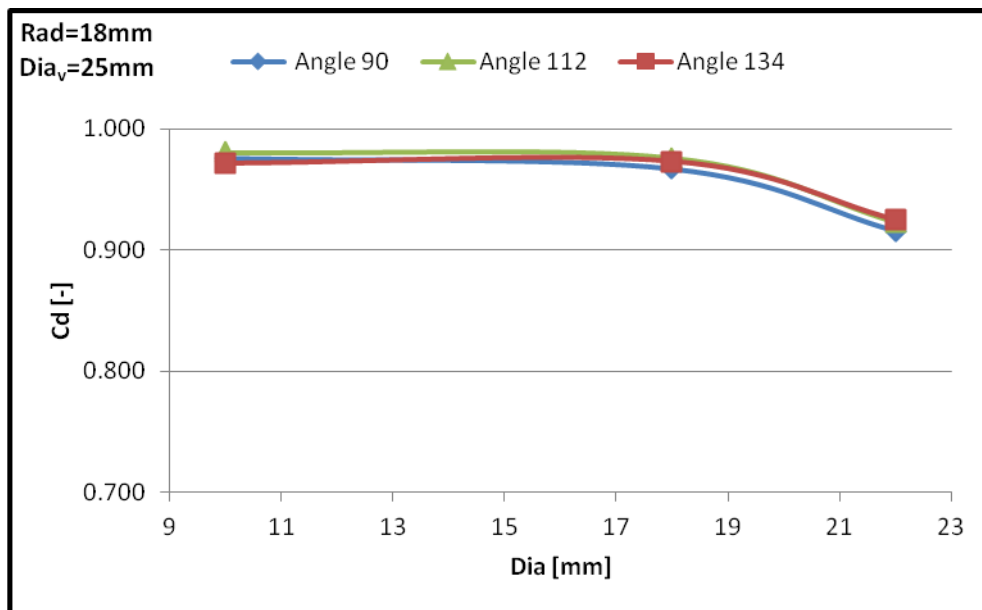
### 8.1 Vliv průměru kanálu

Na obrázcích 8.1, 8.2 jsou znázorněny průběhy výtokového koeficientu na průměru. Křivky v obou grafech jsou při různých natočeních kanálu, první graf je při nejmenším zaoblení, druhý při největším. Parametr průměr voluty je neměnný.



Obr. 8.1: Závislost výtokového koeficientu na průměru kanálu při různých natočeních, při zaoblení 3mm a průměru voluty 25mm



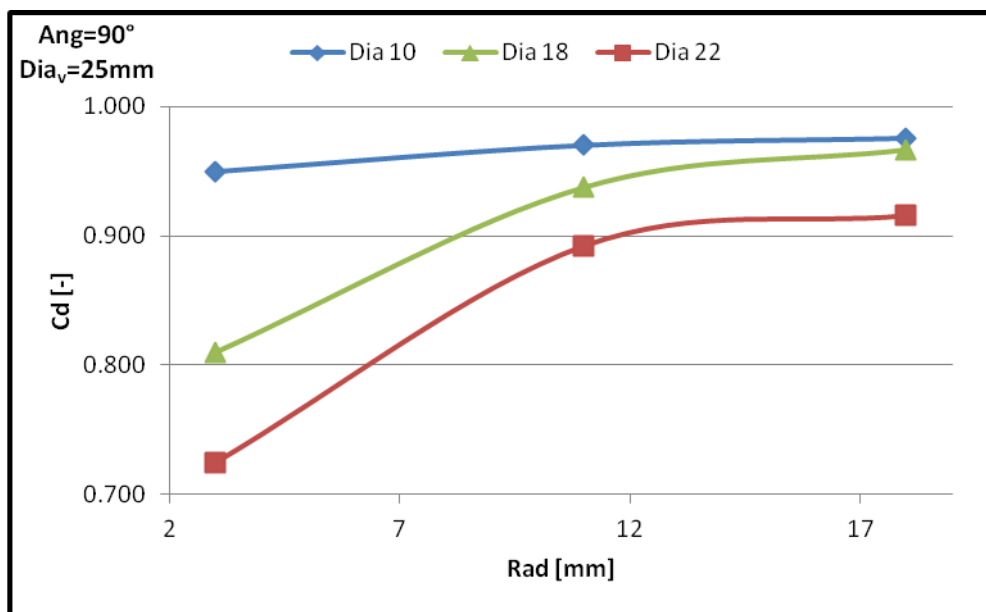


Obr. 8.2: Závislost výtokového koeficientu na průměru kanálu při různých natočeních, při zaoblení 18mm a průměru voluty 25mm

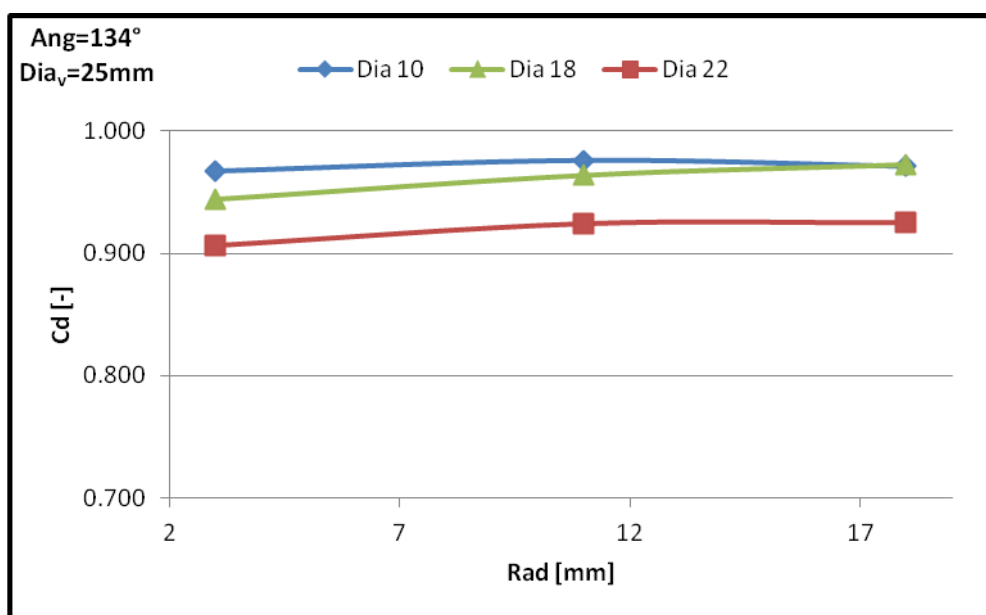
Z grafů je patrné, že čím je průměr větší při neměnnosti vstupního průměru voluty, tím je ztráta průtoku v porovnání z teorií větší a nárůst ztráty průtoku je progresivní. Parametry natočení a zaoblení svým zvětšením zmírňují pokles účinnosti průtoku při větších průměrech kanálu.

## 8.2 Vliv zaoblení kanálu

Na obrázcích 8.3 a 8.4 jsou znázorněny průběhy výtokového koeficientu na zaoblení kanálu. Křivky v obou grafech jsou při různých průměrech kanálu, první graf je při nejmenším natočení, druhý při největším. Parametr průměr voluty je neměnný.



Obr. 8.3: Závislost výtokového koeficientu na zaoblení kanálu při různých průměrech kanálu, při natočení kanálu 90° a průměru voluty 25mm

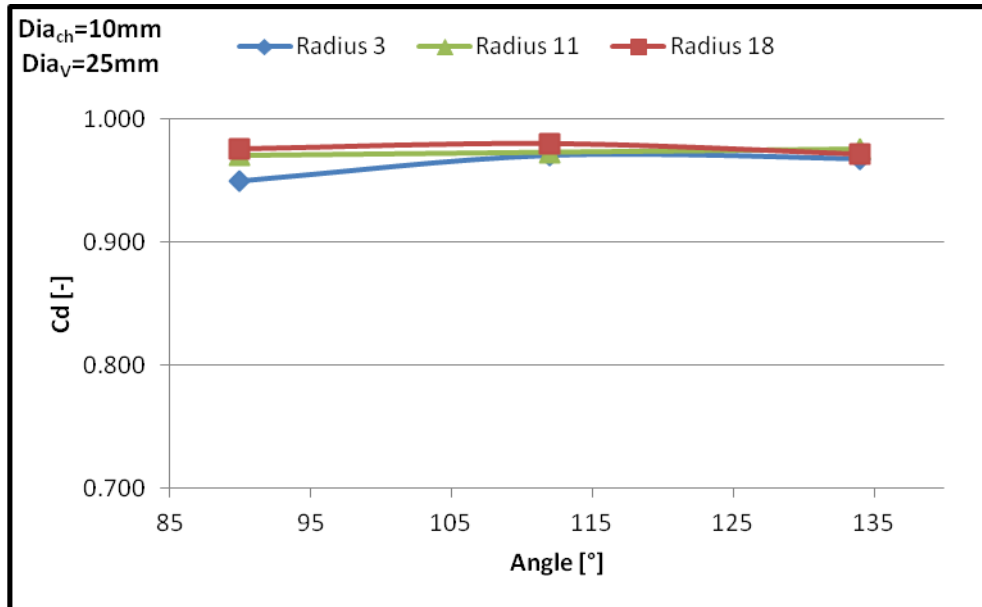


Obr. 8.4: Závislost výtokového koeficientu na zaoblení kanálu při různých průměrech kanálu, při natočení kanálu 134° a průměru voluty 25mm

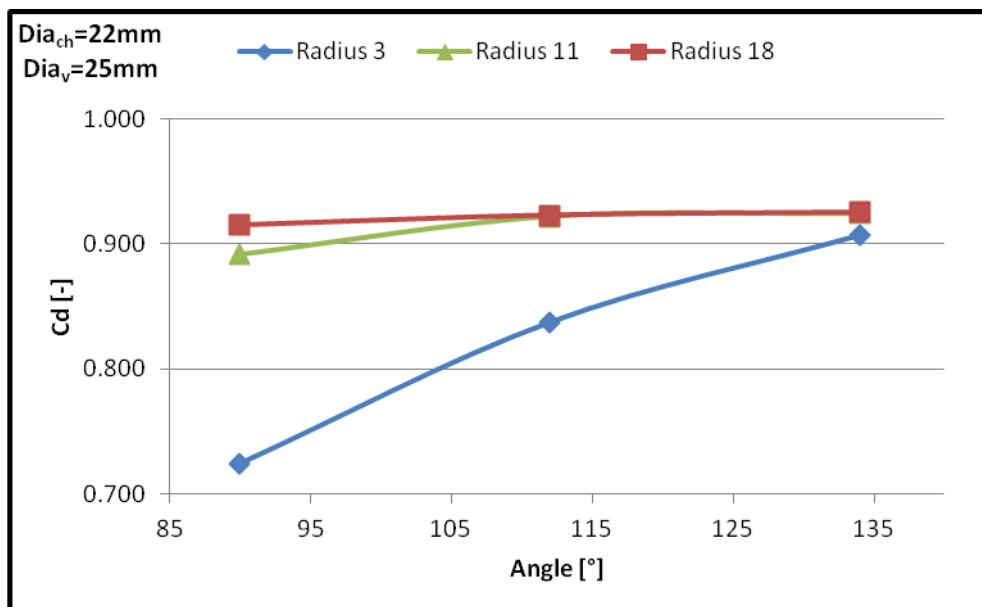
Zvětšení zaoblení pomáhá efektivitě průtoku, závislost není lineární, při dalším zvětšení zaoblení hodnoty součinitele rostou pomaleji. Zmenšení průměru kanálu obecně posouvají hodnoty koeficientu blíže k 1. Natočení kanálu do směru proudění plynů ve volutě zmírňuje velikost poklesu koeficientu při zmenšování zaoblení.

### 8.3 Vliv natočení kanálu

Vliv natočení kanálu je ilustrován na obrázcích 8.5 a 8.6. Křivky v obou grafech jsou při různých zaobleních kanálu, první graf je při nejmenším průměru kanálu, druhý při největším. Parametr průměr voluty je neměnný.



Obr. 8.5: Závislost výtokového koeficientu na natočení kanálu při různých zaobleních, při průměru kanálu 10mm a průměru voluty 25mm

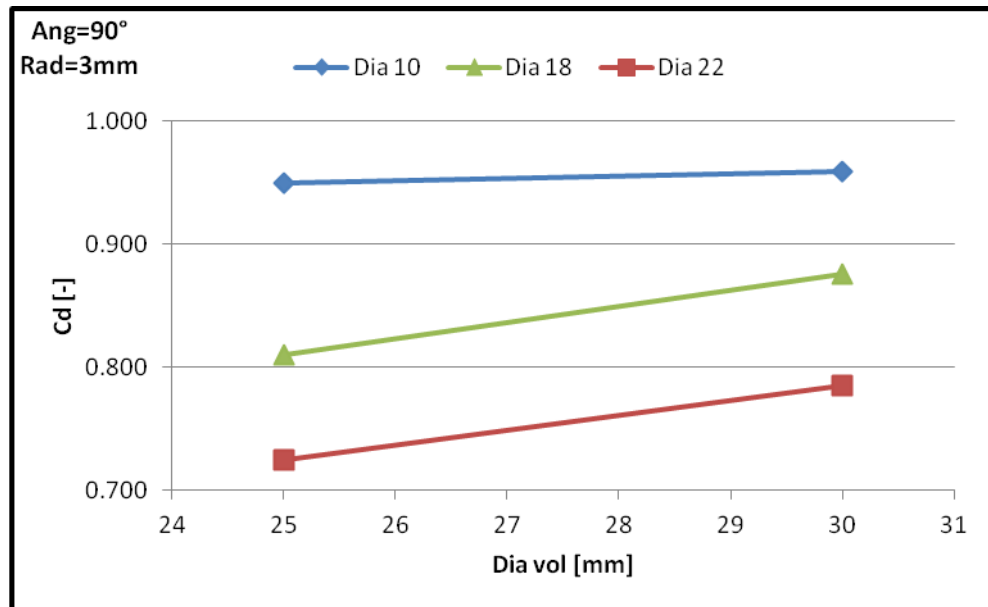


Obr. 8.6: Závislost výtokového koeficientu na natočení kanálu při různých zaobleních, při průměru kanálu 22mm a průměru voluty 25mm

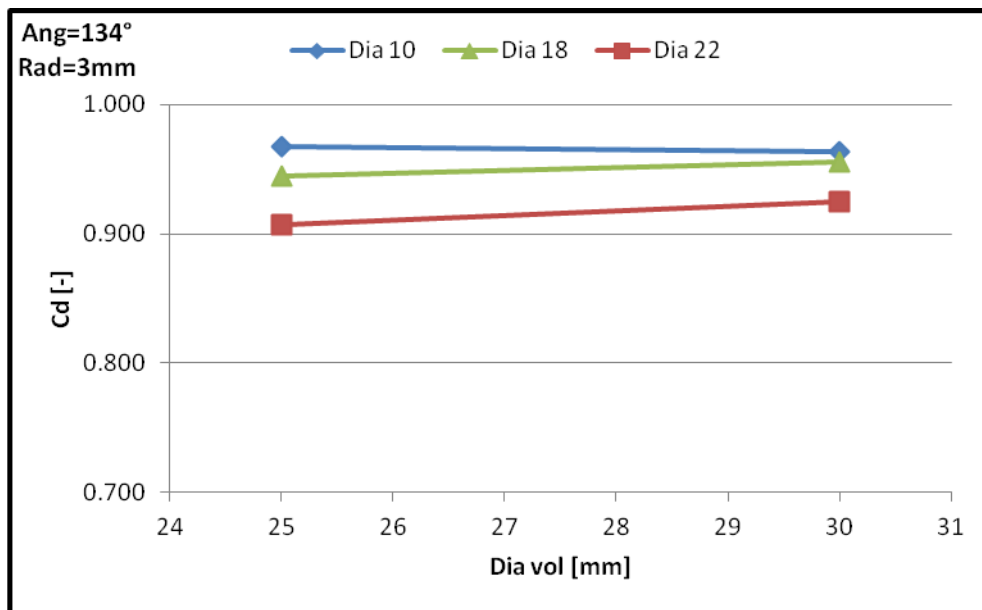
Obecně se dá říct, že čím se natočení osy kanálu blíží směru proudění, tím se průtok více blíží teoretickým hodnotám, účinnost je lepší. Malé průměry zmírňují efekt natočení a větší zaoblení posouvá křivky blíže k jedné.

#### 8.4 Vliv průměru voluty na vstupu do kanálu

Vliv průměru voluty je vidět na obrázcích 8.7 a 8.8. Křivky v obou grafech jsou při různých průměrech kanálu, první graf je při kolmém natočení kanálu vůči volutě, druhý při největším natočení. Parametr zaoblení kanálu je neměnný.



Obr. 8.7: Závislost výtokového koeficientu na průměru voluty při různých průměrech kanálu, při natočení kanálu 90° a zaoblení kanálu 3mm



Obr. 8.8: Závislost výtokového koeficientu na průměru voluty při různých průměrech kanálu, při natočení kanálu  $134^\circ$  a zaoblení kanálu 3mm

Posunutí kanálu na vstupní průměr voluty má pozitivní efekt na účinnost průtoku. Jelikož se spočetly jenom dvě hodnoty tohoto parametru, nedá se odhadnout zda-li je závislost lineární nebo nikoliv. Vliv posunutí je značný při velkých průměrech a při natočení blíží se  $90^\circ$ .

## 9 Návrh výpočtu výtokového součinitele

Aby se zohlednily vzájemné vlivy všech parametrů a výpočet byl co nejpřesnější, pro návrh výpočtu výtokového součinitele se použila obecná vícerozměrná regrese. Obecný model se dá zapsat následovně:

$$Y = XB + U \quad (9.1)$$

Kde:

- $Y$  je matice závislých proměnných s rozměrem  $n \times 1$ ,
- $X$  je matice nezávislých proměnných s rozměrem  $n \times p$ ,
- $B$  je matice odhadovaných parametrů s rozměrem  $p \times 1$ ,
- $U$  je matice chyb s rozměrem  $n \times 1$ ,
- $n, p$  jsou libovolná celá čísla.

Po analýze dat pomocí statistického softwaru se ukázal jako nejvhodnější model ve tvaru:

$$Cd = \begin{bmatrix} 1 \\ Dia_{Ch}^2 \\ Dia_{Ch} * Rad \\ Dia_{Ch} * Ang \\ Dia_{Ch} * Rad * Ang \\ Dia_{Ch}^2 * Dia_V \\ Rad^2 * Dia_V \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \\ \beta_4 \\ \beta_5 \\ \beta_6 \end{bmatrix} + u \quad (9.2)$$

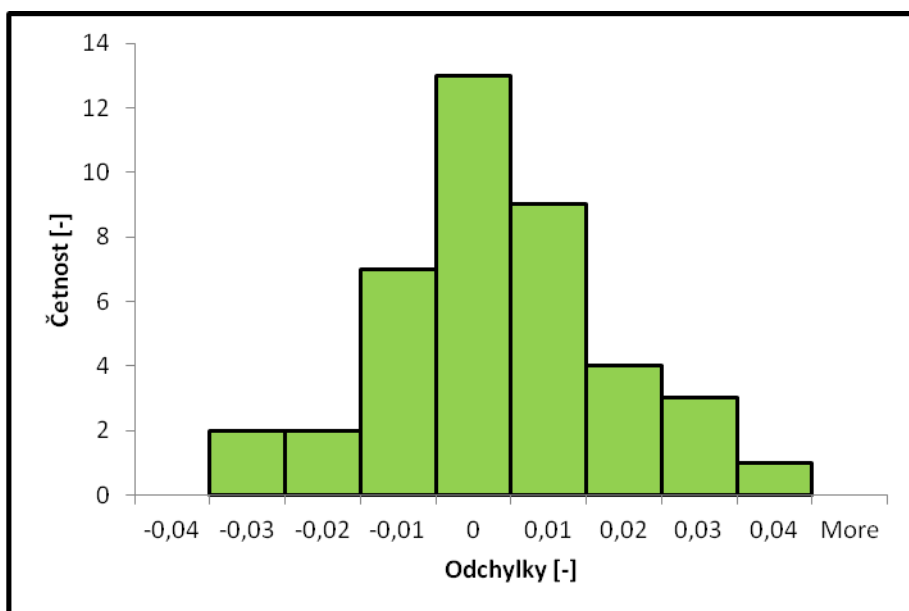
Odhady  $b_i$  parametrů  $\beta_i$  s 95% intervalů spolehlivosti a  $p$ -hodnotami jsou uvedeny v tabulce 9.1:

Tab. 9.1: Odhady parametrů modelu

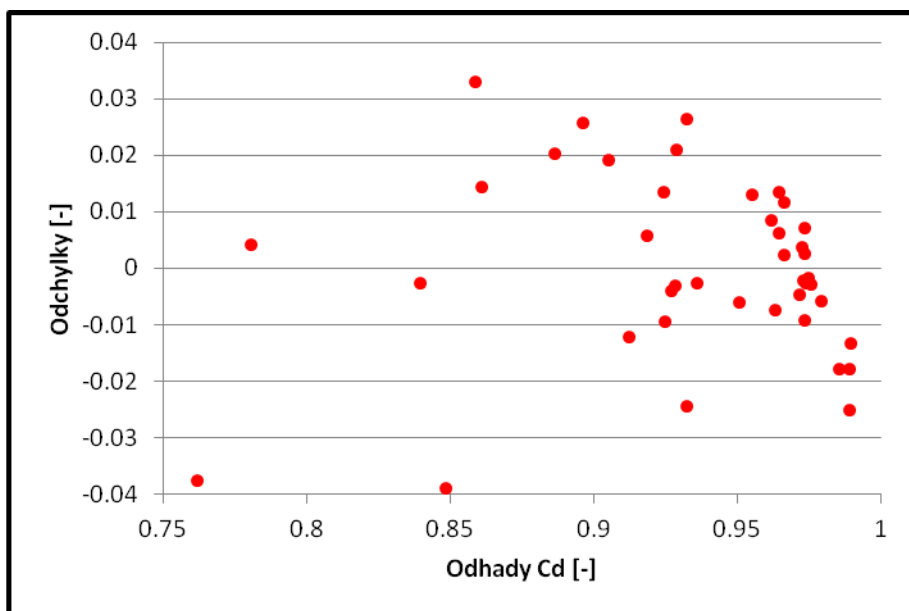
	Odhad	95% interval spolehlivosti	$p$ -hodnota
$b_0$	0,855591	(0,82556; 0,885623)	0,000
$b_1$	-0,001170	(-0,001425; -0,000914)	0,000
$b_2$	0,001491	(0,001174; 0,001807)	0,000
$b_3$	0,000169	(0,000136; 0,000202)	0,000
$b_4$	-0,000009	(-0,000012; 0,000007)	0,000
$b_5$	-0,000007	(-0,000011; -0,000003)	0,001
$b_6$	0,000008	(0; 0,000016)	0,047

Jelikož všechny  $p$ -hodnoty jsou menší než 0,05, lze s 95% pravděpodobností říci, že dané parametry jsou statisticky významné. Přízpusobený koeficient determinace modelu

$R_{adj}^2$  je roven hodnotě 90,7%. Kvalita proložení modelu daty je znázorněna v grafech 9.1 a 9.2. Maximální odchylka modelu je 0,039, rozložení odchylek má normální rozdělení se střední hodnotou  $7e^{-17}$  a standardní odchylkou 0,016. Testy normality nevyvrátily nulovou hypotézu o přítomnosti normálního rozdělení, např.  $p$ -hodnota Kolmogorova-Smirnova testu vyšla rovna 0,15.



Obr. 9.1: Histogram odchylek



Obr. 9.2: Odhad výtokového koeficientu versus odchylky

## 10 Porovnání návrhu se stávající metodikou

Stávající metodika určování výtokového koeficientu je jednoduchá, koeficient se v většině případů nevypočítává, doporučuje se užít následovného klíče:

- pro obvyklou geometrii bez komplikovaných tvarů -  $C_d = 0,85$ ,
- nebo pro nestandardní geometrii -  $C_d = 0,65$ ,

s tím, že na základě zkušeností pracovníků se koeficient může pro konkrétní případ mírně přizpůsobit.

Pro porovnání se jako reprezentant stávajícího stavu vybral koeficient pro obvyklou geometrii, čili  $C_{d,old} = 0,85$ , a z vykonané CFD analýzy se vybraly extrémní případy, konkrétně se jednalo o modely s následujícími parametry:

- Model 1:
  - $Dia_{Ch} = 10mm$
  - $Rad = 11mm$
  - $Ang = 115^\circ$
  - $Dia_v = 25mm$
  - $C_{d,CFD} = 0,981$
  - $C_{d,new} = 0,972$
- Model 2:
  - $Dia_{Ch} = 22mm$
  - $Rad = 3mm$
  - $Ang = 90^\circ$
  - $Dia_v = 25mm$
  - $C_{d,CFD} = 0,724$
  - $C_{d,new} = 0,761$

Dále se předpokládalo, že modely představovaly reálné aplikace a byly navrženy podle stávající metodiky tak, aby propustily definované množství průtoku při plném otevření ventilu. Pro model 1 platí:

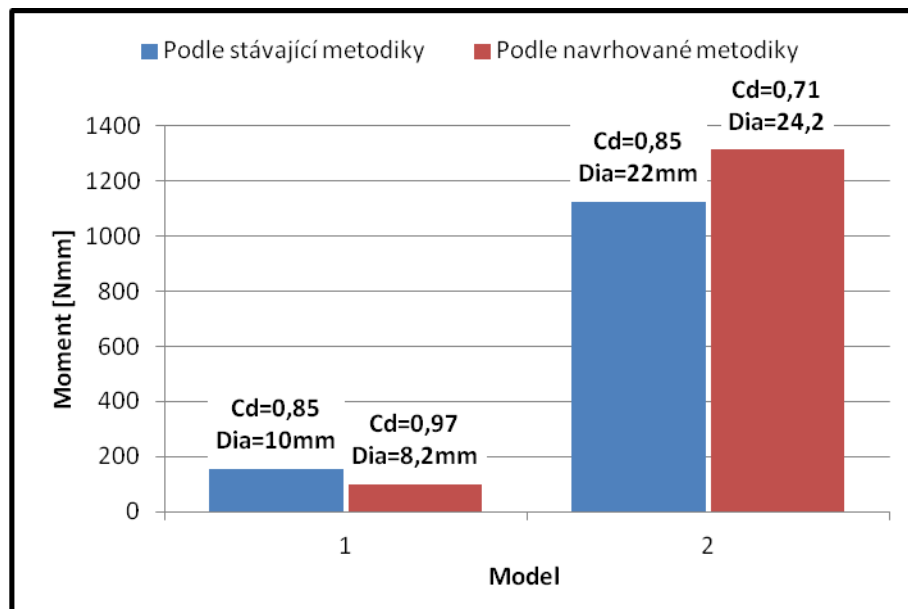
$$Dia_{Ch,ideal} = Dia_{Ch} \cdot \sqrt{C_{d,old}} = 10mm \cdot \sqrt{0,85} = 8,06mm \quad (10.1)$$



Analogicky se vypočetl ideální průměr pro model 2. Pak se iteračně dopočetly nové průměry tak, aby se ideální průměry podle stávající a navrhované metodiky rovnaly. Výsledky pro zvolené modely jsou:

- Model 1 -  $Dia_{Ch,new} = 8,20mm$
- Model 2 -  $Dia_{Ch,new} = 24,15mm$

Podle nové metodiky by se tedy navrhly jiné průměry kanálu. V případě, že nový výtokový koeficient je větší než starý(model 1), nový průměr by byl menší, v opačném případě naopak. Velikost kanálu má velký význam při navrhování ovládání ventilu. Aby zvolené turbodmychadlo dodávalo motoru požadovaný průběh plnicích tlaků, je nezbytné, aby byl aktuátor schopen překonat největší možné zatížení ventilu od tlaků uvnitř turbínové skříně. Největší zatížení se předpokládá v posledním otáčkovém bodě motoru, kdy má být ještě ventil zavřený. Velikost zatížení se spočetla pomocí parametrického CFD modelu, pro zjednodušení se vyhodnocoval jenom moment k ose rotace ventilu, který je z hlediska zatížení aktuátoru nejpodstatnější. Ostatní silové a momentové složky se zanedbaly. Změnu zatížení vlivem volby jiného kanálu je vidět v obrázku 10.1.



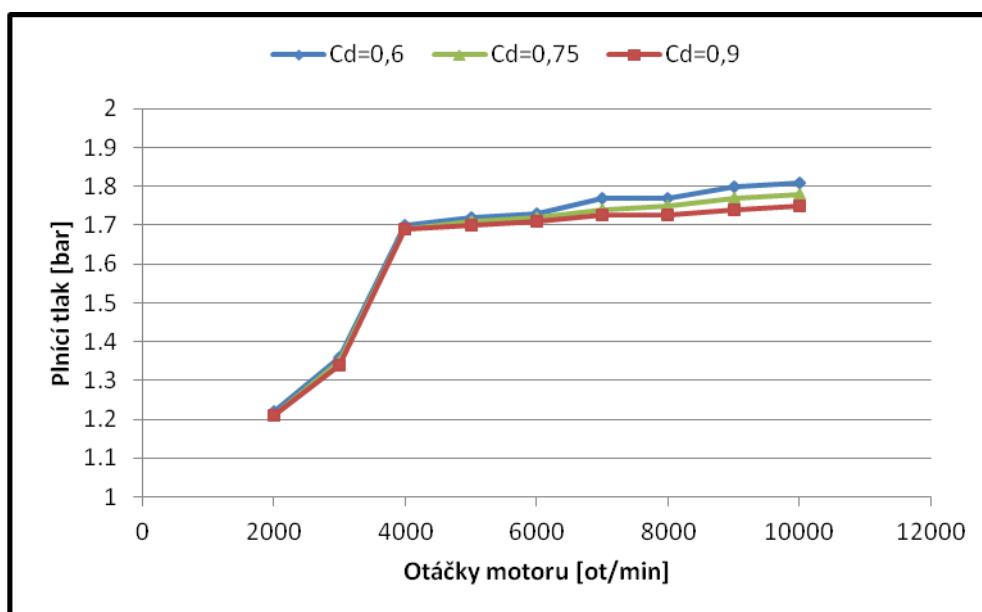
Obr. 10.1: Změna zatížení vlivem změny volby výtokového součinitele.

V případě modelu 1, kdy se navrhovaný průměr zmenšil o  $1,8mm$  poklesl zátěžný moment z hodnoty  $155Nmm$  na hodnotu  $100Nmm$ , v případě modelu 2 zvětšení navrhovaného průměru o  $2,2mm$  se zvětšil moment z  $1126Nmm$  na  $1316Nmm$ . Při zpřesnění koeficientu na jednu či druhou strany se tedy dosáhlo podstatné změny

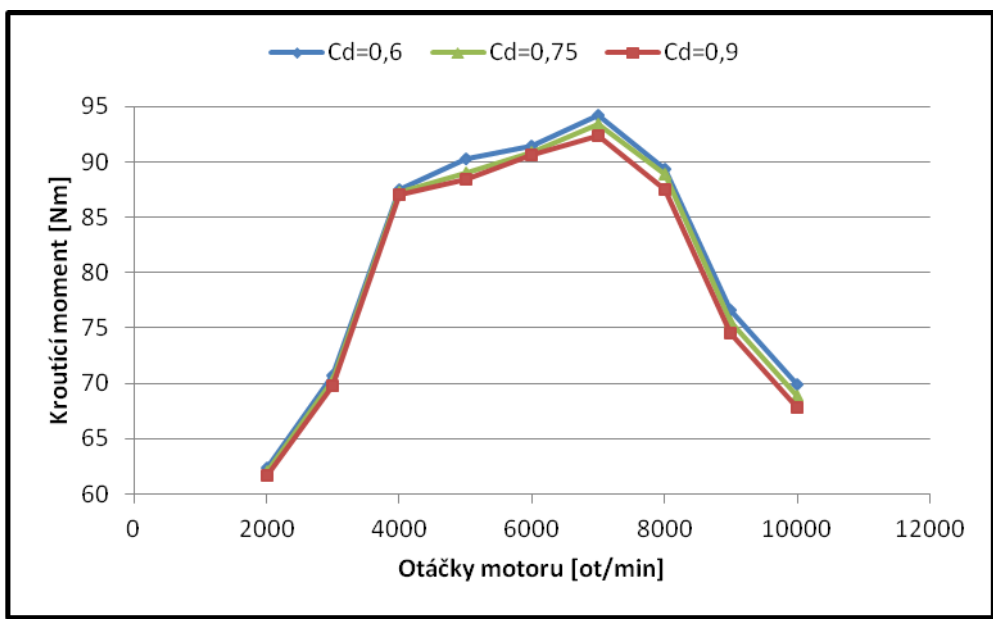
zatížení v zavřeném stavu, pro průměr 10mm se zatížení změnilo o 35% pro průměr 22mm o 17% vztaženo k původním hodnotám. To by mělo za důsledek použití jiných aktuátoru, v prvním případě by se mohl použít levnější aktuátor, který má nižší zatěžovací limity, ve druhém případě by se sice musel použít silnější aktuátor, ziskem by ale bylo, že by se dosáhla požadovaná regulace plnicího tlaku.

## 11 Vliv výtokového součinitele na vlastnosti motoru

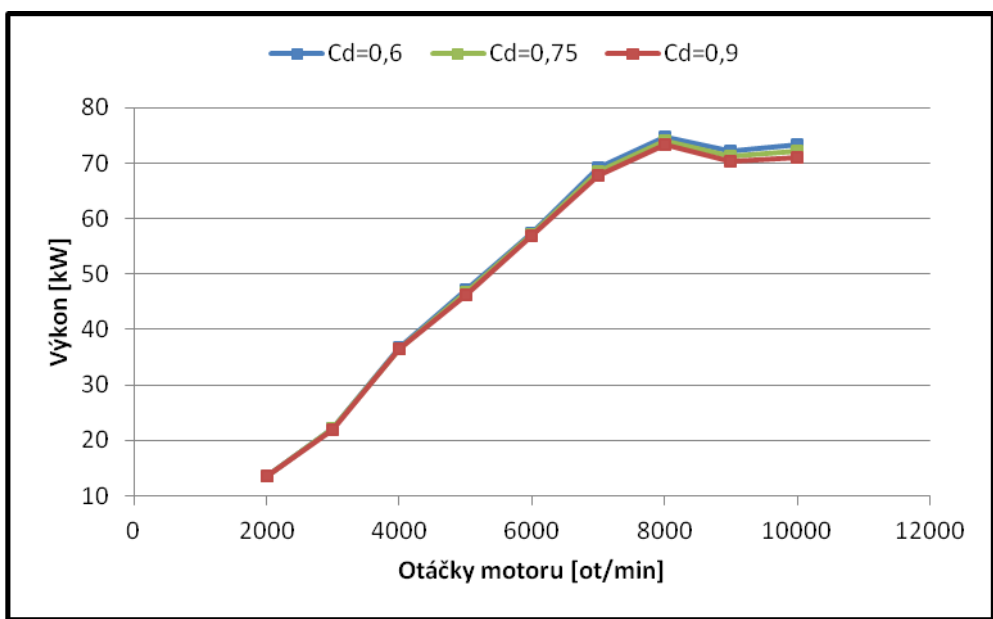
Pro analýzu vlivu výtokového součinitele se využily informace z diplomových prací Hájka (18) a Opluštila (19). Hájek navrhl přeplňování jednoválcového motoru VM 610F o objemu 0,6l. Jeho práce obsahuje podrobné informace o parametrech tohoto motoru s turbínovou a kompresorovou mapou turbodmychadla GT 1241. Opluštíl ve své práci mimo jiné detailně popsal tvorbu simulačního modelu v programu Lotus Engine Simulation, který byl nakonec použit pro analýzu. Pro ilustraci vlivu výtokového součinitele na chování motoru se zvolily tři hodnoty koeficientu  $C_d$ - 0,6; 0,75 a 1, obtokový kanál měl průměr 25mm. Hodnota  $C_d$  se přímo zadává jako parametr škrtící klapky, která modeluje chování obtokového kanálu, není potřeba přepočítávat ekvivalentní průměry. Motor se simuloval v ustáleném stavu v rozsahu 2000 – 10000 $ot/min$ . Regulace tlaku byla navrhována s uvažováním kanálu s  $C_d = 0,75$  a byla nastavena tak, aby ventil začal otevírat v 4000 $ot/min$  při plnicím tlaku 1,7 $bar$  a při plném otevření ventilu při 10000 $ot/min$  dosáhl plnicí tlak 1,8 $bar$ . Výsledky simulace zobrazují grafy 10.1-10.13.



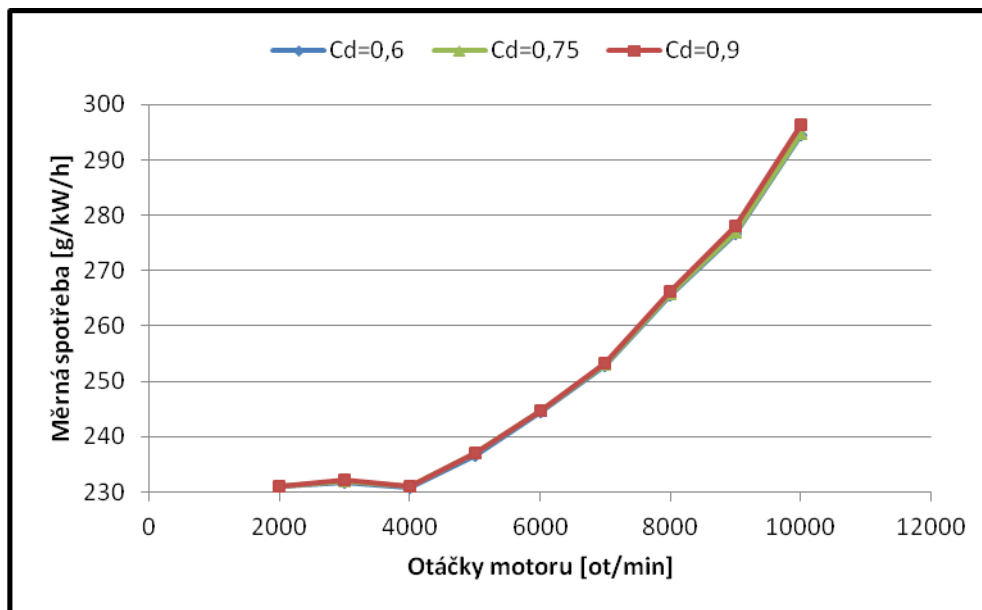
Graf 11.1: Plnicí tlaky v závislosti na otáčkách motoru při různých výtokových koeficientech



Graf 11.2: Závislost kroucí momentu na otáčkách motoru při různých výtokových koeficientech



Graf 11.3: Závislost výkonu na otáčkách motoru při různých výtokových koeficientech



Graf 11.4: Závislost výkonu na otáčkách motoru při různých výtokových koeficientech

V grafech jsou zobrazeny průběhy plnicího tlaku, výkonu, kroutícího momentu a měrné spotřeby. Velkost výtokového koeficienty ovlivňuje množství odpuštěných plynů a tím definuje tlakový spád přes turbínové kolo, který ovlivňuje rychlost otáčení turbodmychadla a tedy dodávaný plnicí tlak do motoru. V grafu 11.1 je vidět, že při zvyšování výtokového koeficientu narůstá plnicí tlak do motoru. V maximech jsou křivky od sebe posunuty o 0,03 baru. Odchylování jednotlivých tlaků při různých koeficientech nastává od momentu otevírání ventilu v 4000ot/min. Při předpokladu, že regulace byla nastavena na  $C_d = 0,75$ , při koeficientu 0,9 se vypustí víc spalin, než se předpokládá a v konečném důsledku je tedy plnicí tlak menší. Při koeficientu 0,6 je situace opačná. Plnicí tlak pak určuje průběh výkonové, momentové a spotřební charakteristiky motoru. Při chodu turbodmychadla uvnitř svých provozních limitů se dá říct, že zvýšení výtokového koeficientu způsobí zvýšení výkonu, momentu a snížení měrné spotřeby při ustálených podmínkách. Změny nejsou ale nijak výrazné, v našem modelovém případě se jednotlivé křivky od sebe v průměru posunuly o 0,15bar v případě plnicího tlaku, 0,5kW v případě výkonu, 0,7Nm v případě kroutícího momentu a 0,25g/kW/h v případě měrné spotřeby.

## Závěr

Cílem diplomové práce bylo analyzovat chování výtokového koeficientu obtokového kanálu turbodmychadla. Pomocí sestaveného CFD modelu turbínové části turbodmychadla se nejprve na základě citlivostní analýzy zjistily parametry, které mají podstatný vliv na velikost průtoku přes kanál. Byly identifikovány čtyři nejvlivnější parametry, a to průměr kanálu, zaoblení kanálu na rozhraní s volutou, natočení kanálu a průměr voluty na vstupu do kanálu. Aby se pak mohl navrhnout co nejpřesnější výpočet výtokového koeficientu, který by zahrnoval i měnící se vliv jednotlivých parametrů při změně jiného parametru, rozhodlo se pomocí parametrického CFD modelu vypočítat výtokový koeficient na základě různých kombinací vybraných parametrů. Výstupem z CFD simulací bylo tedy nakonec 41 hodnot výtokového koeficientu při 41 geometriích obtokového kanálu. Díky těmto datům se došlo k následujícím kvalitativním zjištěním:

- zvětšení kanálu snižuje výtokový koeficient,
- zvětšení zaoblení výtokový koeficient zvyšuje,
- čím je kanál natočen víc kolmo na volutu, tím je koeficient nižší,
- posunutí kanálu do míst širší voluty koeficient zvyšuje,
- při výrazně menších průměrech kanálu v porovnání s průměrem voluty takřka nezáleží na ostatních parametrech,
- při velkých hodnotách zaoblení takřka nezáleží na natočení a naopak.

Výsledky CFD simulací se zdají být dostatečně přesné. Nastavení modelu bylo provedeno na základě doporučení pracovníků společnosti Honeywell, všechny modely skonvergovaly na požadovanou přesnost  $1e^{-5}$  a při pohledu na zveřejněné grafy je vidět, že jednotlivé křivky výtokových součinitelů se nekříží a neobsahují výrazně mimolehlé hodnoty. K jistým neočekávaným výsledkům, myšleno tak, že koeficient se neodvíjel podle výše zmíněných kvalitativních zjištění, se dosahovalo při hodnotách koeficientu blízkých 1, rozdíly byly ale řádově v tisícinách. Experimentální ověření by nicméně nebylo na škodu. Samotný návrh výpočtu výtokového koeficient byl pak naladěn použitím obecné vícerozměrné regrese. Podařilo se zohlednit i vzájemné provázání vlivů sledovaných parametrů a dosažená přesnost je překvapivě uspokojivá. Maximální odchylka regresního modelu byla 0,039, směrodatná odchylka dosáhla hodnoty 0,016, což vztaženo na simulační data představuje 1,5% chybu. Relativní přesnost tedy umožňuje lepší volbu výtokového koeficientu, což má pak podstatný vliv na volbu aktuátoru. Je ukázáno, že změnou koeficientu o 0,12 se může dosáhnout až 35% snížení nejvlivnější složky zatížení aktuátoru. Na příkladu simulace jednoválcového motoru o objemu 0,6l je pak ještě ilustrováno, že vliv změnu koeficientu na vlastnosti motoru je podstatně menší.

Představovaná práce řešila problematiku odhadování výtokového koeficientu. Je třeba podotknout pár možných nedostatků nebo-li prostor pro další práci. V citlivostní

analýze se zamrazil tvar voluty i úhel otevření a jejich vliv se tedy nezkoumal. Pro obecnější použití by bylo tedy užitečné vyhodnotit i jejich změny. Zejména u parametru úhlu otevření se ví, že jeho vliv je nezanedbatelný. Co se týče průměru voluty, podařilo se spočítat jenom kombinace dvou hodnot 25mm a 30mm, pro lepší ilustraci vlivu by bylo lepší spočítat kombinace pro ještě alespoň jednu hodnotu, ideálně mimo zvolený rozsah. Navrhovaný výpočet se zdá být přesný pro zvolené rozsahy parametrů, odhadovat koeficient značně mimo tyto rozsahy může vést k podstatně zkreslenějším hodnotám. To se týče zejména průměru kanálu, jelikož se používají i dvojnásobné velikosti. Jestli se podaří shromáždit více dat a zahrnout i další parametry, stálo by za pokus naučit odhadovat výtokový koeficient neuronovou sítí.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. SAJDL, J. [Online] 2011. <http://www.autolexicon.net/cs/articles/emisni-norma-euro/>.
2. HORNER, B. *Turbochargers overview*. 2005. Honeywell internal trainings.
3. DRDLA, A. *CFD simulace proudění rozváděcím mechanismem turbodmyhadla*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. str. 72. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, PhD..
4. TRŠKA, A. *CFD simulace proudění výfukových plynů přepouštěcím ventilem turbodmyhadla pro zážehové motory*. Brno : Vysoké učení v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. str. 115. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vančura.
5. KADLEČEK, J. *Návrh turbodmyhadla s rekuperací energie*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. str. 53. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D..
6. MEHMOOD, A. *Modeling, simulation and robust control of an electro-pneumatic actuator for a variable geometry turbocharger*. Belfort-Montbéliard : Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, 2012. str. 175. Vedoucí dizertační práce Prof. Mohammed El Bagrouri.
7. VERTAL, P. *Provoz a údržba vozidel s přeplňovanými motory turbodmyhadly*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2010. str. 65. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D..
8. HOLÍK, P. *Turbodmyhadla spalovacích motorů*. Brno : Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, 2009. str. 29. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D..
9. AMS performance. *Garrett GT28/GTX28 T25/5Bolt Internal Wastegate Turbine Housing*. [Online] <http://www.amsperformance.com/cart/garrett-gt28-gtx28-t25-5bolt-internal-wastegate-turbine-housing-827690-000x.html>.
10. CETKOVSKÝ, M. *Simulace silového zatížení rozváděcího VNT mechanismu turbodmyhadla*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. str. 68. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vančura.
11. IDELCHIK, I.E. *Handbook of Hydraulic Resistance*. New York : Begell House Inc., 1996.
12. JANALÍK, J., ŠTÁVA, P. *Mechanika tekutin*. Ostrava : Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2002. ISBN 80-248-0038-1.



13. DRÁBKOVÁ, S., KOZUBKOVÁ, M. *Cvičení z mechaniky tekutin*. Ostrava : Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2002. str. 141. Dostupné online: [<http://www.338.vsb.cz/PDF/HydroPrikklad.pdf>].
14. SHAPIRO, A. H. *Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*. místo neznámé : Krieger Pub. Co., 1983. ISBN 0-89874-566-7.
15. ANSYS. Návod k programu Ansys. [Online] <http://www.ansys.com>.
16. MARŠÍK, F. *Numerické metody mechaniky kontinua*. Praha : Ústav termomechaniku AV ČR, 1990. [online] <http://www.it.cas.cz/cs/marsik/knihy>.
17. BLAZEK, J. *Computational fluid dynamics: Principles and applications*. místo neznámé : Elsevier, 2001. ISBN: 0-08-043009-0.
18. HÁJEK, D. *Zvýšení pružnosti zážehového motoru přeplňováním*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. str. 81. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída Ph.D..
19. OPLUŠTIL, V. *Zvýšení výkonových parametrů motoru Honda 1.6*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. str. 92. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D..
20. AUTO.CZ. *Opel Twin Turbo: dva stupně ke zlaté*. [Online] 2009. <http://www.auto.cz/opel-twin-turbo-dva-stupne-ke-zlate-17089>.
21. BATISTA DE JESUS, A. a kol. CFD EVALUATION OF THE DISCHARGE COEFFICIENT OF AIR. Rio de Janeiro : Braz. Soc. of Mechanical Sciences and Engineering, 2004.
22. GUO, L., YAN, Y.Y., MALTSON, J.D. CFD Predicted Discharge Coefficients of a Single Cylindrical Hole with Compressible External Cross-Flow. Orlando : ASME, 2009. stránky 1733-1740.
23. HOOMAN HOSEINI, S. a kol. Determination of Discharge Coefficient of Rectangular Broad-Crested Side Weir in Trapezoidal Channel by CFD. 2013. stránky 64-70.

# SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1            Souhrn grafů ilustrujících vliv jednotlivých parametrů

•

# PŘÍLOHA 1

