



Diplomová práce

STUDIE PRŮTOKU OLEJE MAZACÍM KANÁLKEM ROTUJÍCÍHO KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Studijní program:

N0716A270006 Automobilové inženýrství

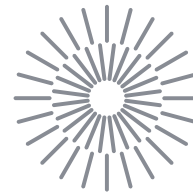
Autor práce:

Bc. Jiří Nigrín

Vedoucí práce:

Ing. Václav Rychtář, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů

Liberec 2024



Zadání diplomové práce

STUDIE PRŮTOKU OLEJE MAZACÍM KANÁLKEM ROTUJÍCÍHO KLIKOVÉHO HŘÍDELE

<i>Jméno a příjmení:</i>	Bc. Jiří Nigrín
<i>Osobní číslo:</i>	S20000383
<i>Studijní program:</i>	N0716A270006 Automobilové inženýrství
<i>Zadávací katedra:</i>	Katedra vozidel a motorů
<i>Akademický rok:</i>	2022/2023

Zásady pro vypracování:

1. Popište obecnou problematiku mazání klikového hřídele.
2. Popište existující experimentální zařízení a vypracujte rešerši dosud provedených experimentů a simulací s jejich výsledky.
3. Proveďte experimentální měření se změnou zvoleného parametru v laboratořích Škoda Auto.
4. Vytvořte CFD model testovaného mazacího kanálku v prostředí softwaru ANSYS a proveďte výpočty v soulady s experimentem.
5. Porovnejte a zhodnoťte výsledky výpočtu a experimentu.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy: cca 50 stran
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: čeština

Seznam odborné literatury:

1. Basshuysen, R., Scheäfer, F.: *Internal Combustion Engine Handbook*, SAE International, Warredale 2004.
2. Jermann, F.: *Experimentální zařízení pro výzkum poměrů olejového systému v klikovém hřídeli za rotace*, bakalářská práce, Technická univerzita v Liberci. Liberec 2019.
3. Jermann, F.: *Analýza proudění oleje v mazacím kanálku klikového hřídele*, diplomová práce, Technické univerzita v Liberci, 2022
4. Rychtář, V., Jermann, F.: *Oil flow through the rotating channel*, liii. International scientific conference of the czech and slovak universities and institutions dealing with research of motor vehicles and powertrains, Slovenská republika, 2022
5. Yuan, Y., Tao, W., Liu, E., Barber, G., Zou, Q., Guessous, L., Du, Z.: *Engine lubrication system analysis by considering aeration and cavitation within the rotating oil supply passage*. DaimlerChrysler Corp. USA, Oakland University USA, Chongqing Jiaotong University P.R. China. 2012.
6. Suzuki, S., Noda, T., *Visualization and measurement of oil flow in transparent oil passage of crankshaft*, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.38, No.3, 2003
7. Schrank, K., Murrenhoff, H., Stammen, CH., *Investigation of different methods to measure the entrained air content in hydraulic oils*, Symposium on fluid power & motion control, United Kingdom, 2014
8. Podklady společnosti Škoda Auto a.s.
9. Manuály softwaru ANSYS
10. dostupné materiály – odborné časopisy, výsledky experimentů jiných výrobců a výzkumných organizací, SAE papers, databáze patentů, internet.

Vedoucí práce: Ing. Václav Rychtář, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání práce: 22. listopadu 2022

Předpokládaný termín odevzdání: 22. května 2024

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

prof. Dr. Ing. Pavel Němeček
garant studijního programu

V Liberci dne 22. listopadu 2022

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

STUDIE PRŮTOKU OLEJE MAZACÍM KANÁLKEM ROTUJÍCÍHO KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Anotace

Diplomová práce se věnuje studii proudění motorového oleje vrtaným kanálkem klikového hřídele spalovacího motoru během rotace. Teoretická část popisuje problematiku mazacího systému a vyzdvihuje vrtané kanálky jakožto významnou součást dopravy oleje k ojnicním ložiskům. Následně se věnuje nepříznivým vlivům a uvádí studie, které se jimi v minulosti zabývali. Praktická část představuje laboratorní měření na experimentálním zařízení ve Škoda Auto, zaměřený na pozorování nežádoucích jevů, a s tím spojené numerické CFD výpočty. Závěrem je provedeno porovnání a porovnání dosažených výsledků s doporučeními pro budoucí výzkum.

Klíčová slova: spalovací motor, klikový hřídel, motorový olej, vrtaný kanálek, zavzdušnění, numerické výpočty, experiment, vzduchová kapsa

STUDY OF THE OIL FLOW THROUGH THE LUBRICATION CHANNEL OF A ROTATING CRANKSHAFT

Annotation

The thesis examines the flow of engine oil through the drilled channel of the crankshaft of an internal combustion engine during rotation. The theoretical section describes the lubrication system and highlights the drilled supply channels as an essential component of the oil transport to the connecting rod bearings. It then discusses the adverse effects and lists studies that have addressed them in the past. The practical part presents laboratory measurements on experimental equipment at Skoda Auto, focusing on the observation of undesirable phenomena, and associated numerical CFD calculations. Finally, the obtained results are compared and contrasted with recommendations for future research.

Keywords: internal combustion engine, crankshaft, engine oil, drilled channel, aeration, numerical computation, experiment, air pocket

Poděkování

V první řadě bych tímto rád poděkoval panu Ing. Václavu Rychtářovi, PhD., za jeho nápomocný a trpělivý přístup, udávání směru i světla na konci tunelu a cenné rady při vedení mé práce. Dále bych rád poděkoval firmě Škoda Auto a.s., za předání znalostí a umožnění tvorby diplomové práce v jejich prostorách, především oddělení Testcentrum a aplikace systémů pohonu. Mé poděkování patří také pánům doc. Ing. Miloš Müller, PhD. a Ing. Jan Kracík, Ph.D, z Katedry energetických zařízení TU v Liberci, za výpomoc při tvorbě simulačních výpočtů. V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině, přítelkyni a přátelům za pevné nervy a veškerou podporu nejen během mého studia.

Obsah

Seznam použitých zkratk	10
Seznam použitých symbolů	11
Úvod	13
1 Teoretická část	14
1.1. Automobilový průmysl	14
1.2. Pístový spalovací motor	16
1.3. Mazací systém motoru	18
1.3.1. Problematika tření	19
1.3.2. Mazací okruh	20
1.3.3. Mazání kluzných ložisek	21
1.4. Motorové oleje	22
1.4.1. Viskozita	22
1.4.2. Klasifikace motorových olejů	24
1.5. Olejová čerpadla	26
1.6. Vývoj mazacích systémů v rámci Škoda Auto	27
1.6.1. Jednostupňové zubové duocentrické čerpadlo	27
1.6.2. Dvoustupňové čerpadlo s vnějším ozubením	28
1.6.3. Regulovatelné čerpadlo s lopatkovými komůrkami	30
1.7. Průtok oleje kanálkem klikového hřídele	32
1.7.1. Klikový hřídel	32
1.7.2. Systém vrtaných kanálků v klikovém hřídeli	32
1.7.3. Fyzikální chování oleje v klikovém hřídeli	34
1.8. Doprovodné jevy proudění oleje kanálkem	37
1.8.1. Zavzdušnění motorového oleje	37
1.8.2. Následky zavzdušnění oleje pro pohonné ústrojí	41
1.8.3. Kavitace	41
1.8.4. Shrnutí vlivů na kanálek klikového hřídele	43
2 Rešeršní část	44
2.1. Studie zavzdušnění motorového oleje (MIT, Cambridge)	44
2.1.1. Výstupy studie MIT	45
2.2. Optimalizace přívodu oleje do hlavních a ojnicích ložisek (Audi)	46
2.2.1. Výstupy studie Audi	48
2.3. Vizualizace a měření průtoku oleje transparentním úsekem kanálku klikového hřídele (Toyota)	50



2.3.1	Výsledky studie Toyota	51
2.4.	Analýza mazacího systému s uvážením zavzdušnění a kavitace v rotujícím kanálku klikového hřídele (DaimlerChrysler Corp. USA).....	54
2.4.1	Výsledky studie DaimlerChrysler.....	55
2.5.	Funkčnost ojnicích ložisek se zavzdušněným olejem (FEV Motortechnik, RWTH Aachen)	58
2.5.1	Výsledky studie FEV	59
2.6.	Analýza proudění oleje v mazacím kanálku klikového hřídele (TU v Liberci, Škoda Auto a.s.).....	60
2.6.1.	Výstupy studie TUL a Škoda Auto a.s.	62
2.7.	Průtok oleje rotujícím kanálkem (Škoda Auto a.s.)	63
2.7.1.	Shrnutí výstupů studie Škoda Auto a.s.....	65
3	Experimentální část	66
3.1	Přístup k výzkumu.....	66
3.1.1	Prvotní návrh experimentálního zařízení	67
3.1.2	Geometrie kanálku.....	68
3.1.3	Volba rozměru výstupní trysky a napájení kanálku.....	70
3.1.4	Zkoumané jevy.....	71
3.1.5	Zaměření experimentu	71
3.2	Experimentální stav.....	72
3.2.1	Patrona s transparentním krycím sklem	73
3.2.2	Air-X od společnosti DSI.....	74
3.2.3	Telemetrický systém se snímači tlaku	76
3.2.4	Rotačně uložená kamera	77
3.3	Vstupní parametry a průběh měření	78
3.4	Výsledky experimentálního měření	79
3.4.1	Naměřené hodnoty tlaku na výstupu	79
3.4.2	Obrazové záznamy fyzikálních dějů v kanálku	79
4	Simulační výpočet v SW Ansys Fluent.....	82
4.1	Teorie výpočetní dynamiky tekutin	82
4.1.1	Dvofázové proudění	83
4.1.2	Turbulentní proudění.....	84
4.2	Přístup k sestavení simulačního výpočtu.....	85
4.2.1	Postup tvorby simulačního výpočtu	85
4.3	Geometrie kanálku	86





4.3.1	Úprava geometrie	86
4.3.2	Výpočetní síť	88
4.3.3	Ověření teoretické správnosti upravené výpočetní sítě	90
4.4	Nastavení výpočtu.....	93
4.4.1	Inicializace výpočtu	95
4.5	Průběh výpočtu	97
4.5.1	Kontrola konvergence výpočtu	97
4.5.2	Průběžné zaznamenání kontur parametrů	99
4.6	Výsledky numerických simulací.....	100
4.6.1	Průběh tlaku v kanálku.....	100
4.6.2	Zobrazení fází olej – vzduch v kanálku.....	104
4.6.3	Průběh rychlosti v kanálku	106
5	Porovnání výsledků a zhodnocení	108
5.1.	Porovnání experimentálního měření a numerických simulací.....	108
5.2.	Porovnání experimentu se studiiemi Toyota a ŠA [17,24]	110
5.3.	Porovnání simulačních výpočtů s výstupy Daimler a ŠA [17,25].....	111
5.4.	Finální zhodnocení.....	112
6	Závěr	113
	Použitá literatura	114
	Seznam použitých obrázků	117
	Seznam použitých tabulek.....	120
	Seznam příloh	121



Seznam použitých zkratk

CO ₂	oxid uhličitý
KH	klikový hřídel
ŠA	Škoda Auto a.s.
CFD	Computational Fluid Dynamics, výpočetní dynamika tekutin
CCD	Charge-coupled device, součástka pro snímání obrazové frekvence
NO _x	oxidy dusíku
ICE	motor s vnitřním spalováním
eTSI	Turbo Stratified Injection, označení mild-hybridního pohonu značky VW
VW	Volkswagen AG
ACT	automaticky řízená deaktivace válců při nižším zatížení
PWM	pulsně šířková modulace
C ₂ H ₄	ethen
SAE	Society of Automotive Engineers
ACEA	Association des Constructeurs Européens de l'Automobile
API	American Petroleum Institute
MIL	Military
LowSAPS	oleje s nízkým obsahem sulfátového popela, fosforu a síry
SA	sulfátový popel
P	fosfor
S	síra
DOHC	ventilový rozvod s dvěma vačkovými hřídeli uloženými v hlavě válců
TDI	turbodmychadlem přeplňovaný vznětový motor s přímým vstřikováním
TSI	turbodmychadlem přeplňovaný zážehový motor s přímým vstřikováním
EA	EntwicklungAuftrag – interní označení pořadí vývoje motorů
MPI	atmosférický zážehový motor s nepřímým vstřikováním
PET	polyethylentereftalát
MIT	Massachusetts Institute of Technology
DSI	Delta Service Industriel
VOF	Volume of Fluid
SABRE	Software for Analysis of Bearings in Reciprocating Engines

TUL	Technická univerzita v Liberci
CAD	Computer Aided Design
KEZ	Katedra energetických zařízení

Seznam použitých symbolů

f	[1]	součinitel tření
μ / η	[Pa·s]	dynamická viskozita
n	[rpm]	otáčky hřídele
σ	[N·m ⁻²]	měrná síla
F_t	[N]	třecí síla
F_n	[N]	normálová síla
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost
r / R	[m]	poloměr otáčení / vzdálenost od osy rotace
ν	[1]	viskózní index
ν	[m ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita
ρ	[kg·m ³]	hustota
τ	[Pa]	tečné napětí
HTHS	[Pa·s]	dynamická viskozita za zvýšených teplot a namáhání
γ'	[s ⁻¹]	smyková rychlost
P	[kW]	výkon
p	[bar]	tlak
a_r	[m·s ⁻²]	odstředivé zrychlení
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
dp	[bar]	diferenciální přírůstek tlaku
x	[m]	vzdálenost ve směru osy X
y	[m]	vzdálenost ve směru osy Y
z	[m]	vzdálenost ve směru osy Z
h_0	[m]	výška hladiny sloupce kapaliny
φ	[rad]	úhel natočení kolem osy Z
dr	[m]	diferenciální přírůstek poloměru
dx	[m]	diferenciální přírůstek vzdálenosti ve směru osy X

dy	[m]	diferenciální přírůstek vzdálenosti ve směru osy Y
dz	[m]	diferenciální přírůstek vzdálenosti ve směru osy Z
a_x	[m.s ⁻²]	zrychlení ve směru osy X kartézského souř. systému
a_y	[m.s ⁻²]	zrychlení ve směru osy Y kartézského souř. systému
a_z	[m.s ⁻²]	zrychlení ve směru osy Z kartézského souř. Systému
z	[m]	výška hladiny sloupce tekutiny v rotující nádobě
r_1	[m]	poloměr na vstupu do vrtaného kanálku
r_2	[m]	poloměr v místě nejbližší ose rotace v kanálku
r_3	[m]	poloměr na výstupu z vrtaného kanálku
p_1	[bar]	relativní tlak na vstupu do vrtaného kanálku
p_2	[bar]	relativní tlak v místě nejbližší ose rotace v kanálku
p_3	[bar]	relativní tlak na výstupu z vrtaného kanálku
V_{air}	[m ³]	objem rozpuštěného vzduchu při tlaku 1bar a teplotě 273K
B	[1]	Bunsenův koeficient rozpustnosti plynu v kapalině
V_{oil}	[m ³]	objem oleje
p_a	[bar]	tlak okolní atmosféry
p_r	[bar]	relativní hodnota tlaku v systému vůči tlaku okolnímu
p_{oil}	[bar]	tlak oleje
V_b	[m ³]	objem bubliny
K	[1]	konstanta
p_s	[bar]	tlak na mezní křivce rovnovážného fázového diagramu
T_s	[K]	teplota na mezní křivce rovnovážného fázového diagramu
d	[m]	průměr vrtaného kanálku
e	[m]	rozměr
h	[m]	hloubka drážky
N_r	[1]	pořadové číslo experimentálního měření
T_{oil}	[°C]	teplota oleje
A_e	[%]	procentuální podíl vzduchu v oleji na vstupu do kanálku
P_{ch_V}	[V]	elektrické napětí na snímači
P_{ch}	[bar]	tlak na snímači
Q_{lpm}	[l·min ⁻¹]	naměřený průtok oleje kanálkem

Úvod

Motorová vozidla s pístovými spalovacími motory nás provázejí již více než jedno století. Aby každý stroj s pohyblivými částmi pracoval, je nutné ho vhodně mazat, k čemuž slouží u spalovacích motorů tzv. mazací okruh. Řádným mazáním napomáháme ke snížení nechtěné disipace energie, způsobené třením vzájemně pohyblivých součástí hnacího ústrojí. Účelem motorového oleje není jen mazání těchto ploch, ale i ochrana proti korozi, odvod tepla či řízení hydraulických součástí jako jsou kupříkladu hydraulická zdvihátka. Jakákoliv nechtěná nadbytečná přeměna energie je spojena s navýšením energie potřebné k pohybu vozidla, úměrné spotřebě paliva, a tím i navýšením produkce emisí CO₂ na ujetý kilometr. Z tohoto důvodu je kladen důraz na zdokonalování všech procesů ve vozidlech nevyjímaje mazacího systému.

Významnou částí mazacího okruhu je spojení, skrze předvrtané kanálky procházející klikovým hřídelem (KH), ložiskových pánví hlavních a ojnicích kluzných ložisek. Dopravu oleje ovlivňuje celá řada parametrů, jako kupříkladu typ použitého oleje, jeho viskozita (spojená s teplotou média), tlak v systému, etc. Zároveň vlivem rotace klikového hřídele za běhu motoru působí na molekuly oleje v kanálku odstředivé síly, které vedou k místním změnám tlaku. To se projevuje výrazným poklesem tlaku v kritické oblasti – oblasti nejbližší k ose rotace. Zásadními dosavadně zjištěnými prvky nežádoucích jevů jsou přítomnost vzduchu v oleji a kavitace, obě oblasti zůstávají dále nedostatečně prozkoumány.

Diplomová práce navazuje na předchozí výzkumné činnosti v rámci společnosti Škoda Auto a.s. (ŠA) zaměřující se na tvorbu a vylepšování experimentálního zařízení pro zkoumání fyzikálních jevů, vyskytujících se v kanálku při průtoku motorového oleje, a základní analýzu nežádoucích jevů.

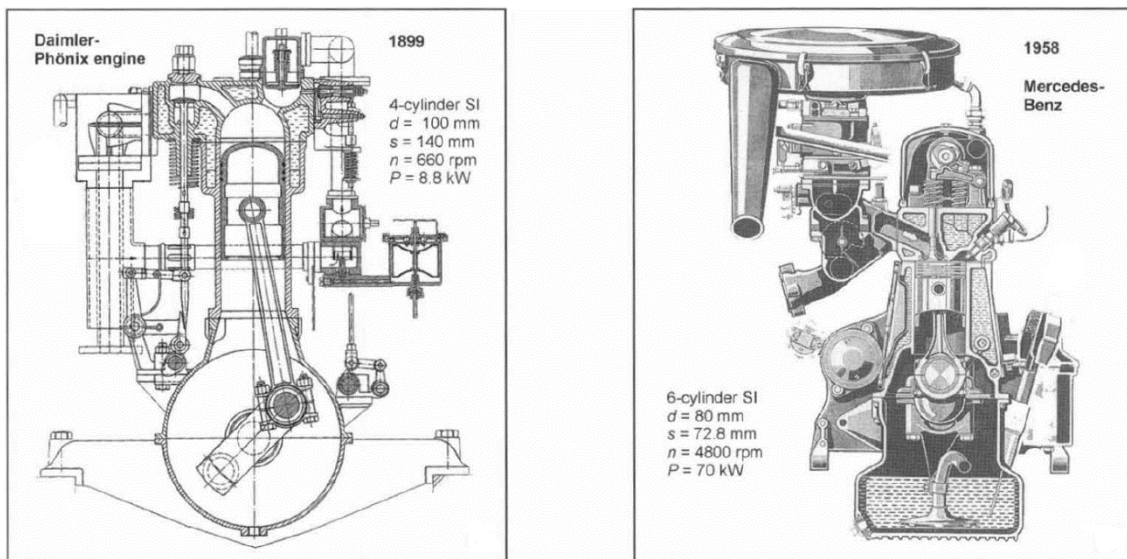
Cílem práce je provedení podrobnější parametrické studie nežádoucích jevů, při průtoku oleje kanálkem, projevujících se během rotace klikového hřídele, vedoucím k potencionálnímu selhání mazání jednotlivých ojnicích ložisek. Rešeršní část uvádí provedené výzkumy a simulační výpočty konkurenčních značek a jiných vzdělávacích institucí s výstupy, sloužící jako podpora pro vlastní experiment i simulaci. Praktická část je věnována měření na zkušebním stavu v laboratořích společnosti Škoda Auto a.s., s pozorováním pomocí akční kamery a tvorbě CFD modelu testovaného mazacího kanálku v prostředí softwaru ANSYS Fluent, se zaměřením na vliv změny parametrů na chování průtoku motorového oleje kanálkem a následným porovnáním výsledků. Závěr práce sumarizuje dosažené výsledky a jejich zhodnocení.

1 Teoretická část

1.1. Automobilový průmysl

Původní myšlenkou vynálezu spalovacího motoru byla náhrada stávajícího zdroje hnací síly, složitého a drahého parního stroje, jednodušším a dostupnějším pro řemeslníky a drobné obchodníky k pohonu strojů všeho druhu. První pokusy probíhaly již počátkem 19. století. Průlomovým v automobilovém průmyslu byl vůz, s motorem s vnitřním spalováním, sestrojený Jeanem Lenoirem v druhé polovině 19. století. K vyvození hnací síly byla ve spalovací komoře zažehována směs svítiplynu se vzduchem elektrickou jiskrou. Následně roku 1886 Karl Benz zkonstruoval první automobil, se spalovacím motorem, využívající benzín jako palivo.

V průběhu 20. století se automobilový průmysl začal poměrně rychle rozvíjet, postupně se stal jednou z nejvýznamnějších průmyslových odvětví světa. Počátek vývoje motorů s vnitřním spalováním od společnosti Mercedes-Benz a příklad sériově vyráběného řadového šestiválce jsou uvedeny na obrázku 1.1 níže.



Obr. 1.1 – Historie spalovacích motorů [1]

Ve 21. století je kladen důraz především na bezpečnost dopravy, snižování emisí, s tím spojené zvyšování efektivity provozu automobilů, a udržitelnost. Probíhá vývoj jak s využitím alternativních paliv tak i pohonů, jako hybridní, vodíkové palivové články či motory s vnitřním spalováním vodíku. [1,2]

Značný vzestup v posledních letech vykazuje především elektromobilita společně s užitím moderních technologií. Ze studií vycházejících ze tří největších automobilových trhů světa (Evropa, Spojených státy Americké, Čína) lze definovat etalon vozidla následujících let jako: elektrifikované, autonomní, sdílené, konektivní a každoročně aktualizované. Firmy Tesla a Google uvádí, že jejich vozy jsou již nyní schopné dosáhnout úrovně 3, popis úrovně je uveden na obrázku 1.2 níže. [3,4]

Úroveň podle SAE*	Popis úrovně	Řízení vozidla	Sledování dopravní situace	Reakce na dynamickou dopravní situaci	Režimy jízdy (např. dálnice, město)
Dopravní situace sledována řidičem	0 BEZ AUTOMATIZACE - vozidlo řídí výlučně řidič - řidič zároveň sleduje dopravní situaci a reaguje na ni				žádné
	1 ASISTENCE ŘIDIČE - automat provádí úkony spojené buď s příčným pohybem, nebo s podélným pohybem vozidla (nikoli však obojí současně) - řidič neustále sleduje dopravní situaci a musí být připraven v případě potřeby převzít řízení				omezené
	2 ČÁSTEČNÁ AUTOMATIZACE - automat provádí úkony spojené jak s příčným pohybem, tak s podélným pohybem vozidla současně - řidič neustále sleduje dopravní situaci a musí být připraven v případě potřeby převzít řízení				omezené
Dopravní situace sledována vozidlem	3 PODMÍNĚNÁ AUTOMATIZACE - veškeré úkony jsou prováděny automatem - řidič musí být schopen v případě nutnosti převzít řízení				omezené
	4 VYSOKÁ AUTOMATIZACE - veškeré úkony jsou prováděny automatem bez nutnosti zásahu řidiče - automat pracuje v omezených režimech jízdy				omezené
	5 PLNÁ AUTOMATIZACE - veškeré úkony jsou prováděny automatem bez nutnosti zásahu řidiče (řidič neexistuje) - automat pracuje ve všech režimech jízdy				všechny

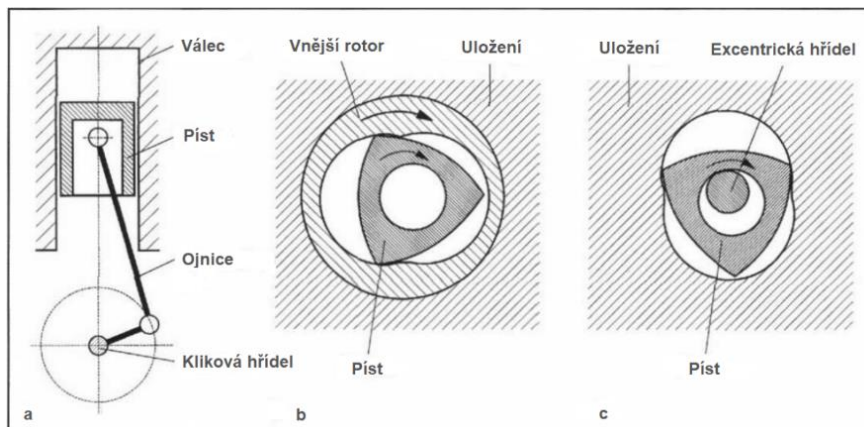
Obr. 1.2 – Úrovně autonomního řízení [5]

Ačkoliv má Evropská Unie za cíl dosažení uhlíkové neutrality do roku 2035, s čímž jde ruku v ruce návrh Evropské komise na nulové emise nových osobních automobilů a dodávek od roku 2035 a zavedení nové normy Euro7, neznamená tento počín konec výroby spalovacích motorů v Evropě, natož ve světě. I do budoucna mohou nové automobily z továren vyjíždět osazené ICE, neboť se vývoj soustředí na využití spalování vodíku či e-paliv - syntetického benzínu, nevyráběného rafinací ropy nýbrž za pomoci chemických reakcí z okolního vzduchu. Nutno vyzdvihnout výhody spalování vodíku jako je spalování velmi chudých směsí, které se uživatelsky projeví nižší spotřebou paliva nebo nízký podíl škodlivin ve výfukových plynech, kde oproti spalování benzínu či nafty se zde nachází jen oxidy dusíku (NOx) redukovatelné recirkulací spalin. Komplikovanost vývoji dodává uchovávání tekutého vodíku v zásobníku automobilu a jeho doprava do spalovací komory. V rámci chystané normy Euro7 se již započítávají emise z brzd a pneumatik i provoz za extrémních podmínek. Aktuální problematikou je způsobu měření těchto emisí a s tím spojená nemožnost počátku vývoje. [3,6,7]



1.2. Pístový spalovací motor

Zkratkou ICE, z angl. Internal Combustion Engine, označujeme motory s vnitřním spalováním, neboli termodynamické stroje, ve kterých je chemická energie přeměňována na mechanickou práci důsledkem výbuchu (spalování) směsi vzduchu a paliva. Konceptů a variant spalovacího motoru pro osobní automobil je nepřeborné množství, každé provedení má své výhody i nevýhody. Největší pokrok posledních let nastal v oblasti řízení motorů (regulace veličin), přepřehované motory se rozšířily i do malých osobních automobilů. Z konstrukčního hlediska je dnes zvláště využíváno pístu tzv. „recipročního“, který koná přímočarý vratný pohyb mezi dvěma úvratěmi, následně pomocí klikového mechanismu je pohyb převeden na rotační a dále rozváděn hnacím ústrojím (viz obr. 1.3). [2,7]



Obr. 1.3 – Pístové motory: (a) reciproční, (b) rotační s pevnou osou, (c) Wankelův rotační píst [7]

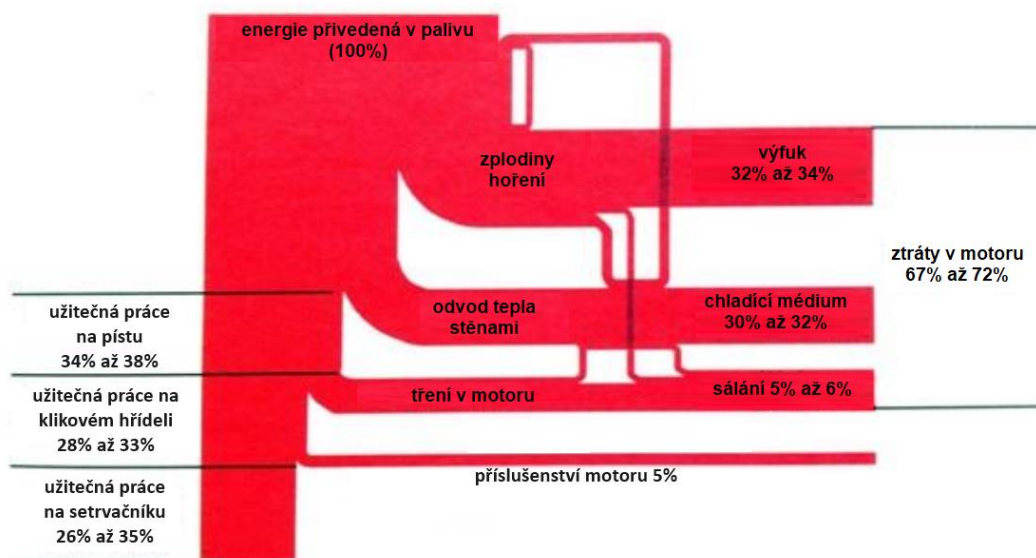
Zlepšování účinnosti hnacího ústrojí je neustálým vývojovým trendem, který vede k nižším emisím a zvýšení ekonomičnosti provozu. K dosažení se používají technologie jako přepřehování turbodmychadly, vstřikování paliva přímo do spalovací komory či variabilní časování ventilů. Maximální účinnosti se lze přiblížit pouze v laboratorních podmínkách, kdy veškerou energii obsaženou v palivu přeměníme na užitnou práci. [3,7]

K aktuálním moderním spalovacím motorům z dílny koncernu Volkswagen (VW) patří 1.5 eTSI s označením EA 211 TSI evo (viz obr. 1.4) s mild-hybridním systémem na základě elektrické soustavy s napětím 48 V, dodávající 110 kW (150 k) kombinovaného výkonu. Pro snížení spotřeby paliva během částečného zatížení (běžný jízdní styl) bylo využito Millerova spalovacího cyklu, pracujícím na principu brzkého zavírání sacích ventilů v kombinaci s vysokým kompresním poměrem 12,5:1. Další moderní technologie uvedeného motoru: turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek, deaktivace válců při nízkém zatížení (ACT), vstřikovací soustava common-rail s maximálním vstřikovacím tlakem až 350 barů, speciální úprava třecích ploch hliníkového bloku motoru. Výsledná kombinovaná spotřeba modelu VW Golf osazená tímto motorem činí 4,6 l/100km. [8]



Obr. 1.4 – Motor 1.5 eTSI EA211 evo pro Volkswagen Golf [8]

Přestože tepelnou energii odvedenou chlazením částečně využíváme k vytápění dopravního prostředku či kinetickou energii výfukových plynů k roztočení turbíny turbodmychadla a následnému přepřívání spalovací komory, v nynější době dokážeme z přivedené energie ve formě paliva převést na kinetickou energii poháněného automobilu přibližně 26-35%, v závislosti na konfiguraci hnacího ústrojí. Přepřívované naftové motory pro nákladní automobily mohou dosahovat účinnosti až 45%, nejvyšší účinnosti dosahují lodní dvoudobé naftové motory - až 54%. V praxi doprovází chod všech motorů disipace energie do různých složek, rozklad nevyužité energie je popsán na Sankeyově diagramu čtyřdobého zážehového motoru níže. [7,9]



Obr. 1.5 – Sankeyův diagram čtyřdobého zážehového motoru [9]

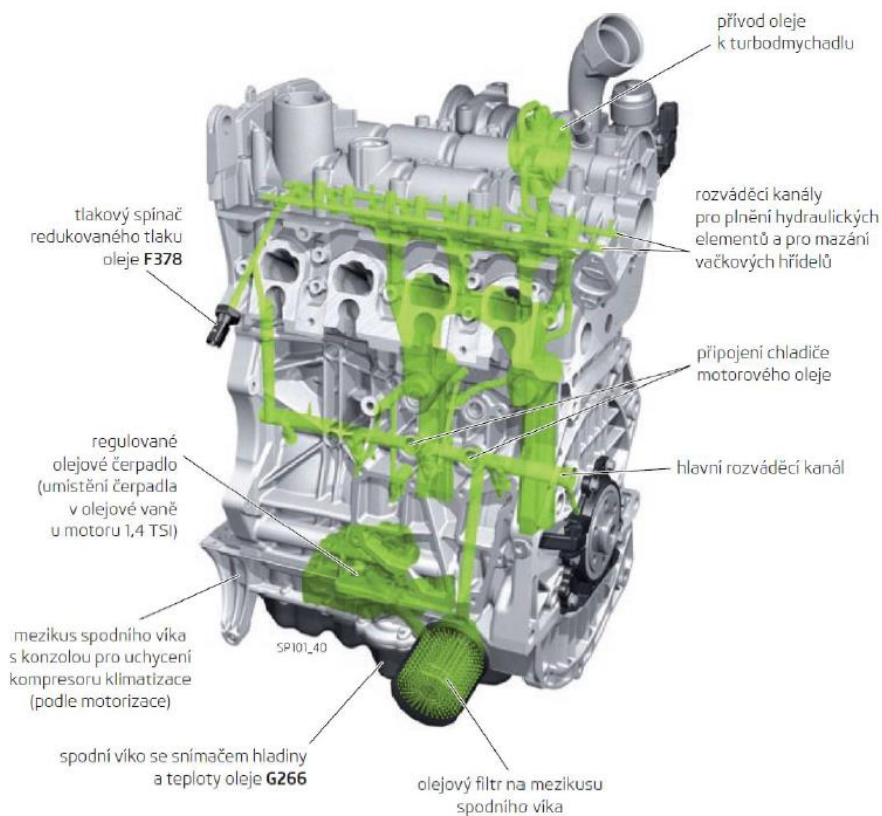


1.3. Mazací systém motoru

Za provozu spalovacího motoru dochází na stykových plochách pohyblivých součástí k tření. Mazací soustava má za úkol vytvoření tenkého olejového filmu na povrchu třecích ploch s cílem udržování výhradně kapalinného tření mezi povrchy. Následky kvalitního mazání se projeví snížením míry opotřebení (otěru) součástí, zvýšením mechanické účinnosti, s tím spojené i snížení spotřeby paliva a životnosti. Mezi další funkce patří:

- odvod tepla z nejméně tepelně namáhaných součástí (např. píst),
- vymezení provozních vůlí, zvýšení těsnosti,
- ochrana soustavy před korozi,
- rozpuštění a odvod nečistot mimo pracovní prostor,
- tlumení hluku a vibrací, přenos sil,
- médium hydraulických ovládacích součástí (nastavovače vačkových hřídelí).

Mezi nejvýznamnější místa pro přívod dostatečného množství oleje, a tím zabezpečený bezchybný chod motoru, zařazujeme např. kluzná ložiska klikové hřídele, ojnicí ložiska, hydraulická zdvihátka, ložiska vačkového hřídele, vačky a nastavovače vačkového hřídele a pracovní plochy válců. Příklad mazacího systému je uveden na obrázku 1.6. [2,7]



Obr. 1.6 – Mazací systém motoru [3]

1.3.1 Problematika tření

Na plochách motoru bez přímého přívodu natlakovaného oleje se projevuje **polosuché tření**. K tomuto smíšenému tření dochází na plochách mazaných čistě ostříkem oleje, či v případě tlakového mazání ložisek při určitých provozních stavech motoru – start a doběh, z důvodu nedostatečného množství oleje dodávaného čerpadlem a nízké vzájemné rychlosti pohyblivých ploch.

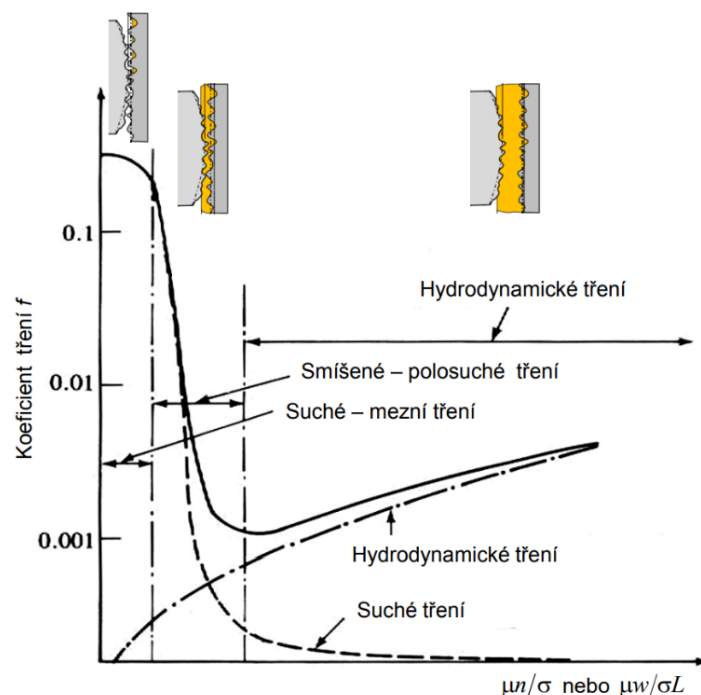
Kapalinné (hydraulické) tření je právě umožněno dostatečným přívodem tlakového oleje do místa dotyku a překonání určité minimální relativní rychlosti třecích ploch, vedoucí k vzniku mazacího klínu na vstupu do zatížené části ložiska či olejového filmu mezi dvěma paralelními plochami. Následně již nedochází k přímému dotyku stěn.

Především je nutné zamezit **suchému tření** součástí, vznikajícímu při kontaktu těles s absolutně suchými povrchy. Docházelo by k přílišnému zvyšování teplot a ořezu na třecích plochách, vedoucímu k nenávratnému mechanickému poškození. [2,7]

Poměr velikosti třecí síly vůči síle normálové (zatížení) definujeme za pomoci součinitele tření f [-], který je závislý na dynamické viskozitě média μ [Pa·s], otáčkách hřídele n [rpm] a měrné síle σ [N·m⁻²]. Následně velikost třecí síly (F_t) definuje vztah

$$F_t = f \cdot F_n \text{ [N]} \quad (1.1)$$

kde F_n [N] je velikost normálové síly. Grafické znázornění této závislosti popisuje Stribeckova křivka (zobrazena na obr. 1.7), která se mimo jiné využívá pro stanovení optimálního tlaku oleje mazací soustavy motoru o předepsaných parametrech. [2,10]

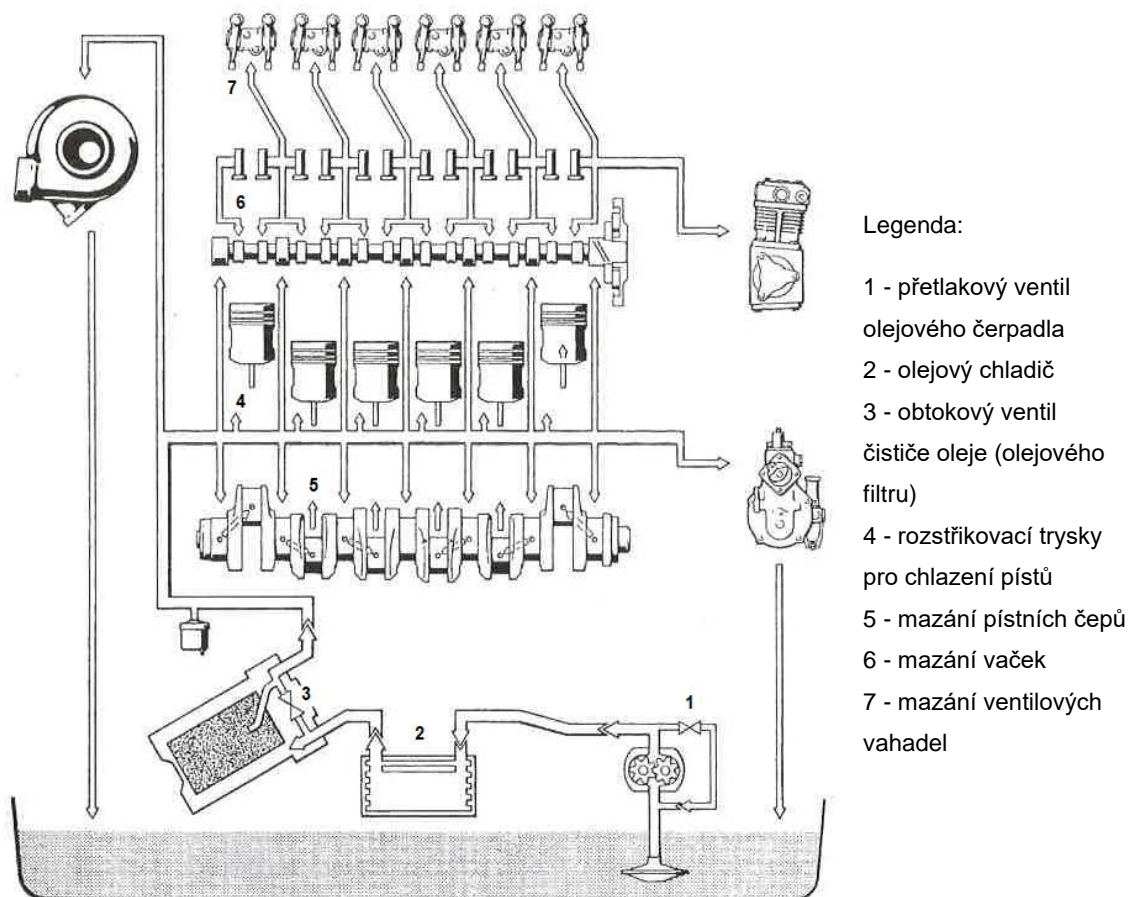


Obr. 1.7 – Stribeckova křivka [10]

1.3.2 Mazací okruh

Dnešní vozidlové spalovací motory využívají výhradně tlakové oběžné mazání s mokrou skříní. Motorový olej je nasáván olejovým čerpadlem ze zásobníku ve formě olejové vany uložené pod blokem motoru, protéká přes olejový chladič, sítím a olejovým filtrem, vyčištěný je vtlačován do galerie (mazacího okruhu) – systému mazacích kanálků vedoucích olej k jednotlivým místům mazání, jako jsou hlavní kluzná ložiska na klikové hřídeli, ojniční ložiska a ložiska vačkových hřídelů, rozstřikovací trysky pro chlazení pístů, turbodmychadlo nebo vahadla.

Lubrikaci nepřímo mazaných ploch motoru zajišťuje rozstřík a odkapávání oleje z mazaných míst, olej poté stéká po stěnách zpět do olejové jímky (vany). Příklad takového řešení mazacího okruhu je uveden na obr. 1.8. [2,3,7]

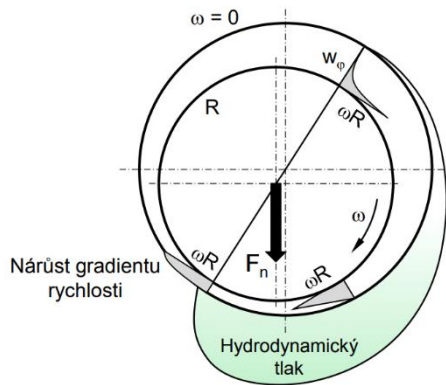


Obr. 1.8 – Oběh oleje řadového vznětového šestiválce Mercedes Benz OM 447 [7]

Příkladem dalších nezbytných prvků mazacího okruhu mohou být regulační ventil tlaku ovládaný řídicí jednotkou pomocí PWM (pulsně šířková modulace) signálu a s ním spojené tlakové snímače, teplotní snímače, chladič oleje či plno-průtokové čističe oleje (tzv. olejové filtry) s obtokovými ventily. [2,3,7]

1.3.3 Mazání kluzných ložisek

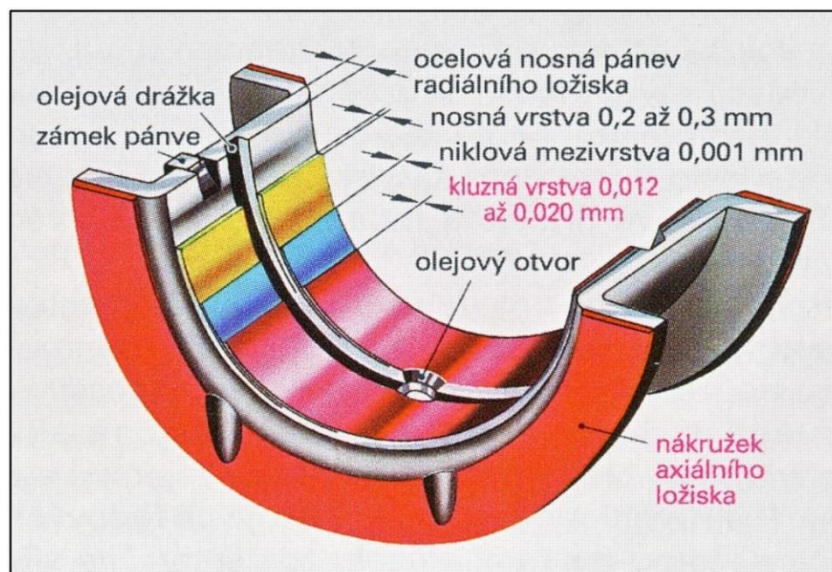
Na současně užívaná kluzná ložiska jsou kladeny velmi vysoké nároky, za provozu vozidla podléhají značnému mechanickému namáhání a i přesto musí ložiska zabezpečit rotační pohyb hřídele, odvádět teplo z třecích ploch a přenášet radiální i axiální síly. Jelikož olej zajišťuje velmi nízké hodnoty koeficientu tření (0.001 - 0.01), využívá se zpravidla hydrodynamicky mazaných dělených ložiskových pánví, které s hřídelem musí být uloženy s co nejvyšší souosou přesností. [2,11]



Za chodu motoru zajišťuje čerpadlo přísun oleje do ložisek, rotací hřídele začne být olej unášen, díky excentricitě vzniká mezi plochami klínovité zúžení s médiem o vysokém tlaku, který postupně uvádí hřídel do souososti s ložiskovými pánvemi, mezi plochami a hřídelem se utváří tenký olejový film, dochází k čistě hydrodynamickému tření. [10,11]

Obr. 1.9 – Hydrodynamické kluzné ložisko [10]

Během spuštění motoru není olejový systém pod dostatečným tlakem, tím dochází na styčných plochách ke krátkodobému polosuchému tření. Právě pro minimalizování otěru, zlepšení kluzných vlastností a dlouhodobé životnosti ložisek je konstrukce pánví několikavrstvá. Ve střední části pánve se po obvodu nachází drážka sloužící k zásobení ojnicních kluzných ložisek olejem (viz obr. 1.10), přitékajícím do drážky předvrtanými kanálky uvnitř klikového hřídele, které jsou součástí olejové galerie. Téma průtoku oleje vrtanými kanálky KH bude samostatně popsáno v kapitole 1.7. [2,11]



Obr. 1.10 – Konstrukce sruženého kluzného ložiska [11]

1.4. Motorové oleje

Motorové oleje, neboli chemické směsi uhlovodíků skládající se z matrice (základové složky) a aditiv, slouží především k mazání součástí spalovacích motorů. Olej působí také jako médium pro odvod tepla generovaného třením, odvod abrazivních částic a nečistot do zásobníku a filtrační jednotky, omývá prostory spalovacího motoru od kontaminantů, zadržuje je a chrání kovové části vůči korozi.

Nejběžnějším typem jsou minerální oleje ošetřené aditivy, vyrobené rafinací z ropy za sníženého tlaku. Vyšší požadavky na dynamické vlastnosti v kombinaci s prodlouženou životností vedly k širokému zavedení syntetických (získávají syntézou ideálně z jiných látek než z ropy, např. z ethenu C_2H_4) a polo-syntetických olejů (kombinace), které se využívají dnes přednostně – nevýhodou však zůstává vyšší cena.

Pro zlepšení vlastností se využívá aditiv, podílejících se v objemu oleje až z 30%. Rozdělení přídatných látek z hlediska funkcionality je uvedeno v tabulce 1.1. [2,7,12]

Tab. 1.1 – Přehled typů aditiv motorových olejů a jejich funkcí [2]

Název	Funkce
VI aditiva	zvyšují viskozitu ve vztahu k teplotě (viskózní index)
antioxidanty	zpomalují stárnutí oleje = prodlužují dobu užití a skladování
detergenty	zamezují usazování kalových částic v mazacím okruhu
inhibitory	navazují na sebe nečistoty a dopravují je do čističe
disperzanty	zamezují tvorbě studených kalů
modifikátory	zabraňují korozivnímu působení oleje na kovové povrchy
ostatní přísady	snižující pění oleje, míru otěru a opotřebení součástí

1.4.1 Viskozita

Základní parametr hodnotící vlastnosti motorového oleje se nazývá **viskozita**, definována jako míra vnitřního tření kapaliny, způsobená odporem (třením) molekul při vzájemném pohybu. Při nižších teplotách může být hodnota viskozity tak vysoká, aby ještě olej v kluzných ložiscích nepůsobil nadměrný odpor rotačnímu pohybu.

Naopak při vyšších teplotách musí být olej tak viskózní, aby ještě udržel vrstvu mazacího filmu mezi styčnými plochami. Tedy při zvýšení teploty oleje se viskozita snižuje. [2,7,12]

Jednotkou míry vnitřního tření molekul v kapalině je **kinematická viskozita** ν , určována v laboratorních podmínkách průtokem kapaliny vertikálně uloženou kapilárou. Odečítá se čas potřebný pro kapalinu k průtoku úseku kapiláry při dané teplotě, ten přímo úměrně odpovídá hodnotě kinematické viskozity. Matematicky definována vztahem

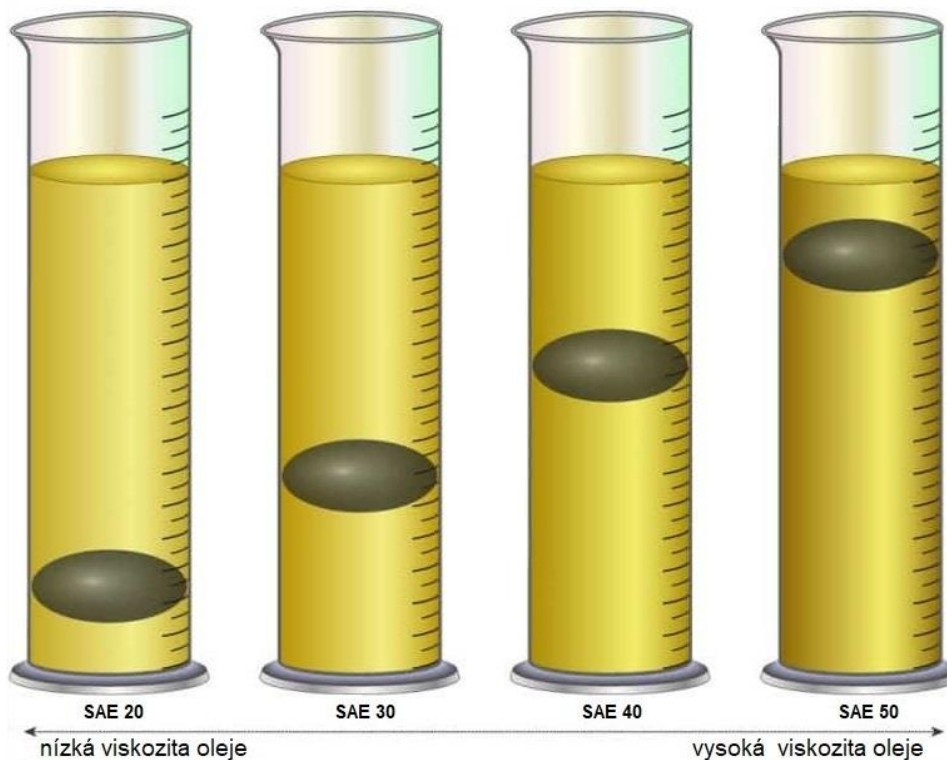
$$\nu = \frac{\eta}{\rho} [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (1.2)$$

kde kinematická viskozita ν je rovna podílu dynamické viskozity $\eta [Pa \cdot s]$ a hustoty $\rho [kg \cdot m^{-3}]$. **Dynamická viskozita** (neboli vazkost) je konstanta přímé úměrnosti tečného napětí vnitřního tření molekul kapaliny s gradientem rychlosti

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} [Pa] \quad (1.3)$$

kde τ zastupuje tečné napětí a výraz $\frac{dv}{dy} [m \cdot s^{-1}]$ právě zastupuje gradient rychlosti. Převrácená hodnota dynamické viskozity se nazývá tekutost.

Vliv hodnoty viskozity na vzájemný pohyb molekul kapaliny, a tedy i těles s třecími plochami, je zobrazen na obrázku 1.11, kde do trubic stejných rozměrů byly nality oleje rozdílné klasifikace (viskozity), následně ve stejnou dobu spuštěny ocelové kuličky. Olej o vyšší viskozitě klade tělesu kuličky větší odpor proti pohybu. [2,7,12,13]



Obr. 1.11 – Demonstrace rozdílnosti viskozity oleje [13]

1.4.2 Klasifikace motorových olejů

Aby bylo možné v dnešních automobilech využívat daný motorový olej celoročně, klade se důraz na stálost vlastností oleje jak za nízkých, tak za vysokých teplot a proměnného zatížení. K popisu závislosti daného oleje na teplotě slouží parametr viskózní index (VI), vyjádřený numerickou hodnotou. **Normy SAE** (Society of Automotive Engineers) jsou mezinárodně uznávaným standardem pro definování teplotního rozpětí vhodného pro užití daného oleje. [2,7]

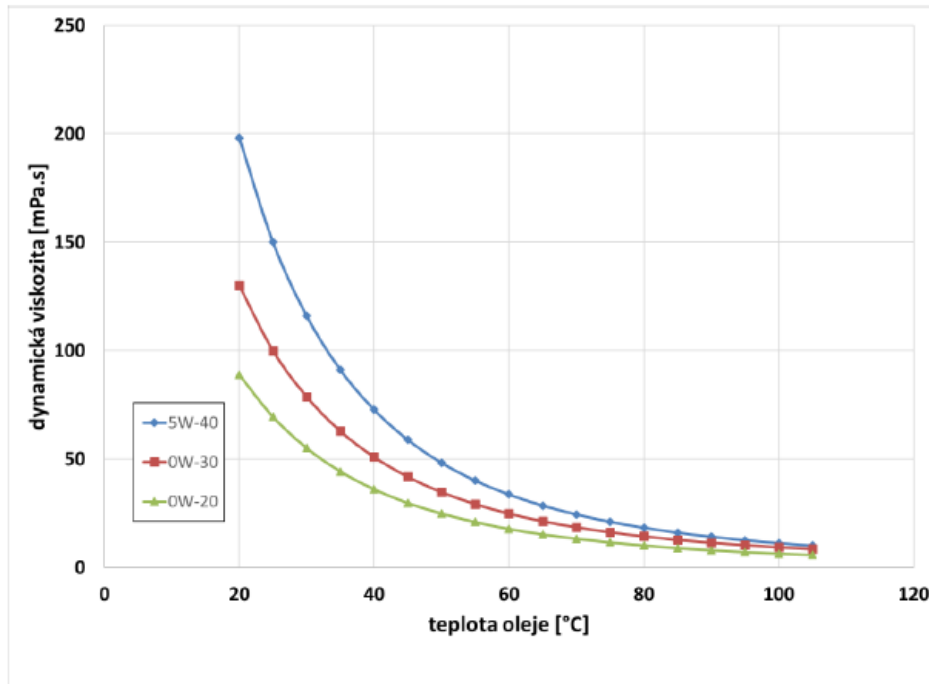
V tabulce 1.2 je uvedeno rozdělení motorových a převodových olejů do 14 tříd, 6 pro velmi nízké teploty („W“ z angl. winter – zima) a 8 pro teplé podnebí. Hodnota minimální HTHS viskozity popisuje schopnost mazání za zvýšených teplot a tečného napětí. Od moderních olejů je vyžadována vysoká kvalita a celoroční provoz, z tohoto důvodu jsou definovány jako **více-rozsahové oleje**, tedy pokrývají označení několika tříd. V současnosti jsou trendem syntetické oleje nižších tříd, z důvodu vyšší tekutosti, s tím spojenému rychlejšímu promazání motoru po startu a tím i nižší spotřeby paliva. Například olej 0W-20 má při -35°C max. viskozitu 6200 mPa·s a zároveň podléhá normě SAE 20, o viskozitě: kinematické 6.9-9.3 mm²/s a min. HTHS 2.6 mPa·s. [2,3,7]

Tab. 1.2 – Viskózní třídy motorových a převodových olejů dle SAE (2015) [2]

Třída SAE	Maximální viskozita [mPa·s]	Teplota hraniční čerpatelnosti 60 000 mPa·s [°C]	Kinematická viskozita při 100°C [mm ² /s]		Minimální HTHS ¹ viskozita při 150°C a $\gamma' = 10^6 \text{s}^{-1}$ [mPa·s]
			minimální	maximální	
0 W	6 200 při -35°C	-40	3.8	-	-
5 W	6 600 při -30°C	-35	3.8	-	-
10 W	7 000 při -25°C	-30	4.1	-	-
15 W	7 000 při -20°C	-25	5.6	-	-
20 W	9 500 při -15°C	-20	5.6	-	-
25 W	13 000 při -10°C	-15	9.3	-	-
8	-	-	4	< 6.1	1.7
12	-	-	5	< 7.1	2
16	-	-	6.1	< 8.2	2.3
20	-	-	6.9	< 9.3	2.6
30	-	-	9.3	< 12.5	2.9
40	-	-	12.5	< 16.3	3.5*
40	-	-	12.5	< 16.3	3.7**
50	-	-	16.3	< 21.9	3.7
60	-	-	21.9	< 26.1	3.7

¹High Temperature High Shear, také nazýváno viskozita pod tečným napětím
 *platí pro oleje 0W-40, 5W-40, 10W-40
 **platí pro oleje 15W-40, 20W-40, 25W-40, 40

Na obrázku 1.12 níže jsou znázorněny praktické hodnoty dynamické viskozity motorových olejů, využívaných koncernem Volkswagen, v závislosti na pracovní teplotě.



Obr. 1.12 – Průběh závislosti dynamické viskozity vybraných olejů na teplotě [3]

Normy SAE velmi dobře popisují fyzikální vlastnosti motorových olejů, neslouží však k popisu jejich výkonnostních charakteristik, neboli jejich reálného využití nejen v závislosti na teplotě, ale i na zatížení. Existuje více testovacích procedur:

- ACEA (Association des Constructeurs Européens de l'Automobile) - evropská
- API (American Petroleum Institute) - americká,
- MIL (military) - vojenská,
- tovární specifikace - VW, Volvo, MAN, Mercedes-Benz, etc.

podle kterých jsou následně oleje přiřazeny do jednotlivých výkonnostních tříd, které určují rozsah použití v konkrétních motorech. Níže v tabulce 1.3 je uvedeno výkonnostní rozdělení dle tovární specifikace koncernu VW. [2,7]

Tab. 1.3 – Výkonnostní třídy motorových olejů dle firemní normy VW [3]

Motor	Standartní intervaly		Prodloužené intervaly životnosti	LowSAPS*
	nižší výkonnost	vyšší výkonnost		
zážehový	VW 501.01 VW 500.00	VW 502.00	VW 503.00 VW 503.01	VW 504.00
vznětový		VW 505.00 VW 505.01	VW 506.00 VW 506.01	VW 507.00

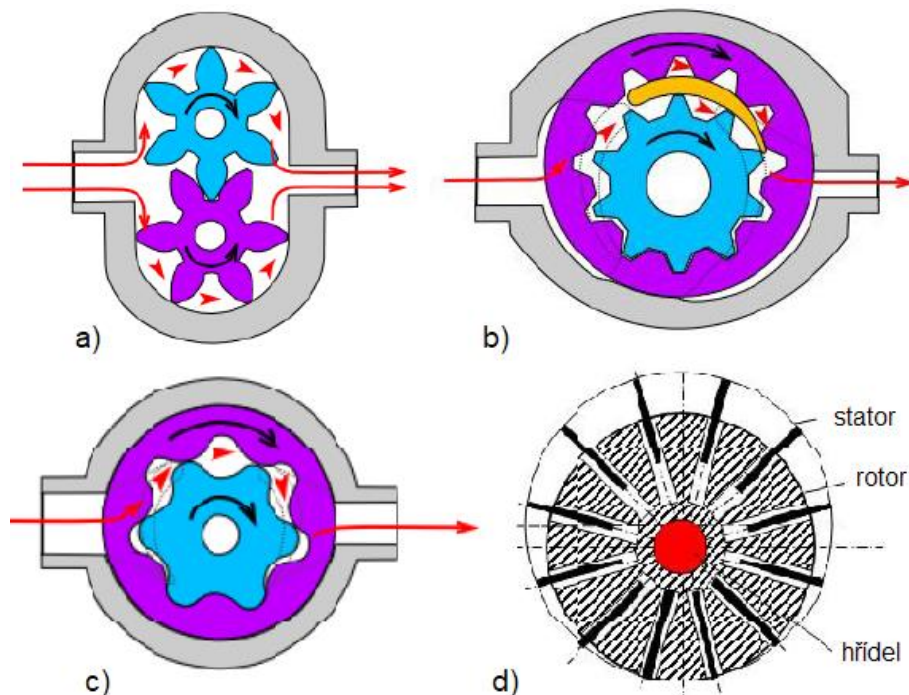
*LowSAPS označuje oleje s velmi nízkým obsahem sulfátového popela (SA), fosforu (P) a síry (S) s cílem maximálního snížení výfukových emisí



1.5. Olejová čerpadla

Olejové čerpadlo je esenciální součástí mazacího okruhu se dvěma základními úkoly: zajistit cirkulaci značného množství (až 30 l/min) motorového oleje a natlakování mazacího systému (v závislosti na konstrukci motoru 1-5 bar za normálního provozu). U moderních motorů s rozvody DOHC (ventilový rozvod se dvěma vačkovými hřídeli v hlavě válců) zpravidla pohon olejového čerpadla zajišťuje ozubený řemen či řetěz, případně ozubená soukolí, přímo z klikového hřídele.

Mezi využívané konstrukce olejových čerpadel u vozidlových motorů můžeme zařadit zubová, srpkovitá s vnitřním ozubením, rotační s vnějším či vnitřním rotorem (s trochoidním tvarem ozubení) a dnes nejvíce rozšířená lamelová (viz obr. 1.13). [1,3,7]



Obr. 1.13 – Olejová čerpadla: (a) zubové, (b) srpkovité, (c) trochoidní, (d) lamelové / lopatkové [13]

Zástupcem čerpadel jednostupňových může být jednoduché zubové čerpadlo, kde hodnota průtoku přímo závisí na otáčkách čerpadla (klikového hřídele). Alternativou mohou být čerpadla dvoustupňová, kde v průběhu navyšování otáček KH dojde ke změně převodového stupně, a s tím spojené nižší tlakové hladiny na vyšší, např. zubové dvoustupňové čerpadlo. V závislosti na zatížení a podmínkách chodu motoru je velice výhodné přizpůsobovat průtok oleje příslušným otáčkám.

Moderní variabilní lamelová konstrukce poskytuje možnost regulovat hodnotu průtoku radiálním přestavením statoru čerpadla vůči rotoru. Díky této funkci lze průběžně měnit excentricitu, tedy tím i hodnotu tlaku v mazacím okruhu, v závislosti na režimu chodu motoru a provozních podmínkách (zatížení, teplota oleje, otáčky). [1,7,12]

1.6. Vývoj mazacích systémů v rámci Škoda Auto

V této kapitole bude představeno několik zástupců moderních řešení olejových čerpadel, z dílny firmy Škoda Auto a.s, postupně dle historického vývoje.

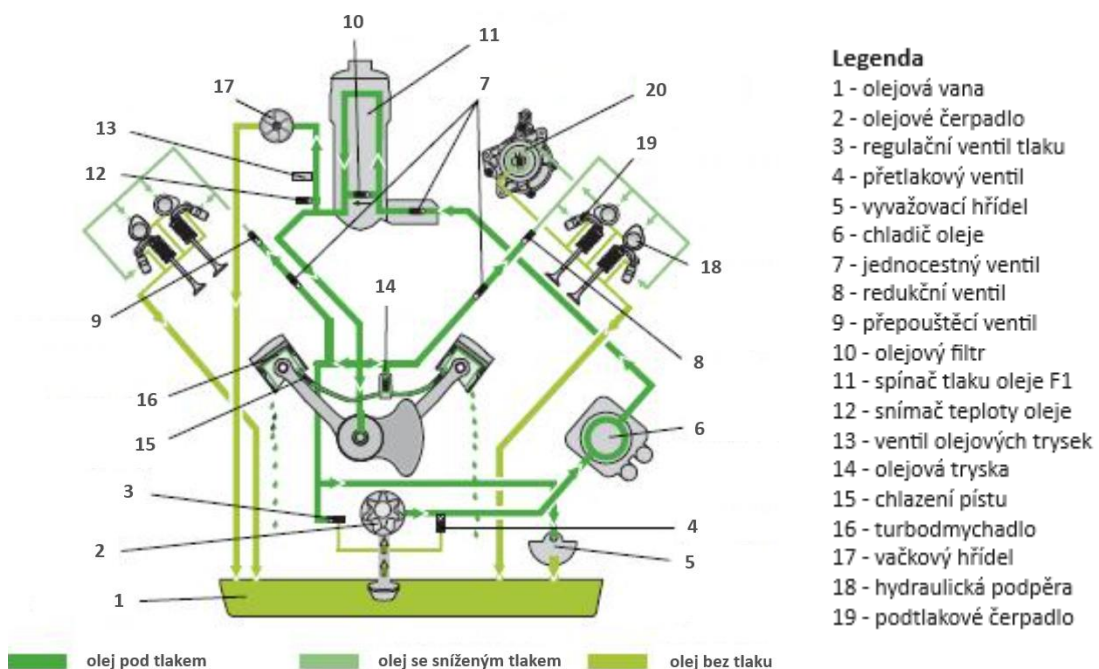
1.6.1 Jednostupňové zubové duocentrické čerpadlo

Jedním z motorů vybaveným jednostupňovým zubovým olejovým čerpadlem s vnitřním ozubením, umístěným přímo v olejové vaně, byl přepliňovaný diesellový šestiválec o objemu 2496 cm³. Technická data motoru jsou uvedena v tabulce 1.4.

Tab. 1.4 – Technická specifikace motoru 2.5 V6 TDI AYM/BDG [14]

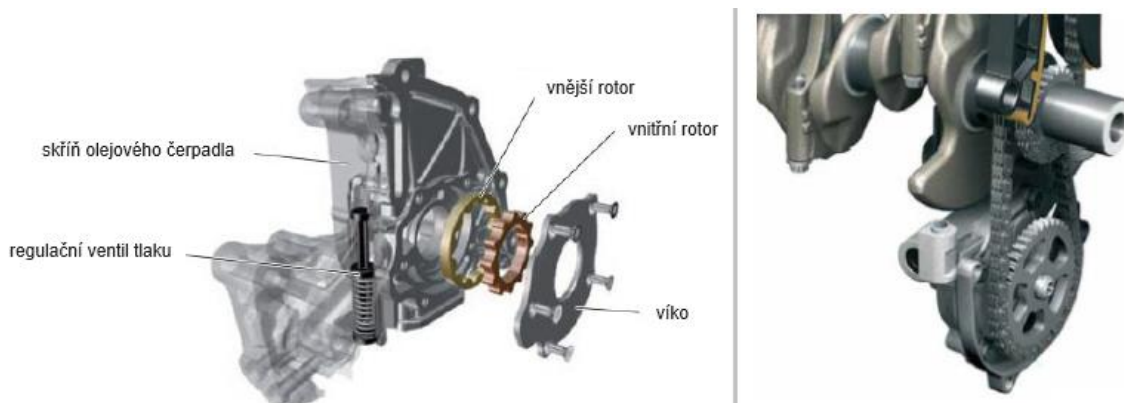
kód motoru	AYM / BDG
konstrukce	vidlicový motor
objem	2496 cm ³
kompresní poměr	18,5:1
vtřání x zdvih	78,3 x 86,4 mm
počet válců	6
max. výkon	114 / 120 kW při 4000 rpm
max. kroutící moment	310 Nm při 1400-3500 rpm / 350 Nm při 1500-3000 rpm
olejové čerpadlo	jednostupňové zubové duocentrické s vnitřním ozubením
emisní norma	Euro 3 / Euro 4

Známy motor z modelu Škoda Superb 1. generace již byl kupříkladu vybaven turbodmychadlem s variabilní geometrií lopatek a bylo možné si ho v letech 2001-2006 objednat jak s 6^o manuální tak s 5^o automatickou převodovkou. Schéma olejového systému je uvedeno na obrázku 1.14 níže. [3,14]



Obr. 1.14 – Mazací okruh 2.5 TDI V6 vozidla Škoda Superb 1. generace [15]

Jednostupňové olejové čerpadlo *duocentric* získalo název díky nesouososti středů vnějšího a vnitřního rotoru. Je vybaveno ochranou před poškozením motorových součástí ve formě přetlakového (regulačního) ventilu tlaku, umístěném na výstupu z čerpadla, zaručujícím téměř konstantní hodnotu tlaku v oběhu. Regulace probíhá díky rovnováze sil na dvoupístkovém šoupátkovém systému s pružinou. Pohon duocentrických čerpadel je veden buď od jednoho z vyvažovacích hřídelů, ozubeným řetězem od klikového hřídele (viz obr. 1.15 vpravo) či napřímo spojením s přední částí KH (viz obr. 1.15 vlevo). [12,14,15]



Obr. 1.15 – Olejové čerpadlo Duocentric [14]

1.6.2 Dvoustupňové čerpadlo s vnějším ozubením

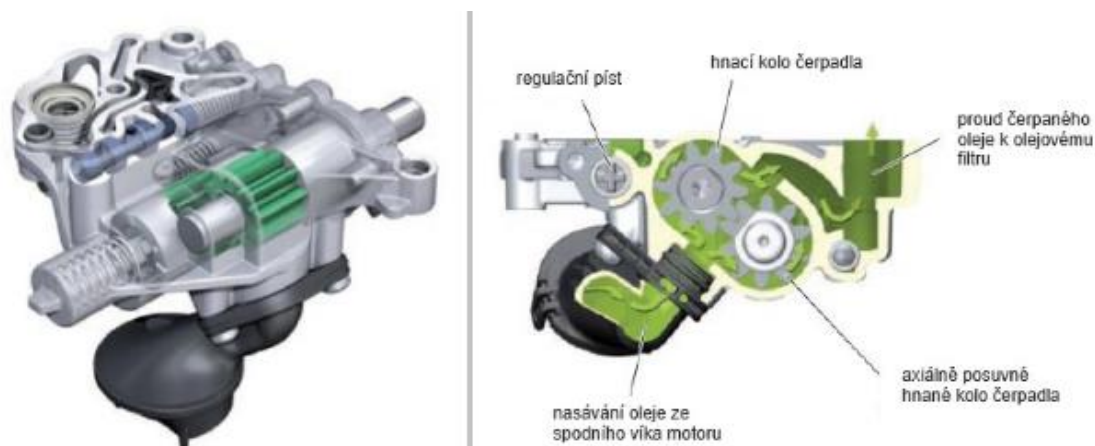
Regulovatelné dvoustupňové olejové čerpadlo s vnějším ozubením můžeme nalézt u přeplňovaného zážehového motoru 1.8TSI 132 kW z řady EA888. Zajímavostí je přidaná „spínatelnost“ samostatného okruhu olejového ostříku (chlazení) pístů řídicí jednotkou. U nové řady zážehových motorů EA211 známé od roku 2011, bylo v závislosti na motorizaci využito obou čerpadel: duocentric umístěné na boku bloku motoru (1.0 a 1.6 MPI, 1.2 TSI); dvoustupňové zubové (1.4 TSI) - viz tabulka 1.5. [12,14]

Tab. 1.5 – Technická specifikace motorů s dvoustupňovým čerpadlem [14]

kód motoru	CJSA (EA 888)	CHYB (EA 211)	CHPA (EA 211)
konstrukce	řadový motor		
objem	1798 cm ³	999 cm ³	1395 cm ³
plnění	přeplňovaný	atmosférický	přeplňovaný
kompresní poměr	9,6:1	10,5:1	10,5:1
vrtání x zdvih	82,5 x 84,2 mm	74,5 x 76,4 mm	74,5 x 80,0 mm
počet válců	4	3	4
max. výkon	132 kW při 5100-6200 rpm	55 kW při 6200 rpm	103 kW při 4500-6000 rpm
max. kroutící moment	250 Nm při 1250-5000 rpm	95 Nm při 3000-4300 rpm	250 Nm při 1500-3500 rpm
olejové čerpadlo	dvoustupňové zubové	duocentric	dvoustupňové zubové
emisní norma	Euro 6	Euro 5	Euro 5

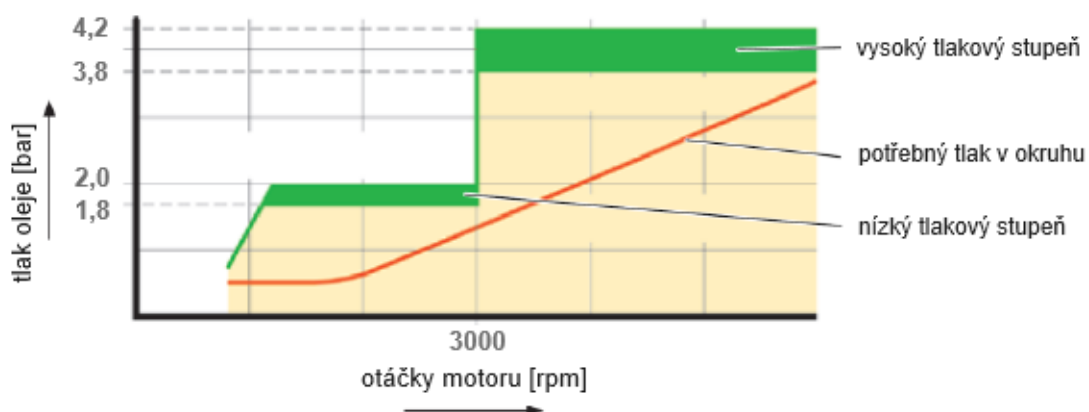


Dvoustupňové zubové čerpadlo s vnějším ozubením dovoluje díky možnosti axiálního posuvu hnaného kola regulovat hodnotu tlaku v mazacím okruhu. Axiálním posuvem hnaného kola dochází ke změně šířky záběru ozubeného soukolí, přímo úměrně se mění hodnota čerpaného množství, tedy i průtok a tlak. Na obrázku 1.16 je na levé straně uvedeno grafické znázornění zmiňovaného čerpadla, pravá strana obrázku znázorňuje průtok oleje čerpadlem za běhu, kde k nasávání dochází přímo ze spodního víka motoru (tzv. olejové vany). [3,12,14]



Obr. 1.16 – Dvoustupňové olejové čerpadlo [14]

Výhodnost změny tlaku oleje v mazacím okruhu uvádí obr. 1.17 níže, kde lze spatřit grafické znázornění požadovaného tlaku, kterého hodnota s nárůstem otáček motoru úměrně narůstá. Uvedená grafická závislost tlaku na otáčkách motoru patří vznětovému tříválci 1.4 TDI 77 kW CUTA, známém především z modelu Škoda Fabia III. Při nižších otáčkách pracuje olejové čerpadlo na první stupeň (1,8 – 2 bar), při překročení 3000 rpm je signálem řídicí jednotky axiálně posunuto hnané ozubené kolo na druhý stupeň, kde se tlak v mazacím okruhu pohybuje na téměř konstantních hodnotách tlaku 3,8 – 4,2 bar. Při snížení otáček motoru pod 3000 rpm opět čerpadlo přeřadí na první stupeň. [12,14]



Obr. 1.17 – Průběh tlaku v mazacím okruhu u dvoustupňového čerpadla [14]

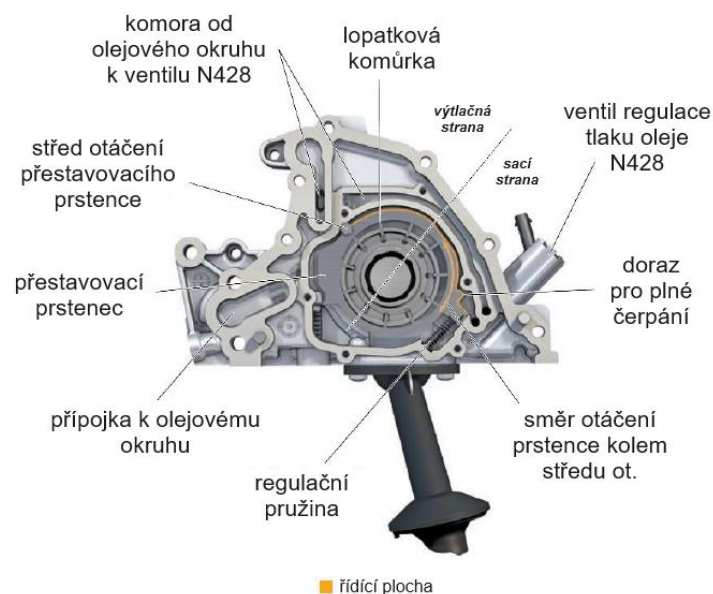
1.6.3 Regulovatelné čerpadlo s lopatkovými komůrkami

Se zvyšujícími se nároky na regulovatelnost hodnot tlaku a průtoku oleje mazacím systémem motorů vozidel, koncern VW vyvinul moderní olejové čerpadlo s možností plynulé regulace obou veličin – čerpadlo s lopatkovými komůrkami (tzv. lamelové). Jako motor osazený tímto vývojovým prvkem můžeme uvést přeplňovaný řadový zážehový tříválec 1.0 TSI 85kW vyskytující se například v modelu Škoda Octavia III. Více technických dat je uvedeno v tabulce 1.6 níže. [3,12,14]

Tab. 1.6 – Technická specifikace motoru 1.0 TSI 85 kW [14]

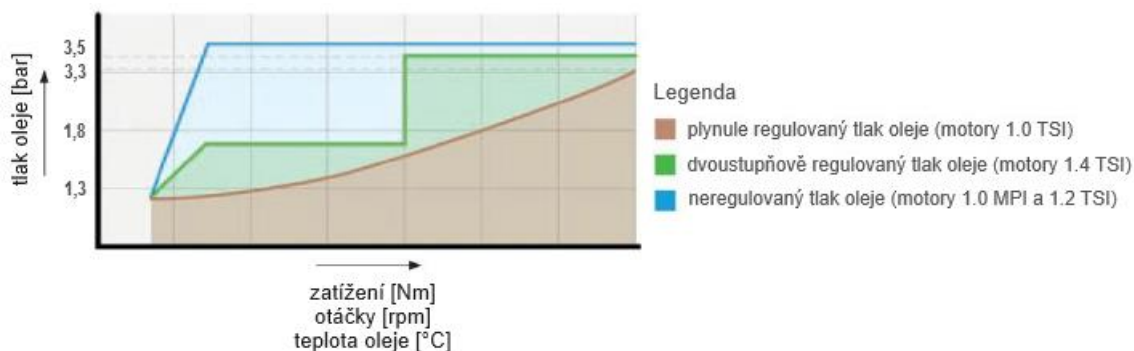
kód motoru	CHZD
konstrukce	řadový motor
objem	999 cm ³
kompresní poměr	10,5:1
vtřání x zdvih	74,5 x 76,4 mm
počet válců	3
max. výkon	85 kW při 5000-5500 rpm
max. krouticí moment	200 Nm při 2000-3500 rpm
olejové čerpadlo	variabilní s lopatkovými komůrkami (lamelové)
emisní norma	Euro 6

U čerpadla s lopatkovými komůrkami dochází plynule v reálném čase k natáčení přestavovacího prstence, tím změně geometrie (objemu) prostorů mezi lopatkovými komůrkami na sací a výtlačné straně, vedoucí ke změně průtoku. Díky osazení čerpadla ventilem regulace tlaku N428 a snímačem tlaku oleje G10 v hlavě válců lze plynule měnit i tlak. V závislosti na otáčkách, zatížení a teplotě oleje je hodnota tlaku v okruhu za běhu motoru regulována na hodnoty mezi 1,3 až 3,3 bar. Grafické znázornění lamelového čerpadla je uvedeno na obr. 1.18 níže. [3,12,14]



Obr. 1.18 – Konstrukce lamelového čerpadla [14]

Jak již bylo zmíněno, v závislosti na provozních podmínkách motoru je možné díky lamelovému čerpadlu plně regulovat tlak oleje v mazacím okruhu. Porovnání jednotlivých typů čerpadel je uvedeno na obr. 1.19 níže, s odkazem na průběh tlaku na obr. 1.17 je přímo viditelná výhodnost použití čerpadla s lopatkovými komůrkami, neboť průběh tlaku téměř přímo kopíruje křivku žádaného tlaku v okruhu.



Obr. 1.19 – Porovnání průběhu tlaků v mazacím okruhu dle typu čerpadla [14]

Ve fázi *spouštění motoru* řídicí jednotka motoru pomocí signálu s pulzně šířkovou modulací (PWM) aktivuje ventil regulace tlaku N428, jelikož nyní ještě na řídicí plochu nepůsobí tlak oleje, dojde k nastavení do polohy pro plné čerpání přestavením prstence regulační pružinou. Lopatkové komůrky jsou maximálně otevřené a olejové čerpadlo dodává do okruhu maximální množství oleje při příslušných otáčkách.

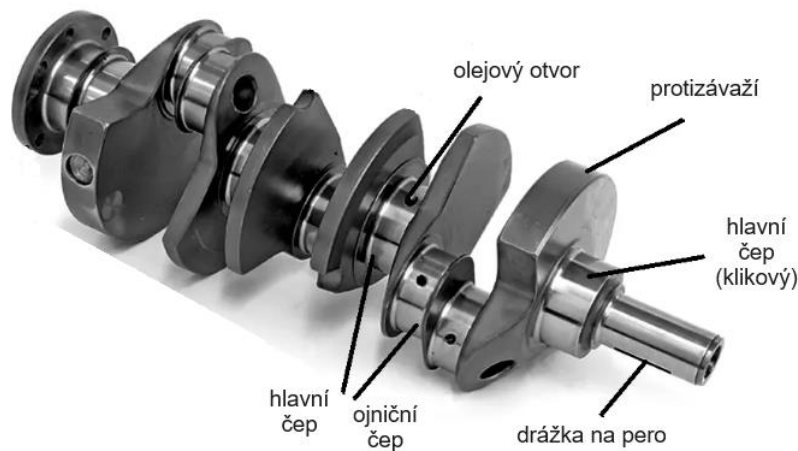
Snímač tlaku oleje G10, umístěný v hlavě válců, kontinuálně měří tlak oleje a hodnoty zasílá pomocí datového protokolu řídicí jednotce k vyhodnocování. Hydraulický 3/2 cestný *ventil regulace tlaku oleje N428* se v závislosti na signálu PWM přestavuje a uvolňuje průtočný průřez určitého rozměru směrem k řídicímu kanálu olejového čerpadla. Tím je olej přiveden k řídicí ploše přestavovacího prstence, ten se natočí a změní množství čerpaného oleje.

Pokud řídicí jednotka *za běhu motoru* pomocí vstupních dat vyhodnotí, že je třeba zvýšit či naopak snížit objem dodávaného oleje do mazacího okruhu, ventil N428 je aktivován a uvolňuje příslušný průřez (menší pro navýšení tlaku v oběhu a naopak) pro přítok oleje z mazacího okruhu – úměrně tomu se natáčí přestavovací prsteneček (navýšení tlaku = směrem k plnému čerpání). [3,12,14]

1.7. Průtok oleje kanálkem klikového hřídele

1.7.1 Klikový hřídel

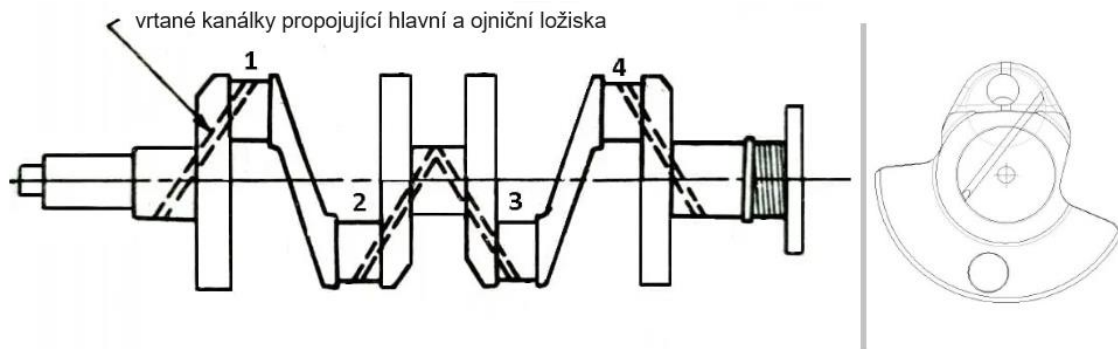
U valné většiny vozidlových motorů písty spalovacího motoru konají přímočarý vratný pohyb, kliková hřídel v kombinaci s ojnicí slouží k převodu na pohyb rotační a kinetickou energii pístů dále rozvádí skrze pohonné ústrojí až k hnáným kolům vozidla. Vedle převodu pohybu působí hřídel také jako nedílná součást mazacího okruhu. Motorový olej prochází mazacím systémem od olejového čerpadla blokem motoru sítí vrtaných kanálků až k hlavním čepům (hlavním kluzným ložiskům) klikového hřídele (viz obr. 1.20). Právě od nich pomocí předvrtaných kanálků uvnitř KH je olej dopraven až k ložiskům ojnicím (viz kapitola 1.3.3.Mazání kluzných ložisek). [2,7]



Obr. 1.20 – Klikový hřídel [16]

1.7.2 Systém vrtaných kanálků v klikovém hřídeli

K dostatečnému mazání ojnicích kluzných ložisek zajišťuje dopravu motorového oleje systém vrtaných kanálků, vedený od hlavních ložisek k ojnicím. Počet kanálků a jejich uspořádání je definováno počtem válců, konstrukcí motoru, nároky na plynulé mazání, ale i náročnost výroby. Existuje řada provedení, přímým vývrtem z hlavního do ojnicího ložiska vytvoříme kanálek nazvaný typ „I“ dle podobnosti s písmenem abecedy (viz obr. 1.21). [3,12,16]



Obr. 1.21 – Systém vrtaných kanálků typu „I“ uvnitř klikového hřídele [12,16]

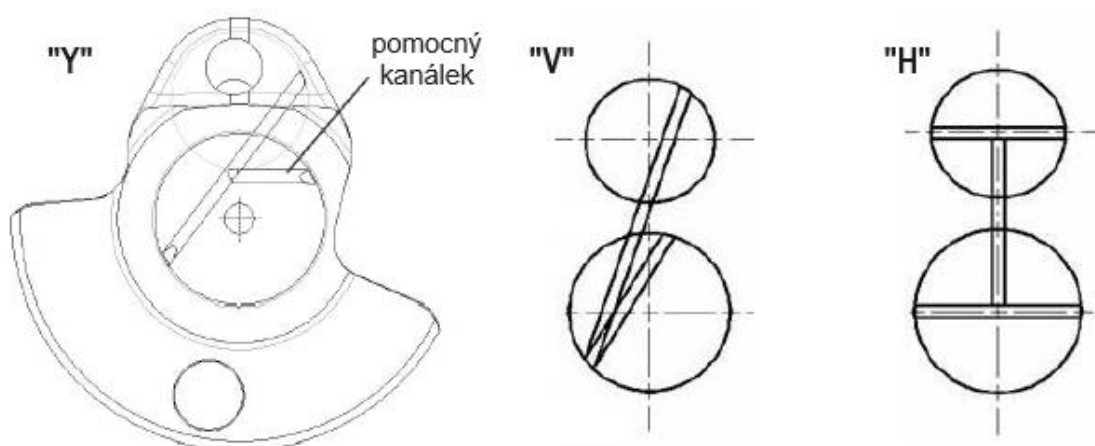
Na bočním pohledu kanálku typu „I“ (obr. 1.21 vpravo) lze rozeznat přímý vývrt vedený mimo osu rotace klikové hřídele, okolnosti tohoto přístupu budou vysvětleny v kapitole 1.7.3 Fyzikální chování oleje v klikovém hřídeli.

Při konstrukci motoru je důležité klást důraz na dimenzování vůlí v ložiskových pánvích. Jsou-li příliš malé, zvyšují hodnotu tlaku a riziko kontaktu kluzných ploch, naopak při příliš velkých vůlích dochází k volnému vytékání oleje a k poklesu tlaku v olejovém systému.

Jakmile při rotaci KH je zarovnán vstup do kanálku s vyfrézovanou olejovou drážkou v kluzném ložisku, začíná do kanálku proudit olej. Provedení drážek v kluzných ložiscích dle výrobce má mnoho podob, mezi nejpoužívanější řadíme:

- 360° - olej proudí do kanálku nepřetržitě,
- 180° - olej proudí do kanálku polovinu otáčky KH, díky tomuto jevu mohou vznikat pulsace v dopravovaném množství oleje
- 150° - olej proudí do kanálku méně než polovinu otáčky KH, obdobně vzniká pulzací.

Pulsační jev se zmírňuje nárůstem otáček motoru, případně se mohou pro plynulejší přívod maziva, vedle kanálku typu „I“, využít kanálky typů „V“, „H“ či „Y“ s pomocnými vývrty, uvedenými na obr. 1.22 níže. Dále bude v práci již výhradně hovořeno o jednoduchém kanálku typu „I“. Pro zajímavost u motocyklových spalovacích motorů bývá olej, pro lepší mazání a zvýšení potenciálu chlazení, veden i přímo středem klikového hřídele. [3,12,17]



Obr. 1.22 – Vrtané kanálky typu „Y“, „V“ a „H“ [16,17]

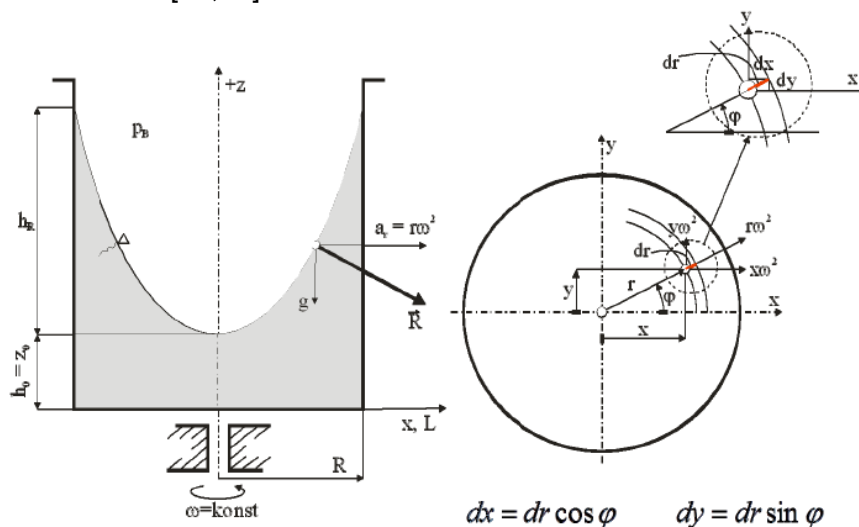
1.7.3 Fyzikální chování oleje v klikovém hřídeli

Vlivem spalování paliva ve spalovací komoře a výskytem tření u pohyblivých částí motoru se jednotlivé prvky hnacího ústrojí zahřívají, mezi nimi i kliková hřídel a motorový olej, který je namáhán jak tepelně od stěn součástí, tak i mechanicky (tření, tlakové síly) a chemicky (spaliny). Uvnitř kanálku klikového hřídele dosahují teploty při běžném provozu úrovně 80°C až 150°C. Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.4 Motorové oleje, s rostoucí teplotou klesá viskozita i hustota. [7,12]

Významnější veličinou pro popis chování oleje v kanálku je tlak, neboť na molekuly kapaliny chodu motoru působí paralelně dvě silové složky:

- tlak proudu oleje generovaný olejovým čerpadlem,
- odstředivé síly, způsobené rotací klikového hřídele.

Z toho lze vyvodit, že tlakové pole se po délce kanálku bude měnit. Teoretické odvození druhé silové složky lze provést ze zjednodušeného příkladu relativní rovnováhy kapaliny v nádobě rotující konstantní úhlovou rychlostí ω [rad.s⁻¹] kolem osy rotace. Na molekuly kapaliny působí odstředivé zrychlení a_r [m.s⁻²] a tíhové zrychlení g [m.s⁻²], viz obr. 1.23. [12,18]



Obr. 1.23 – Relativní rovnováha kapaliny [18]

Dle Eulerovy rovnice hydrostatiky platí

$$dp = \rho (a_x dx + a_y dy + a_z dz), \quad (1.4)$$

kde a_x , a_y a a_z [m.s⁻²] jsou zrychlení ve směru os kartézského souřadnicového systému; dx , dy a dz představují vzdálenosti od os rotace o hodnotách limitně blízkých se k nule; ρ [kg.m⁻³] značí hustotu motorového oleje. [18]

Po převedení do cylindrického souřadnicového systému (obr. 1.23 vpravo), dosazení a integraci získáme rovnici

$$p = \frac{1}{2}\rho\omega^2 r^2 + \rho g z + konst. \quad (1.5)$$

V rovnici 1.5 si můžeme povšimnout dvou členů, prvním závislém na hustotě, kvadrátu úhlové rychlosti a kvadrátu vzdálenosti od osy rotace r [m]. Druhý člen závislý také na hustotě, ale také tíhovém zrychlení a výšce nádoby/hladiny. Prvně jmenovaný člen přímo popisuje chování hodnotu tlaku vlivu rotace kapaliny v definovaném místě, druhý pak pojednává o hydrostatickém tlaku, závislém na výšce hladiny. Pokud bychom nádobu zastavili, první člen by byl nulový a tlak v místech nádoby by závisel jen na výšce hladiny oleje. [12,18]

Vrtaný kanálek si lze představit právě jako uzavřenou nádobu naplněnou motorovým olejem rotující kolem osy klikového hřídele, pak lze očekávat obdobné chování průběhu tlaku v kapalině. Otáčky běžných spalovacích motorů dosahují hodnot v řádu jednotek tisíc otáček za minutu (běžně 2000 – 10000 rpm), z toho vyplývá

$$a_r \gg g, \quad (1.6)$$

neboli tíhové zrychlení zanedbáme

$$p = \frac{1}{2}\rho\omega^2 r^2 + konst. \quad (1.7)$$

Pro určení integrační konstanty definujeme okrajové podmínky. Pro vrtaný kanálek platí, že r_1 [m] je poloměr na vstupu do kanálku, r_2 [m] je minimální poloměr a r_3 [m] je poloměr na výstupu z kanálku. Pak pro tlak na vstupu p_1 [bar] platí rovnice:

$$p_1 = \frac{1}{2}\rho\omega^2 r_1^2 + konst, \quad (1.8)$$

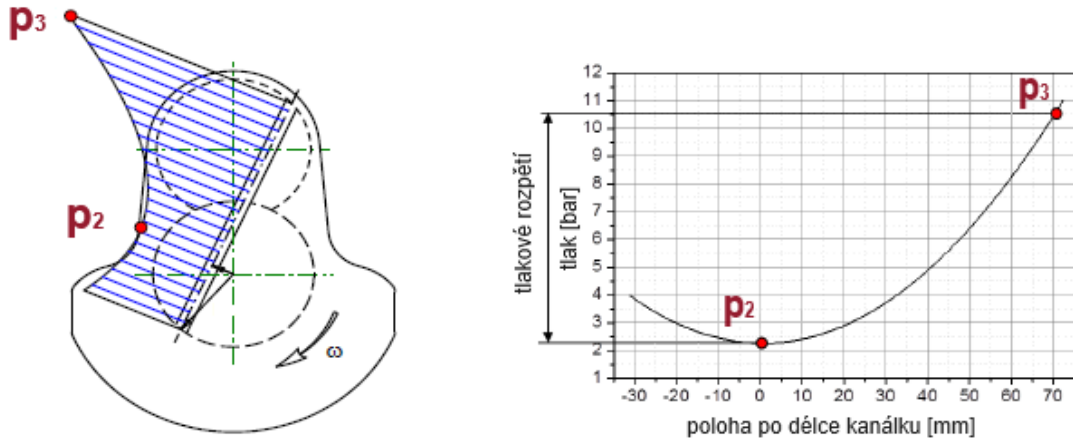
dosazením okrajových podmínek, určením a zpětným dosazením konstanty dostáváme finální rovnici pro tlak v obecném místě kanálku:

$$p = p_1 + \frac{1}{2}\rho\omega^2 (r^2 - r_1^2). \quad (1.9)$$

A právě z rovnice 1.9 je zřejmý důvod vrtání kanálků v klikovém hřídeli mimo osu rotace, neboť jedním z potenciale problémových míst je místo nejbližší ose rotace, kde dochází k místnímu poklesu tlaku. Pokud by procházel kanálek osou rotace, platilo by v ose rotace $r = 0$. Pak při dosazení do rovnice 1.9 by došlo k ještě znatelnějšímu poklesu tlaku, ten by pak mohl zapříčinit výpadky v dodávkách oleje do ložiskových pánví ojnicních ložisek a potenciale vzniku vzduchových bublin v oleji. [3,12,18]

Grafické znázornění teoretického průběhu tlaku v oleji pod vlivem odstředivých sil je uvedeno na obr. 1.24. Z průběhu tlaku lze vyvodit dvě potenciálně zajímavá místa pro budoucí výzkum:

- v místě nejbližší ose rotace (p_2) = výrazné snížení tlaku,
- na výstupu (p_3) = výrazné navýšení tlaku. [3,12,19]



Obr. 1.24 – Teoretický průběh tlaku v kanálku [19]

1.8. Dopravné jevy proudění oleje kanálkem

Plnohodnotný laminární průtok oleje předvrtaným kanálkem za chodu motoru, bez jakéhokoliv přerušení či nedostatků by byl nejvýhodnější a poměrně jednoduše popsitelnou variantou, bohužel tento spadá do kategorie ideálních scénářů. Zásobníkem oleje pro mazací okruh u spalovacích motorů vozidel je spodní víko motoru (olejová vana), kterou z části zaplňuje olej a z části vzduch. Obě média se vzájemně mísí a do mazacího okruhu tím pádem olejové čerpadlo dodává v určitých uskupeních tzv. dvoufázové médium - olej a vzduch, neboli kapalinu a plyn.

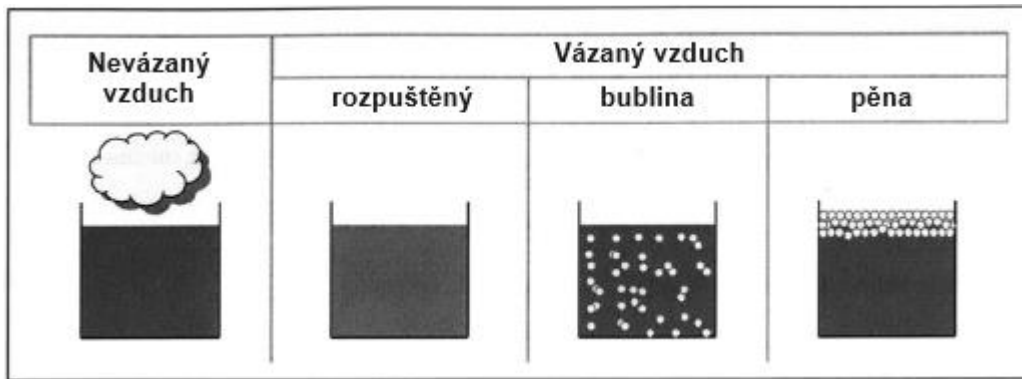
Právě tato skutečnost může vést ke snížení účinnosti mazání, chlazení i negaci dalších funkcí mazacího oleje. Připočteme-li fakt nepravidelnosti tlakového pole po objemu kanálku za rotace, zejména v místě výrazného snížení tlaku, může docházet až k nenávratnému poškození součástí pohonného ústrojí. Vliv částic vzduchu v oleji jest velkým, ale stále neprobádaným územím. Právě proto hlavním cílem této diplomové práce je prohloubení znalostí a bližší porozumění chování média v kanálku.

Souhrn vědomostí a dosud provedených experimentů bude uveden dále v kapitole 2 Rešeršní část, kde bylo zjištěno, že právě výskyt vzduchu v oleji vede k nežádoucím jevům. Nejprve je však nutné si popsat chování vzduchu v oleji jako takovém, důvody zavzdušnění motorového oleje, vliv provozních parametrů (teplota, tlak, otáčky) a možné dopady na hnací jednotku vozidla. [3,17,20]

1.8.1 Zavzdušnění motorového oleje

Přítomnost částic vzduchu v objemu mazacího oleje zpravidla může být ve třech různých formách: rozpuštěný vzduch, vzduchové bubliny či pěna. V tomto případě se vzduch označuje jako vázaný, neboť je vázán molekulami oleje, jedná se tedy o dvoufázové médium olej-vzduch. Rozpuštěný vzduch je lidským okem neviditelnou interakcí jednotlivých fází, neškodnou pro funkčnost mazacího systému.

Nicméně částice rozpuštěného vzduchu se mohou nashromáždit, spojit a projevit se uvolněním ve formě bublinek či pěny (viz obr. 1.25). Bubliny představují malé vzduchové kapsy rozptýlené a unášené proudem oleje, přičemž vystupují-li na hladinu oleje, dochází k přeměně v pěnu, neboli vzduchové kapsy oddělené jen tenkým olejovým filmem. [20]



Obr. 1.25 – Interakce oleje se vzduchem [20]

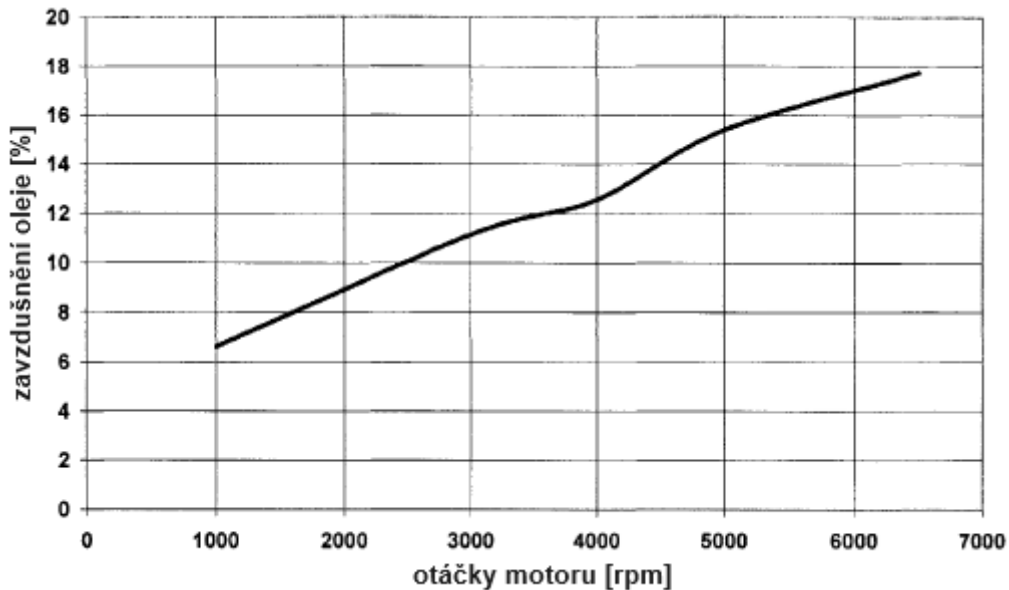
V olejové vaně se vedle mazacího oleje vyskytuje volný tzv. nevázaný vzduch, který ale může přejít do fáze vázaného vzduchu kombinací na sobě závislých faktorů popsaných na schématu 1.26. Z nichž mezi nejdůležitější a i nadále vyzdvihované patří především otáčky motoru, teplota oleje a právě tlak při průtoku. Případně objem oleje a jeho hladina ve spodním víku motoru, design mazacího okruhu či složení oleje. [20]



Obr. 1.26 – Parametry ovlivňující zavzdušnění motorového oleje [20]

Přestože moderní motorové oleje se již výhradně dodávají s variací aditiv (viz kapitola 1.4), dochází při chodu motoru k přirozenému napěňování a tvorbě bublin. Zjednodušeně se dá říci, že čím vyšší otáčky motoru, tím olej v mazací soustavě cirkuluje rychleji, tedy olej ve vaně stráví kratší časovou dobu. Právě v olejové vaně mají možnost vzduchové bublinky vyjít na hladinu a časem uniknout z objemu maziva. S narůstajícími otáčkami čas pro únik vzduchu klesá, což vede k vyššímu zavzdušnění oleje při dalším nasátí do mazacího okruhu. [3,20]

Závislost poměru vzduchu a oleje na otáčkách je uvedena na obr. 1.27 níže, zjištěném při výzkumu na zážehovém atmosférickém motoru Ford 3.0l V6 DOHC. [3,20]



Obr. 1.27 – Závislost zavzdušnění oleje na otáčkách motoru [20]

Nedílnou součástí návrhu mazacího systému je *výška hladiny použitého oleje*, která nesmí být ani moc nízko ani moc vysoko. Příliš nízká hladina by mohla vést k přisávání okolního vzduchu olejovým čerpadlem (zvýšení zavzdušnění, či až přerušované mazání). Navrhne-li hladinu příliš vysoko, hrozí interakce oleje s rotujícím klikovým hřídelem, přičemž by docházelo k strhávání okolního vzduchu do objemu oleje a jeho sycení částicemi vzduchu, tedy zavzdušňování.

Stejně tak návrh hodnoty *objemu oleje* není jednoznačný. Při dnešním důrazu na co nejmenší použitý objem oleje narážíme opět na fakt krátkého „odpočinkového“ času oleje v olejové vaně, sloužícího pro únik bublin z objemu maziva. Nejen z těchto důvodů se u moderních spalovacích motorů využívá olejových čerpadel přímo ponořených v olejové lázni, mělce tvarovaného spodního víka nebo přepážek či perforovaných plátů v olejové vaně. Díky tomu se také docílilo při startu motoru ke snížení doby natlakování mazacího okruhu a eliminování rizika nasátí nevázaného vzduchu. [3,20]

Teplota má v obecné rovině signifikantní vliv na vzájemné působení dvou fází kapalina-plyn. Jakmile teplota dvoufázového média narůstá, rozpuštěný vzduch v kapalině má tendenci se formovat v bublinky a unikat z objemu. S rostoucí teplotou náklonnost vzduchu uniknout také narůstá, a to především z důvodu vyšší kinetické energie molekul oleje (tepla). Viskozita média narůstá a olej klade bublinkám nižší odpor v cestě na hladinu. [17,20]

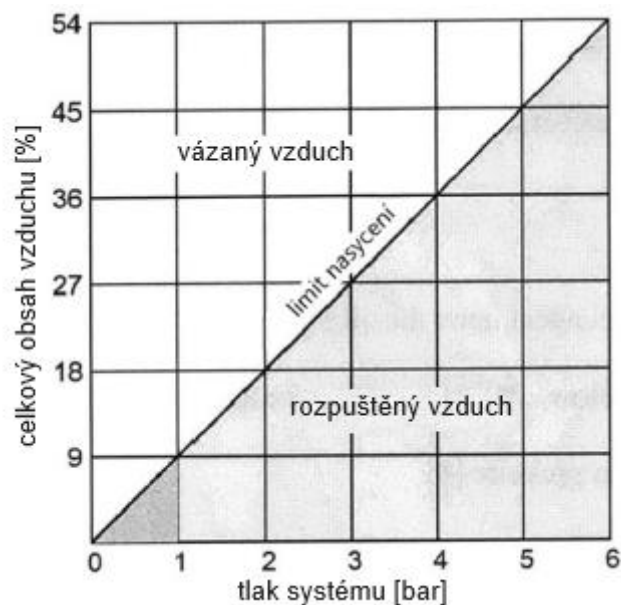
Z hlediska zavzdušnění má ale teplota menší vliv na procentuální podíl vzduchu v mazacím oleji než otáčky motoru. Díky teplotě viskóznější olej sice napomáhá mazacímu médiu strhávat vzduchové částice do objemu, ale také analogicky bublinkám unikat z olejové lázně ve vaně motoru. [17,20]

V neposlední řadě se vyskytuje přímá závislost *tlaku* na rozpustnosti vzduchu v oleji. Snížíme-li tlak mazacího média, zvýší se tendence vzduchových bublinek unikat na povrch (efekt známý například při otevření PET lahve s minerální vodou). Tuto závislost blíže popisuje Henryho-Daltonův zákon, uvádějící přímou závislost mezi objemem rozpuštěného vzduchu v médiu a systémovým tlakem:

$$V_{air} = \frac{B \cdot V_{oil} \cdot (p_a + p_r)}{p_a}, \quad (1.10)$$

kde V_{air} [m³] představuje objem rozpuštěného vzduchu při tlaku 1bar a teplotě 273K; B [-] Bunsenův koeficient; V_{oil} [m³] objem oleje; p_a [bar] okolní tlak a p_r [bar] relativní hodnotu tlaku systému vůči okolnímu.

Bezrozměrný Bunsenův koeficient B přímo popisuje jak velký objem plynu může být rozpuštěn v dané kapalině. Každá individuální kombinace kapalina-plyn má Bunsenův koeficient specifický. Pro dvojici olej-vzduch za normálních provozních parametrů motoru odpovídá 9% na 1 bar tlaku v systému (viz obr. 1.28). [20]



Obr. 1.28 – Závislost zavzdušnění oleje na tlaku systému [20]

Z grafické závislosti na obrázku 1.28 lze odečíst chování média při nárůstu či poklesu tlaku, a to tak, že při nárůstu tlaku dochází k saturaci oleje vzduchovými částicemi. Rovněž při poklesu tlaku dochází k formování bublin, potažmo úniku do okolní atmosféry a snížení podílu vzduchu v mixu.

Tlak maziva má vliv i na velikost vzduchových bublin, při konstantní teplotě lze velikost bubliny popsat dle Boyleova-Mariottova zákona:

$$p_{oil} \cdot V_b = K, \quad (1.11)$$

kde p_{oil} [bar] zastupuje tlak oleje; V_b [m³] objem bubliny a K je konstanta. Zjednodušeně lze říci, že čím větší bublina, tím rychleji se snaží z kapaliny uniknout. [20]

1.8.2 Následky zavzdušnění oleje pro pohonné ústrojí

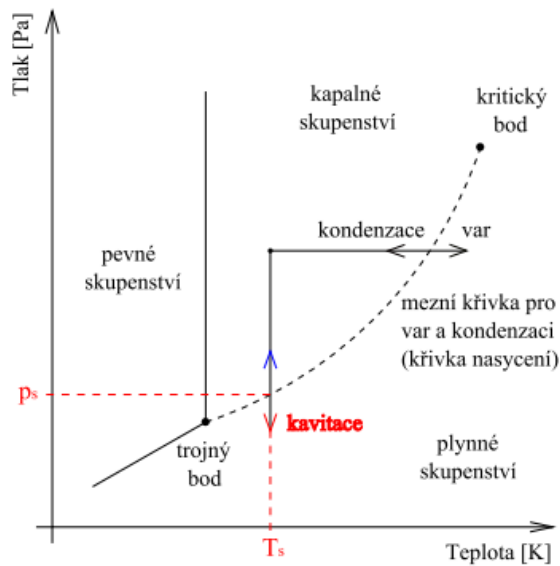
Samotný rozpuštěný vzduch v oleji nemá významný vliv na výkonnost mazacího oleje a plnění všech jeho funkcí, i tak ale způsobuje jeho postupnou degradaci a stárnutí. Bublinky a pěna ovlivňují tyto funkce přímo, což může vést až k nenávratnému poškození pohonného ústrojí.

Kvůli přítomnosti vzduchu v oleji tepelná vodivost média klesá, tedy klesá schopnost chlazení. Stejně tak větší vzduchové bubliny mohou způsobit přerušovaný průtok rozváděcími kanálky do mazaného místa, načež dojde k otěru povrchu součástí a postupnému poškození. Největší vliv má zavzdušnění oleje na součásti jako jsou hlavní a ojniční kluzná ložiska nebo elementy hydraulického vymezování vůle ventilů. [20,21]

1.8.3 Kavitace

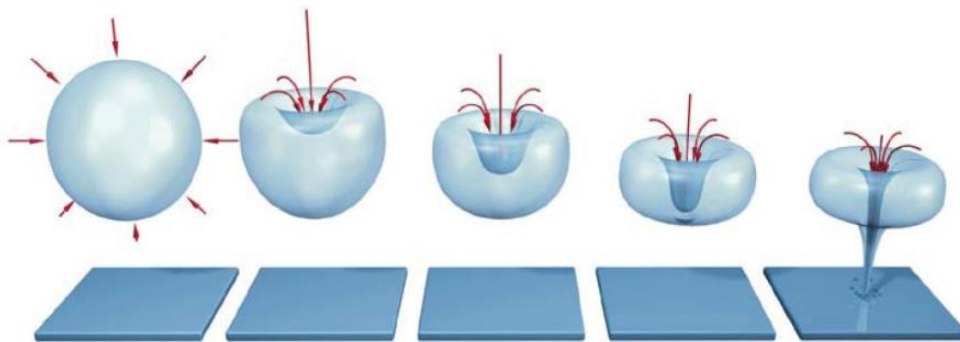
Přítomnost vzduchu v oleji napomáhá nežádoucímu výskytu fyzikálního jevu zvaném kavitace, neboli procesu vzniku, růstu a následném zániku dutiny v kapalinách. Dutiny mohou být tvořeny parami daných kapalin (zde páry motorového oleje), vzduchem či směsí obou složek. Vznik dutin ovlivňuje nespočet fyzikálních vlastností a parametrů. Zjednodušeně pro vznik této dutiny zprvu musí dojít ke vzniku nespojitosti v kontinuu (tzv. trhlině v kapalině) – překonáním vazebních mezimolekulárních sil kapaliny. Další vývoj trhliny ovlivňují především dva parametry – tlak a teplota.

Pokud dojde k poklesu tlaku při konstantní teplotě až k hodnotě tlaku nasycených par, kapalina se začíná odpařovat, zvětšuje se objem páry a vznikají bublinky. Fyzikální podstata a průběh fázové změny jsou uvedeny na rovnovážném fázovém diagramu na obrázku 1.29. [17,22]



Obr. 1.29 – Rovnovážný - fázový diagram [22]

Pokud se tlak i nadále snižuje, dutina roste. Jakmile přestane narůstat, i objem dutinky (případně také nazývané „bublinka“) zůstane zachován. V případě ale, že začne tlak narůstat, pára v bublince z kondenzuje a vzniká prázdný prostor. Okolní kapalina se snaží tento prostor vyplnit vysokou rychlostí a bublinka imploduje. Proces zániku bublinky bývá označován také jako „kolaps kavitační bubliny“. Dochází k značným rázům a vyzáření rázových tlakových vln. Proces zániku kavitační bublinky je uveden na obr. 1.30 níže. [22,23]



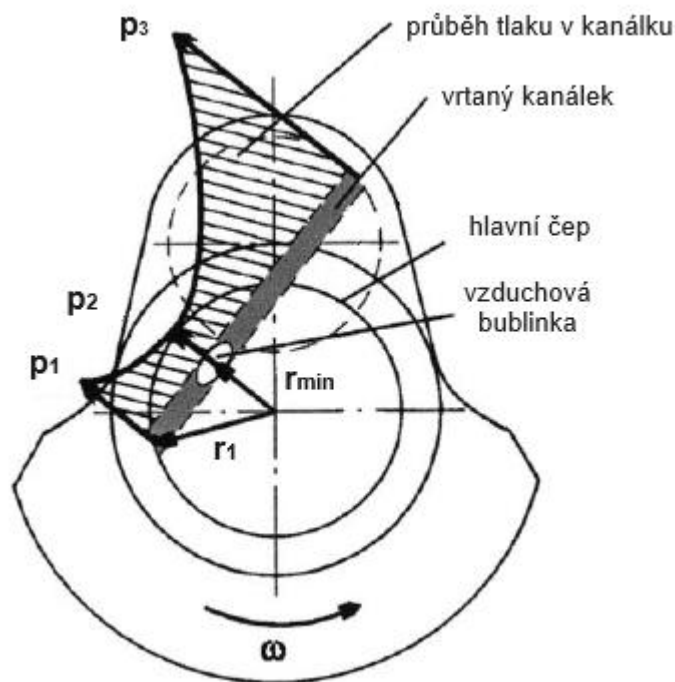
Obr. 1.30 – Kolaps kavitační bublinky [23]

Právě tyto vlny zapříčiňují kavitační erozi na površích součástí a mohou dlouhodobě vést až k fatálnímu poškození. Vedle toho eroze povrchu napomáhá jevu koroze k rychlejšímu nástupu. Vliv kavitace na ložiskové pánve je známý, ale jeho následky na površích ložisek nepatrné, v porovnání s ostatními škodlivými vlivy pro ložisko (nerovnoměrnost dodávky mazacího oleje, částice v mazacím oleji, etc.) je tedy efekt kavitace zanedbatelný. [17,22]

1.8.4 Shrnutí vlivů na kanálek klikového hřídele

Mazacím systémem pohonného ústrojí protéká natlakovaný olej až k hlavním ložiskům klikového hřídele, odkud je skrze vrtané kanálky napájen k ložiskům ojnicím. Na olej působí za chodu motoru relativně velké odstředivé síly, které mají za následek nepravidelný průběh tlaku v kanálku – závislost především na kvadrátu úhlové rychlosti a kvadrátu vzdálenosti od osy rotace. V rámci kanálku jsme definovali dvě zajímavá místa pro další výzkum: v místě nejbližší ose rotace (p_2) – výrazné snížení tlaku; na výstupu (p_3) – výrazné navýšení tlaku.

Spalovací motor za chodu pracuje s napěněným mazacím olejem zcela přirozeně, do kanálku olej přichází nejen s rozpuštěným vzduchem ale také s podílem vzduchu ve formě bublin a pěny. Díky vlivu odstředivých sil za rotace mají vzduchové částice tendenci setrvávat co nejbližší k ose rotace (v místě min. poloměru a tlaku r_2/p_2) a potenciálně tvořit vzduchovou kapsu (viz obr. 1.31).



Obr. 1.31 – Formace bublinky ve vrtaném kanálku [20]

Za tohoto předpokladu se jedná o místo s největší pravděpodobností příčiny možného přerušení dodávky maziva. Z tohoto důvodu budeme nadále toto místo usuzovat pro výzkum jako nejvýznamnější. Stejně tak zde může docházet i k uvolňování rozpuštěného vzduchu, či náchylnosti ke kavitační erozi při vysokých otáčkách a nízkých vstupních tlacích média. Přesto nejdůležitějším faktorem potenciální nerovnoměrnosti dodávky maziva zůstává zavzdušnění oleje. [3,17,20,22]

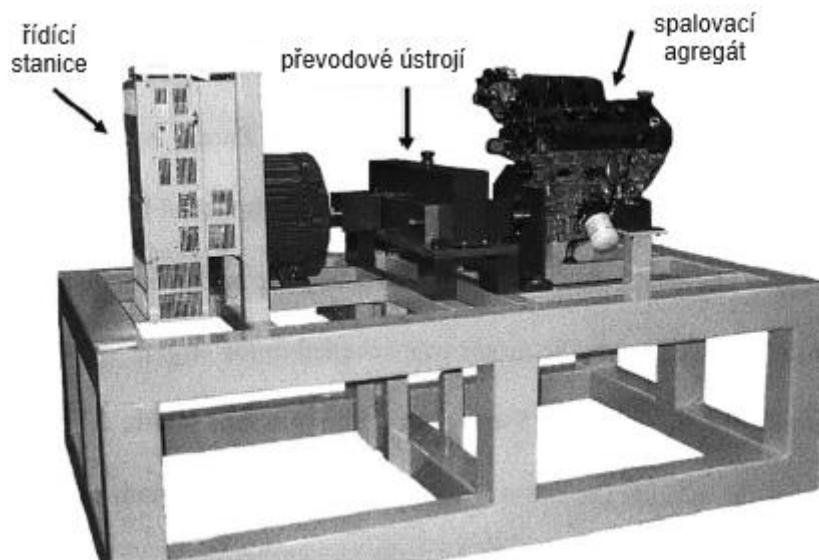
2 Rešeršní část

Druhá část této práce se věnuje bližšímu představení vybraných vědeckých studií zabývajících se obdobnou problematikou. Informace byly vyhledány ze širokého spektra zdrojů: univerzity (Massachusetts Institute of Technology, Oakland University, TU v Liberci); studie z koncernu Volkswagen (Audi, Škoda Auto a.s.); konkurenční automobilky (Toyota, DaimlerChrysler) i dodavatelé automobilového průmyslu (FEV Motorentchnik GmbH & Co. KG).

Především je kladen důraz na diplomovou práci F.Jermanna vytvořenou ve spolupráci se Škoda Auto a.s., na kterou tato práce navazuje. Závěry uvedených prací posloužili jako náměty a inspirace pro tvorbu vlastního simulačního programu a experimentálního měření.

2.1. Studie zavzdušnění motorového oleje (MIT, Cambridge)

Tato výzkumná práce publikovaná na prestižní univerzitě Massachusetts Institute of Technology (zkráceně MIT) ve Spojených státech amerických detailně popisuje vliv zavzdušnění motorového oleje na mazací okruh, vznik zavzdušnění i fyzikální principy k němu vedoucí. Pokouší se o nalezení prostředků vedoucích k redukci úrovně zavzdušnění oleje u spalovacích motorů, a to především skrze záměnu originálního vanového deflektoru (součást oddělující rotující klikovou hřídel od oleje v olejové vaně) za upravené tři typy síťovaných deflektorů. Stejně tak byl zkoumán vliv objemu motorového oleje cirkulujícího okruhem (5 nebo 6 litrů). Do zkušebního stavu v laboratořích MIT byl ustaven zážehový atmosférický motor Ford 3.0l V6 DOHC mazaný olejem dle norem SAE 5W-20 (viz obr. 2.1). [20]

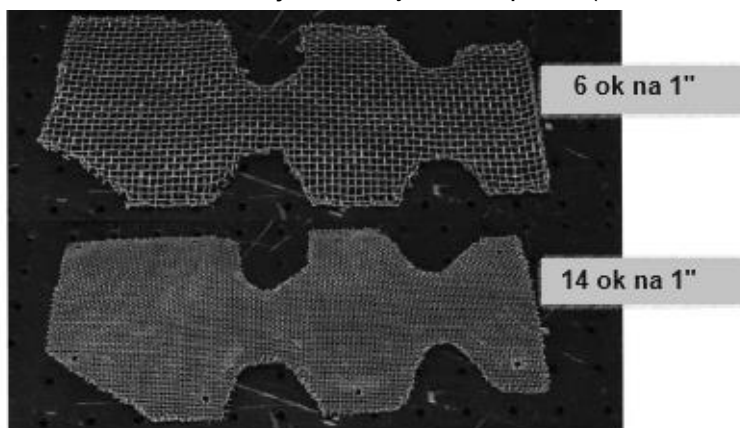


Obr. 2.1 – Zkušební stav z MIT [20]

Za provozu motoru a sledování teploty oleje, objemu oleje v olejové vaně a otáčkách agregátu byly ze spodního víka motoru průběžně odebírány vzorky maziva a vyhodnocována úroveň zavzdušnění na přístroji Air-X od společnosti DSI (Delta Service Industriel), pracujícím na principu fyzikálního jevu rozdílné absorpce rentgenového záření látkami o různé hustotě. [20]

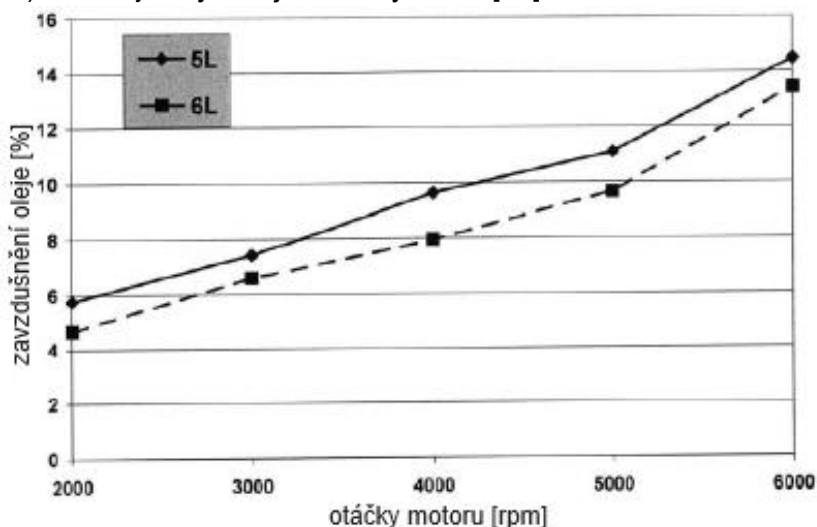
2.1.1 Výstupy studie MIT

Celkem byly otestovány 4 konstrukční provedení deflektorů (upravený originál a tři síťované) při pěti otáčkových módech, přičemž jedno měření proběhlo bez deflektoru. Všechna měření proběhla pro objem oleje v mazacím systému 5 a 6 litrů, teplota oleje udržována na 80°C. Síťové deflektory byly definovány hustotou zesíťení, neboli počtem „ok“ síta na délkovou jednotku jednoho palce (viz obr. 2.2).



Obr. 2.2 – Variace síťových deflektorů z MIT [20]

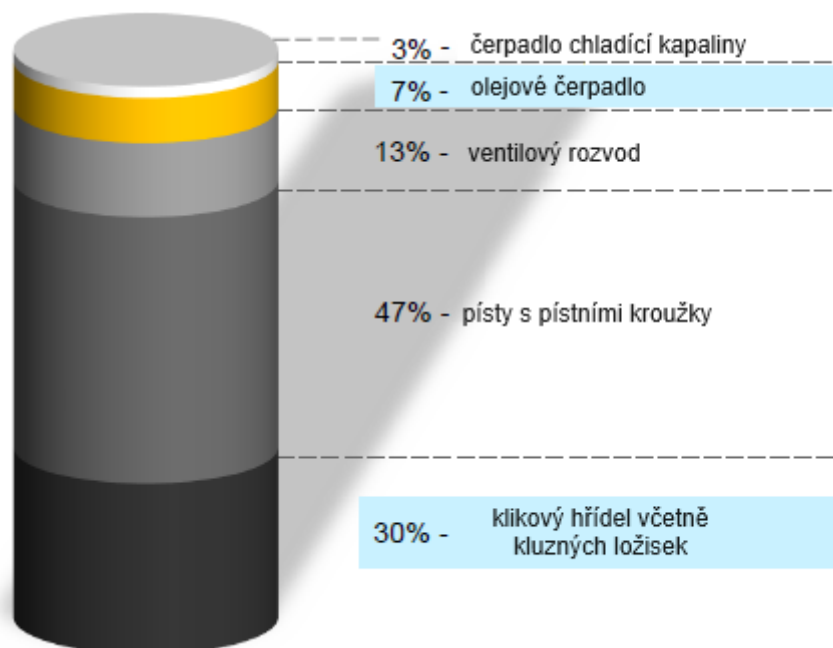
Po porovnání výstupních hodnot všech měření (deflektory, otáčky, objem oleje), bylo usouzeno, že vliv užití deflektoru na míru zavzdušnění oleje je nepatrný až nulový. Naopak využití většího objemu oleje v mazacím okruhu přináší delší odpočinkový čas pro mazivo v olejové vaně, díky čemuž může více částic vzduchu uniknout z objemu (viz obr. 2.3.). Tento jev vyžaduje další výzkum. [20]



Obr. 2.3 – Vliv objemu oleje na zavzdušnění mazacího okruhu [20]

2.2. Optimalizace přívodu oleje do hlavních a ojnicích ložisek (Audi)

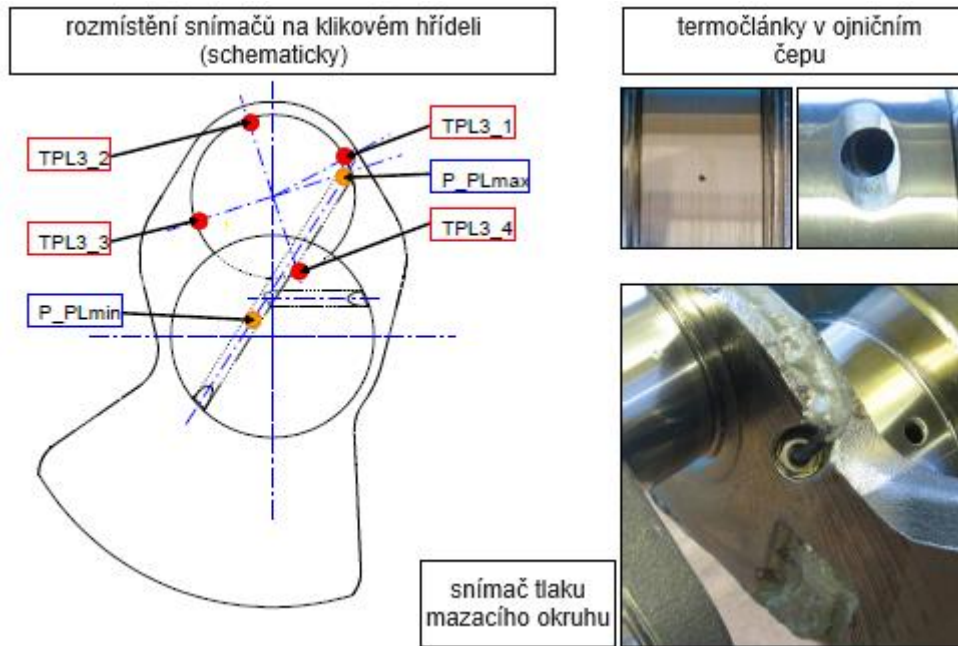
Automobilka Audi (součást koncernu Volkswagen) ve spolupráci s německou technickou univerzitou RWTH Aachen vytvořila studii pod hlavičkou snižování emisí CO₂, tematicky zaměřenou přímo na optimalizaci přívodu mazacího oleje do hlavních a ojnicích ložisek klikového hřídele, s využitím experimentálního měření na reálném motoru. Zprvu byla definována využitelnost paliva a vývoj účinnosti spalovacích motorů. Za zmínku stojí příklad poměrů hodnot disipace energie vlivem tření u jednotlivých součástí pohonné jednotky, kde přibližně 37% nevyužitá energie spadá na tření v olejovém čerpadle a kluzných ložiscích klikového hřídele (viz obr. 2.4). [19]



Obr. 2.4 – Disipace energie vlivem tření u zážehového motoru (Audi, RWTH) [19]

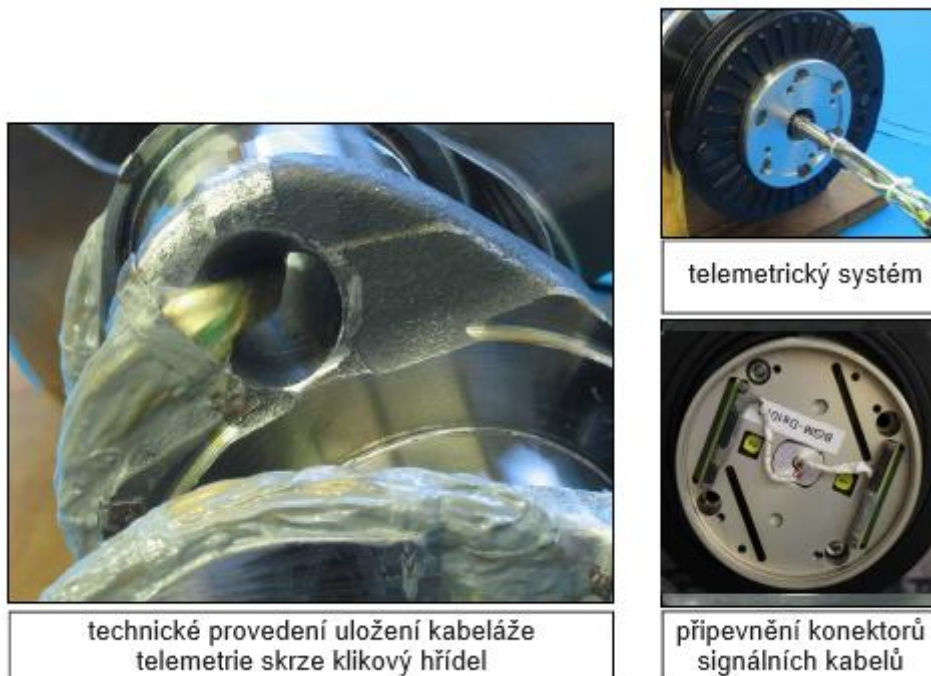
Cílem studie bylo určení vlivu změny konstrukčního provedení kanálků (zkoumán typ „Y“ a „I“), vlivu teploty olejové galerie (90°C / 110°C / 135°C) a geometrie drážek pánví kluzných ložisek (160° / 210°) především na kontinuálnost průtoku maziva okruhem při otáčkách 6500 rpm a průběh tlaku v kanálku v celém spektru otáček. Měření tlaku probíhalo pomocí snímačů ve dvou místech kanálku, v místech náchylných na razantní snížení a zvýšení tlaku – tj. nejbliže k ose rotace a na výstupu z kanálku do pánve ojnicího ložiska.

Obdobně byla průběžně odečítána teplota ve čtyřech místech po obvodu ojnicího čepu a sledovány hodnoty průtoku oleje mazacím okruhem. Schematické rozmístění snímačů na klikovém hřídeli je uvedeno na obr. 2.5 vlevo, vpravo pak lze vidět uložení snímačů teploty a tlaku. [19]



Obr. 2.5 – Rozmístění snímačů na klikovém hřídeli (Audi, RWTH) [19]

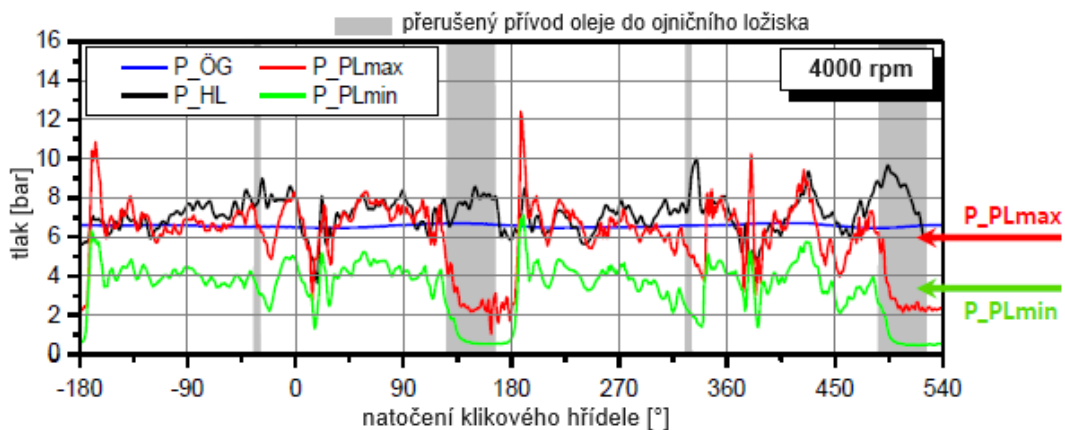
K přenosu signálu bylo využito telemetrického systému umístěného na konci klikové hřídele, ke kterému byly vedeny kabelové svazky od jednotlivých snímačů skrze dutý hřídel. Technické provedení uložení telemetrie a kabelových svazků je uvedeno na obrázku 2.6. [19]



Obr. 2.6 – Uložení kabelových svazků (Audi, RWTH) [19]

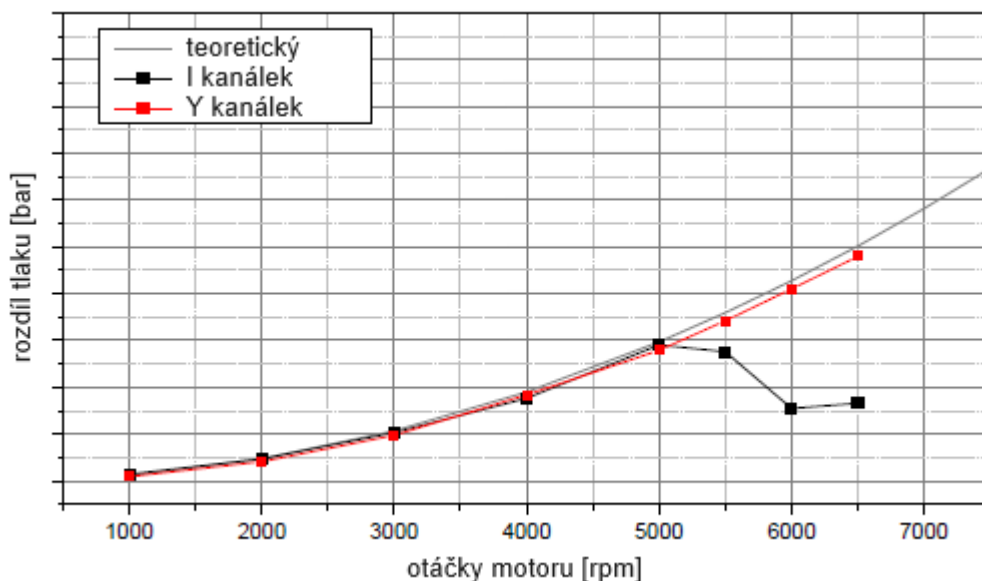
2.2.1 Výstupy studie Audi

Jedním z výstupů bylo grafické zobrazení tlakových pulsací v průběhu otáčení klikového hřídele, za konstantních otáček o hodnotě 4000 rpm (viz obr. 2.7). Na obrázku lze vidět zelenou křivku průběhu tlaku ze snímače uloženého v místě nejbližší k ose rotace (P_{PLmin}), červenou křivku z místa výstupu z kanálku (P_{PLmax}), černá křivka zastupuje hodnotu středního tlaku (P_{HL}) a modrá křivka udává hodnotu tlaku v mazacím okruhu ($P_{ÖG}$). Oblasti v grafu zbarvené šedivým odstínem naznačují období přerušení přívodu oleje do kanálku vedoucímu k ojnicímu ložisku. Jinak řečeno, v tuto chvíli není vstup do kanálku zarovnán s drážkou hlavního ložiska. [19]



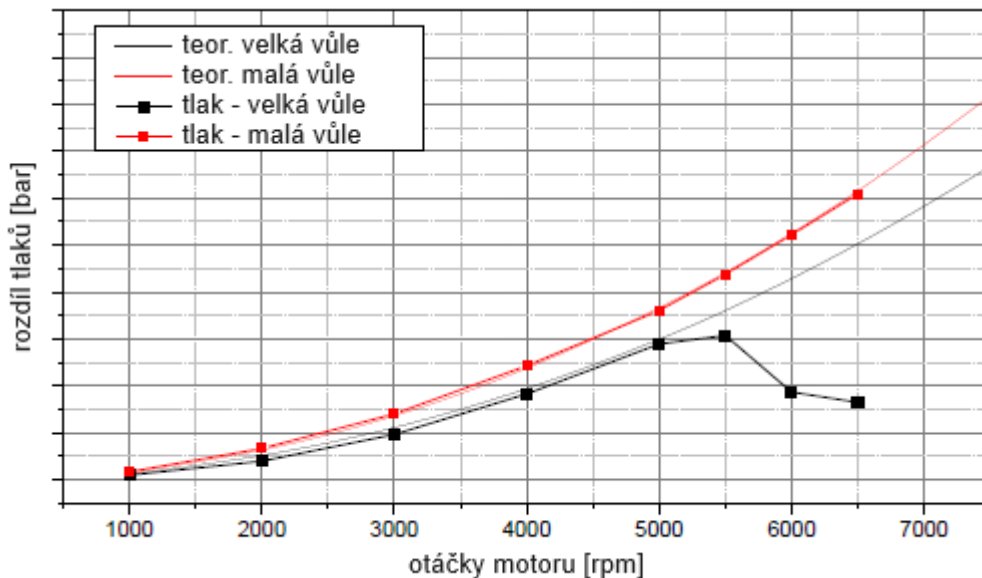
Obr. 2.7 – Průběh tlakových pulzací na natočení KH (Audi, RWTH) [19]

Následně byl zkoumán vliv změny provedení vrtaného kanálku „I“ nebo „Y“ na změnu tlaku oleje v kanálku. Teplota oleje 90°C, tlak oleje na vstupu definován 2 bary relativně. Z obrázku 2.8 níže lze odečíst tendenci kanálku s pomocným vývrtem („Y“) následovat křivku teoreticky žádaného tlaku v kanálku. Naopak u provedení s jednoduchým kanálkem nad 5000rpm dochází k značné negativní odchylce. [19]



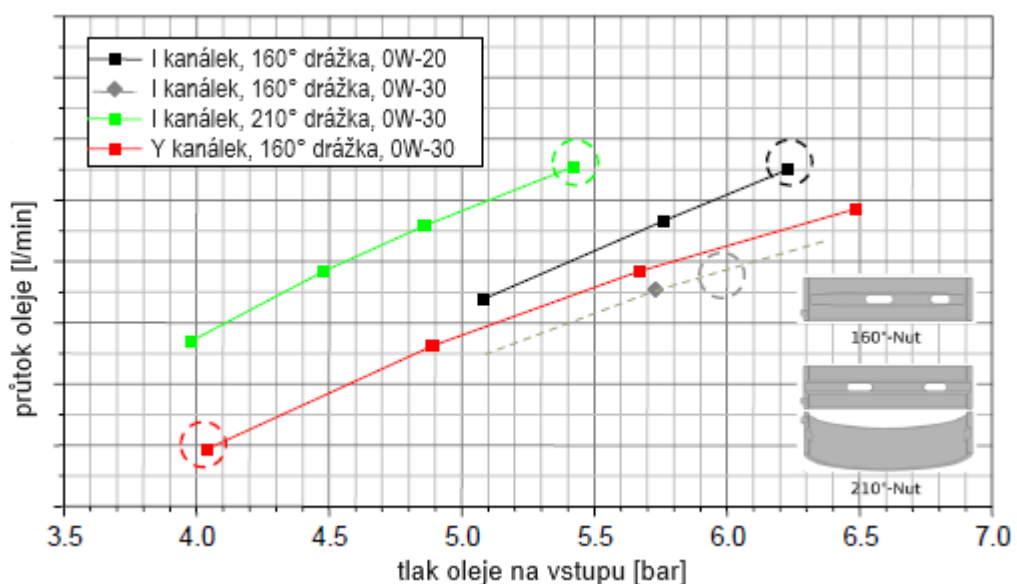
Obr. 2.8 – Vliv použité konstrukce kanálku (Audi, RWTH) [19]

Také proběhlo zkoumání vlivu ložiskových vůlí u hlavního i ojničního ložiska na rozdíl tlaku média v kanálku, tentokrát jen pro jednoduchý kanálek „I“. Teplota oleje opět 90°C, tlak oleje na vstupu definován 11 barů relativně. Grafická závislost odchylky tlaků na otáčkách KH je uvedena na obr. 2.9 níže. Při menších vůlích je vše v normě a tlak v kanálku odpovídá teoretickému, při větších vůlích dochází při vyšších otáčkách k odchylce od teoretické křivky a výraznému poklesu. [19]



Obr. 2.9 – Vliv použité konstrukce kanálku (Audi, RWTH) [19]

Finálním výstupem výzkumu Audi byl experimentální odečet hodnoty průtoku oleje mazacím okruhem pro různé kombinace typu konstrukce kanálku, zvolené drážky a specifikace motorového oleje v závislosti na různých vstupních tlacích oleje do kanálku (viz obr. 2.10). Teplota oleje 135°C, konstantní otáčky 6500rpm, plná zátěž. [19]

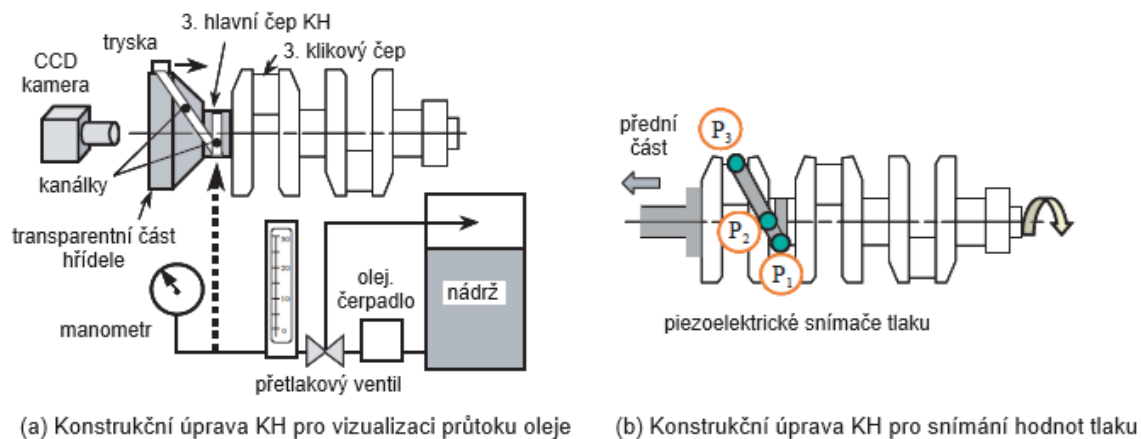


Obr. 2.10 – Průtok oleje mazacím okruhem (Audi, RWTH) [19]

2.3. Vizualizace a měření průtoku oleje transparentním úsekem kanálku klikového hřídele (Toyota)

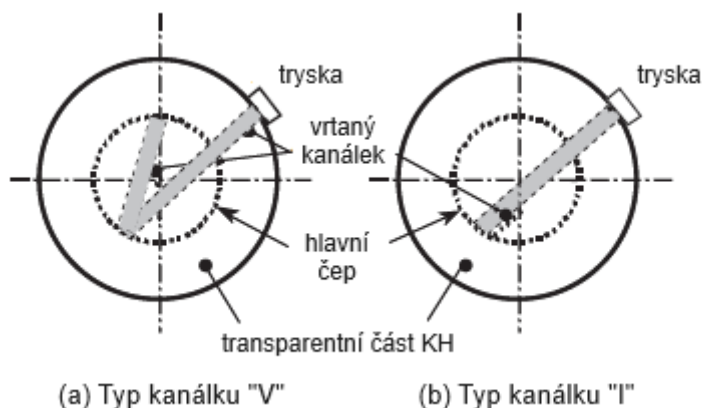
Vývojoví inženýři z laboratoří tribologie automobilky Toyota provedli experimentální měření, při kterém zkoumali vliv použitého typu kanálku – jednoduchý „I“ a s pomocnou větví „V“ a změny vstupních tlaků do mazacího okruhu na konzistentnost průtoku oleje jednotlivými kanálky při uvážení jevu zavzdušnění. Paralelně k tomu vypracovali výpočtový model průtoku oleje skrze kluzná ložiska a vrtané kanálky.

Pro sestavu experimentálního zařízení byl vybrán masově vyráběný zážehový řadový vodou chlazený čtyřválec o objemu 1600 cm³, u kterého byly rotační součásti 1. a 2. válce odstraněny pro zlepšení přístupnosti k napájecím vrtaným kanálkům od hlavního k ojnicnímu ložisku. Pro možnost snímání pohybu kapaliny uvnitř kanálku, CCD kamerou z přední části KH, byla místo 3. hlavního ložiska nainstalována transparentní náhrada z akrylátové pryskyřice (viz obr. 2.11 vlevo). Na místo výstupu do ojnicního ložiska byla nainstalována tryska o $\varnothing 1\text{mm}$, simulující vůli ojnicního ložiska odpovídající normám o hodnotách 60 μm . Během testování byly odečítány tlaky piezoelektrickými snímači typu Kulite XP-700 ve třech místech (vstup, nejmenší poloměr rotace, výstup) – viz obr. 2.11 vpravo. Souběžně probíhalo nezávislé napájení motorovým olejem, izolované od původního, pro jednodušší odečítání hodnot průtoku objemovým průtokoměrem. [24]



Obr. 2.11 – Schéma experimentálního zařízení (Toyota) [24]

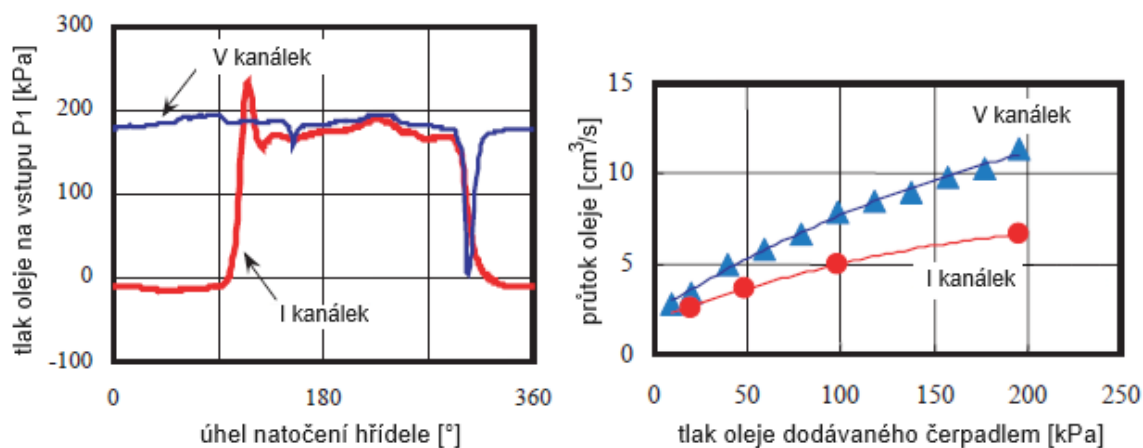
Pro simulování vysokých teplot oleje, za běžných okolních podmínek, bylo využito oleje s velmi nízkou viskozitou 5mm²·s⁻¹, teplota oleje byla udržována přibližně na 30°C z důvodu minimálního ovlivnění rozměrů ložisek (profil, minimální vůle) a objemu rozpuštěného vzduchu v oleji. Otáčky udržovány na konstantních hodnotách 1000, 1800 a 3000rpm. Schematický pohled z kamery uložené axiálně s osou rotace hřídele je uveden na obrázku 2.12. [24]



Obr. 2.12 – Schematický pohled z CCD kamery (Toyota) [24]

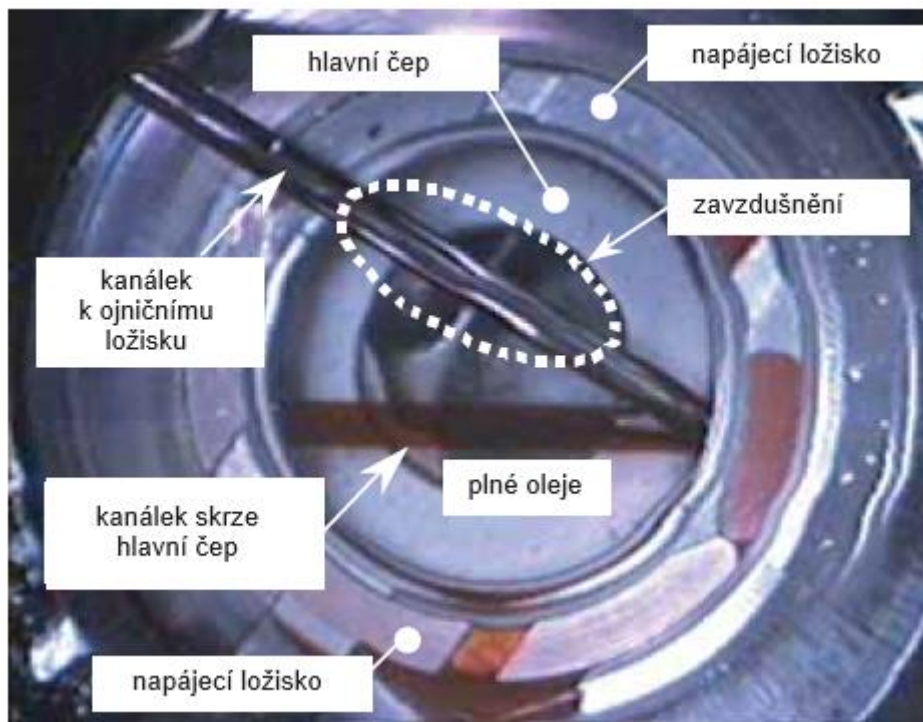
2.3.1 Výsledky studie Toyoty

Jedním z provedených měření bylo porovnání tlaku v kanálku na vstupu v závislosti na použitém typu kanálku při rotaci hřídele rychlostí 1800rpm. Kanálek typu „V“ dokáže na vstupu udržovat téměř konstantní hodnotu tlaku po celou dobu otáčení klikového hřídele, při použití jednoduchého kanálku typu „I“ dochází k razantní tlakové změně každou půl otáčku (jakmile je vstup zarovnan s napájecí drážkou v ložisku) – viz grafické znázornění na obr. 2.13 vlevo. Tomu také odpovídají hodnoty průtoku oleje (obr. 2.13 vpravo), kde u jednoduchého kanálku dosahujeme přibližně polovičních hodnot, vůči kanálku s pomocným vývrtem, při dodávce oleje o stejných hodnotách tlaku. [24]



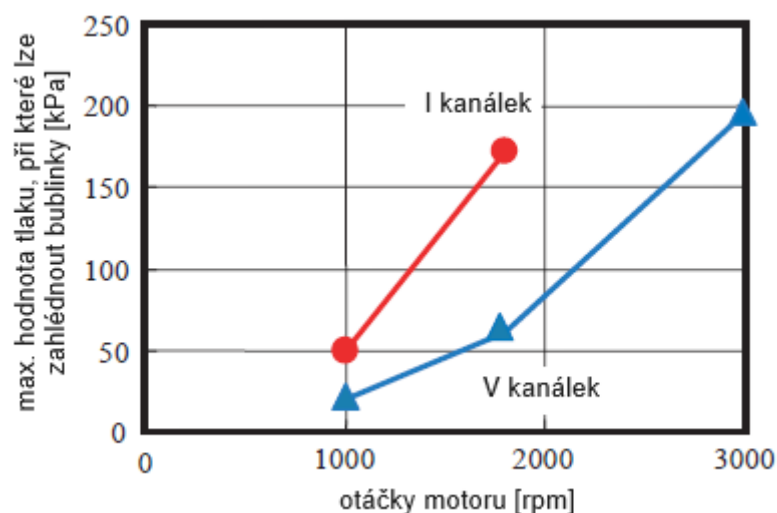
Obr. 2.13 – Porovnání kanálků (Toyota) [24]

Jakmile byl tlak dodávaného oleje snižován, postupně byly pozorovány bublinky vzduchu ve vrtaném kanálku, kvůli nasycení dodávaného oleje rozpuštěným vzduchem. Záznam průtoku zavzdušněného oleje kanálkem z kamery je uveden na obr. 2.14. Při ještě razantnějším snížení tlaku oleje v systému, došlo k pozorování úplného přerušení dodávky oleje skrze vrtané kanálky. [24]



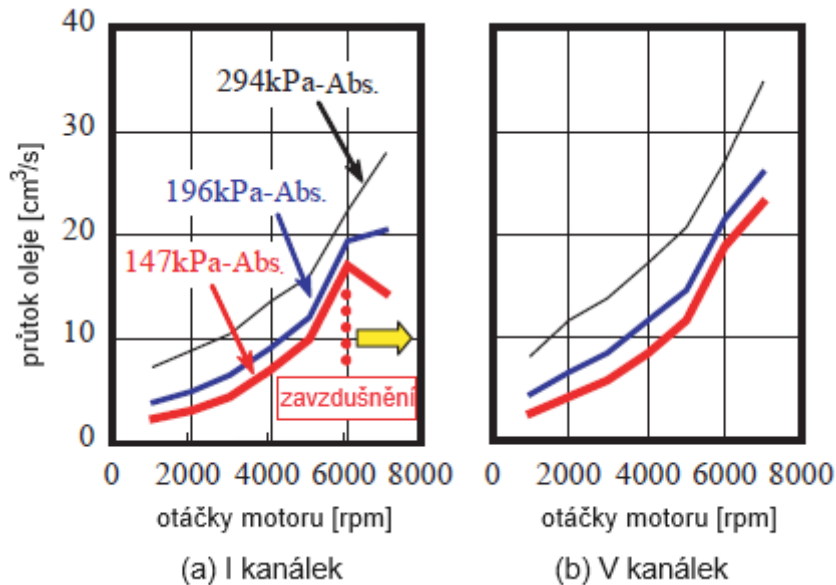
Obr. 2.14 – Záznam zavzdušnění z CCD kamery (Toyota) [24]

Na obrázku 2.15 je uvedené porovnání kanálků, popisující maximální hodnotu tlaku oleje v systému, při němž lze začít pozorovat jev zavzdušnění, v závislosti na otáčkách klikového hřídele. U jednoduchého kanálku došlo při porovnání k pozorování zavzdušnění při vyšších dodávacích tlacích (za stejných otáček KH). Toto je přičítáno právě rozdílu průtoku oleje, kde u typu „V“ pomáhá pomocný vývrt. [24]



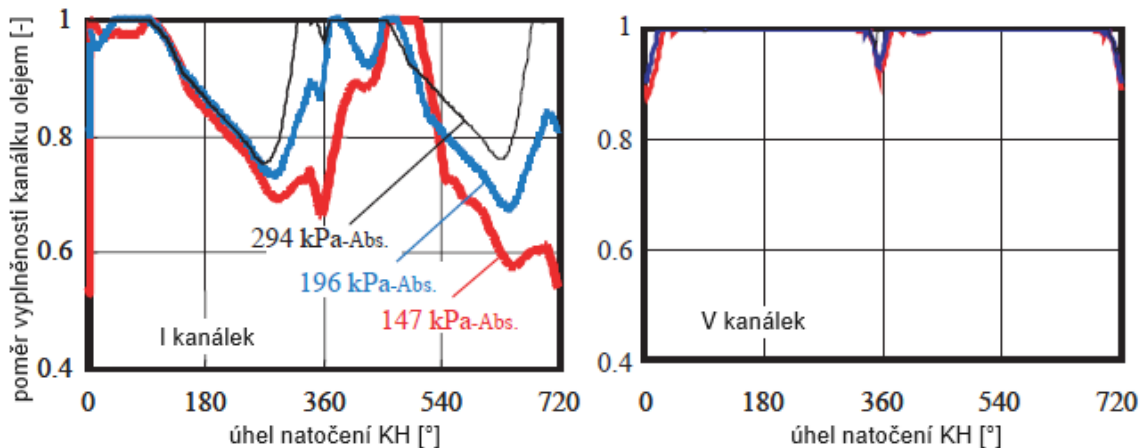
Obr. 2.15 – Rozdíl limitu pozorování jevu zavzdušnění (Toyota) [24]

Při zkoumání vlivu použitého typu kanálku na hodnotu průtoku oleje při různých hodnotách tlaku v systému a proměnných otáčkách, byla zjištěna tendence poklesu průtoku nad hranicí 6000rpm u kanálku „I“ (obr. 2.16). Při snižování tlaku v systému je pokles průtoku razantnější, u kanálku s pomocným vývrtem jev pozorován nebyl. [24]



Obr. 2.16 – Závislost typu použitého kanálku na průtoku (Toyota) [24]

Jedním z finálních výstupů je závislost vyplnění kanálku olejem na použitém typu při různých systémových tlacích při otáčkách 7000rpm – viz obr. 2.17. Kanálek s pomocným vývrtem nemá s dodávkou oleje sebemenší problémy. [24]



Obr. 2.17 – Závislost vyplnění kanálku olejem na použitém typu (Toyota) [24]

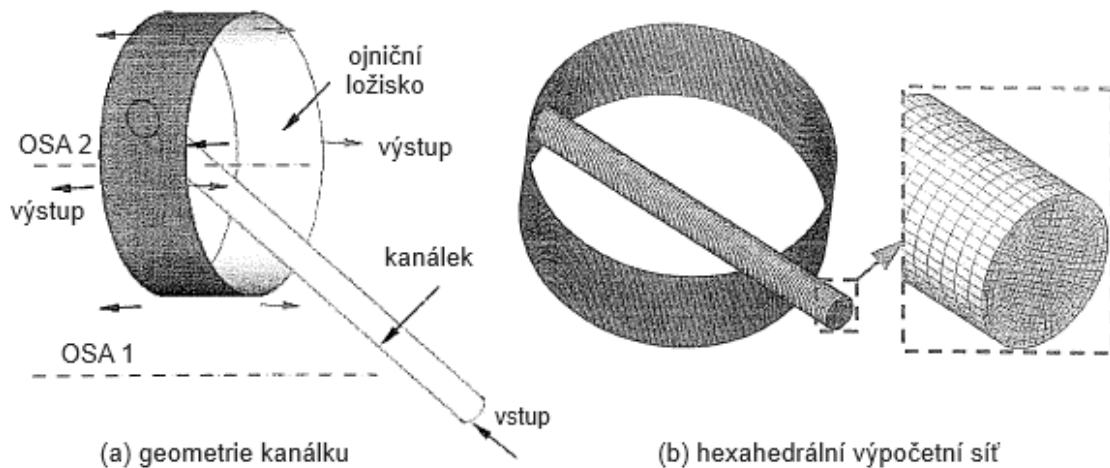
Dle zjištění Toyoty tedy průtok kanálkem s pomocným vývrtem bude vždy větší a plynulejší, při jakémkoli vstupním tlaku. Zavzdušnění se projeví u kanálku „V“ při nižších tlacích. Výpočtový model průtoku odpovídal experimentálním hodnotám a také předpověděl pokles dodávky oleje při vyšších otáčkách nehlédě na hodnotu tlaku u jednoduchého kanálku – podpořeno výsledky experimentu. [24]

2.4. Analýza mazacího systému s uvažáním zavzdušnění a kavitace v rotujícím kanálku klikového hřídele (DaimlerChrysler Corp. USA)

Vědečtí pracovníci oboru tribologie z americké společnosti DaimlerChrysler Corp. ve spolupráci s akademickými pracovníky z americké Oakland University a čínské Chongqing Jiaotong University vytvořili simulační CFD výpočet rotujícího mazacího kanálku v programu Ansys Fluent verzi 6.0.

Hlavním cílem práce bylo seznámení se s fyzikálními jevy vyskytujícími se v rotujícím kanálku skrze vytvoření, zprovoznění výpočetního modelu a ověření za pomoci zjednodušených fyzikálních zákonů. Následně bylo provedeno několik výpočtů s uvažáním zavzdušnění oleje a možnosti výskytu kavitace, diskuze výsledků a vytvoření parametrických map, doporučujících vhodné provozní podmínky mazacího systému pro vyhnutí se nežádoucím jevům v kanálku.

Nejprve bylo nutné vytvořit zjednodušenou výpočtovou síť, pro zamezení nadbytečné složitosti a zdlouhavosti výpočtů. Prvky jako ložisková drážka či geometrie hlavního kluzného ložiska byly vynechány. Výpočtovou síť tvořenou až 100 000 hexahedrálními elementy tvoří těleso kanálku a napájený objem kluzného ojničního ložiska o průměru 54mm. Geometrie a výpočetní síť lze vidět na obr. 2.18. [25]



Obr. 2.18 – Geometrie kanálku v CFD (DaimlerChrysler) [25]

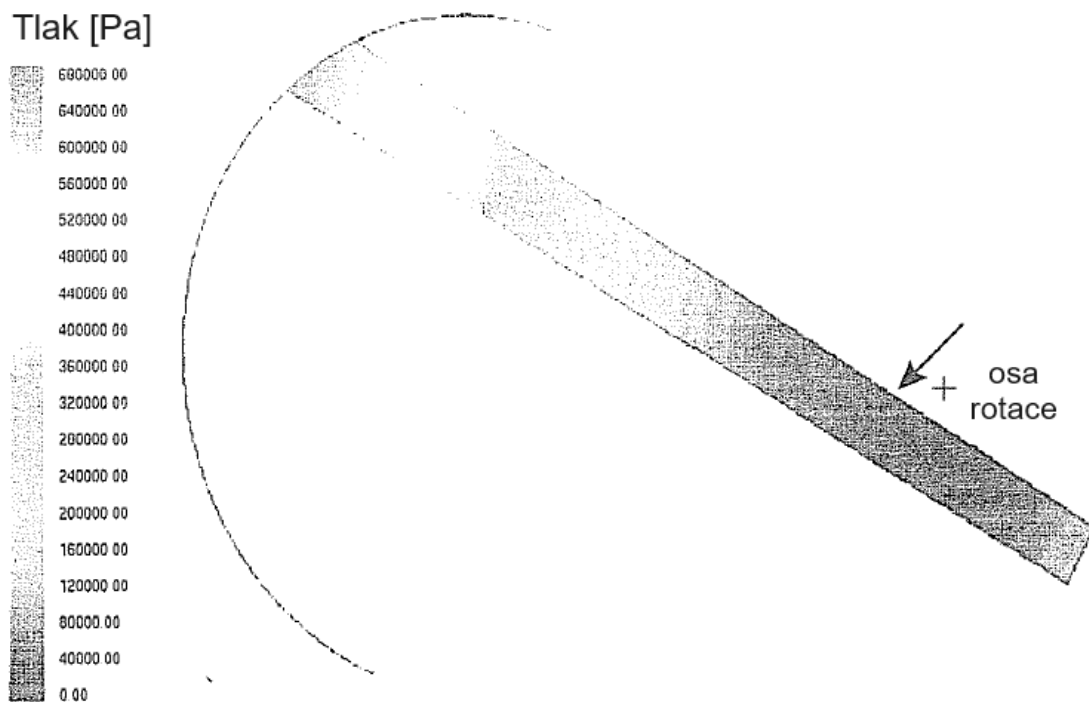
Za reálných podmínek v kanálku dochází k průtoku tří fází – olej, olejové páry, vzduch. Zatímco na jevu zavzdušnění se podílí především vzduchové bubliny, kavitace vychází z oleje a jeho olejových par. Program Ansys Fluent bohužel nepovoluje „třífázové“ výpočty olej – olejové páry – vzduch, zahrnující zavzdušnění i kavitací jev naráz. Z tohoto důvodu byly simulovány výpočty olej – vzduch a olej – olejové páry individuálně za využití rozdílných výpočetních modelů, zvolených z hlediska vhodnosti k jednotlivým fyzikálním jevům. [25]

Pro simulaci proudění olej-páry bylo využito výpočetního modelu „mixture“, především díky algoritmu obsahujícímu zaměření na skluzovou rychlost molekul – tím pádem na tendenci ke vzniku kavitačních bublin. Proudění olej-vzduch bylo simulováno za pomoci modelu „VOF“ (Volume of Fluid) s 10% podílem vzduchu na vstupu, neboť napomáhá k přesnějšímu sledování mezifázových pohybů.

Vlastnosti oleje byly definovány dle standardizovaného oleje SAE 5W-30. Simulace proběhly pro laminární i turbulentní proudění, v závislosti na Reynoldsově čísle o hodnotě 2000, na základě rychlosti proudění a průměru vrtaného kanálku. Pro každý časový krok bylo určeno 20 iterací pro zpřesnění výpočtu a jeho konvergenci. Jelikož tendence ke vzniku kavitace probíhá poblíž stěn kanálku, byla přesněji definována mezní vrstva stěny. Předdefinování hodnot vzniku kavitace bylo ponecháno jako defaultní o hodnotách 10 000 bublinek na m^3 a tlaku nasycených par oleje 20 kPa. [25]

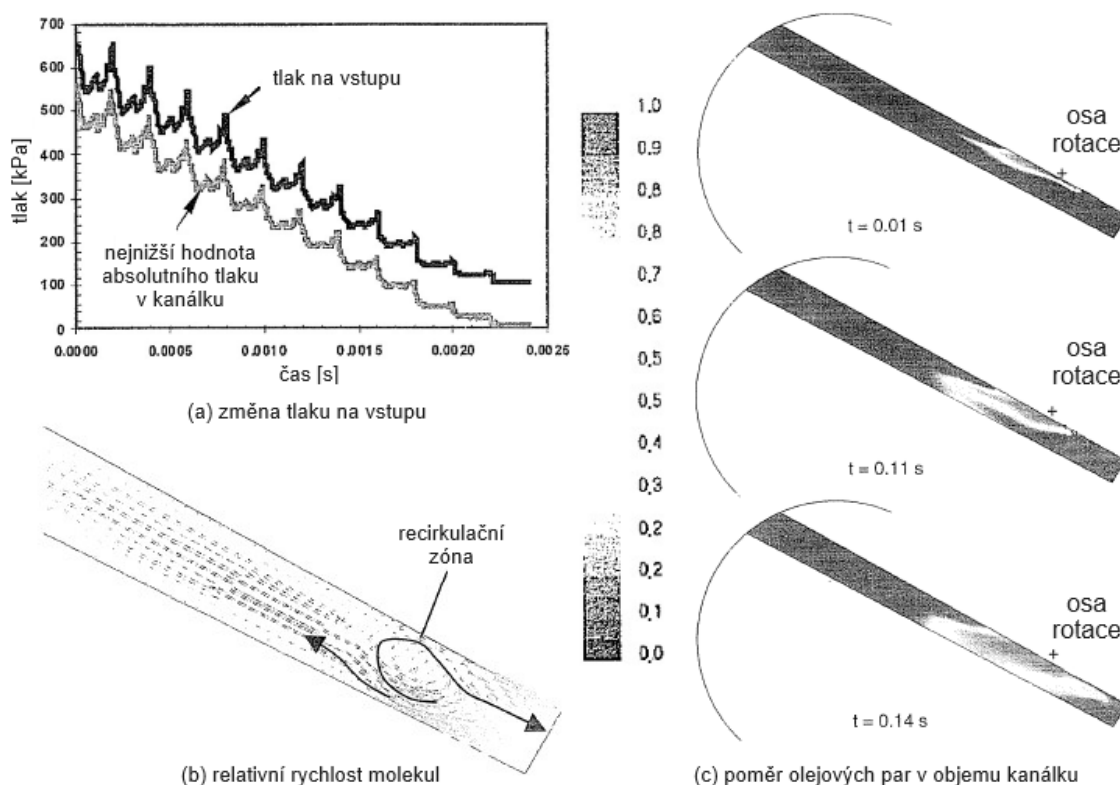
2.4.1 Výsledky studie DaimlerChrysler

Prvotním výstupem studie bylo teoretické rozložení tlaku v rotujícím kanálku, bez uvážení nepříznivých jevů (vlivu vzduchu a par). Na obr. 2.19 je uvedeno grafické znázornění tlakového pole, odpovídající soustředným kružnicím s osou rotace, s minimem v blízkosti osy rotace a postupným nárůstem hodnoty tlaku s druhou mocninou poloměru rotace, pro kanálek rotující konstantní rychlostí 6000rpm. [25]



Obr. 2.19 – Průběh tlaku v kanálku (DaimlerChrysler) [25]

U modelu zaměřujícího se na *výskyt kavitačního jevu* bylo otázkou při jakých provozních podmínkách můžeme tendenci ke kavitaci začít pozorovat. Významným proměnným faktorem je vstupní tlak mazacího média do kanálku, ten byl u výpočtu nastaven jako v čase postupně se snižující (viz obr. 2.20.a) a pozorován objemový podíl olejových par v kanálku klikového hřídele (obr. 2.20.c). Data uvedená na obr. 2.20 odpovídají oleji o teplotě 120°C a konstantním otáčkám hřídele 6000rpm. [25]



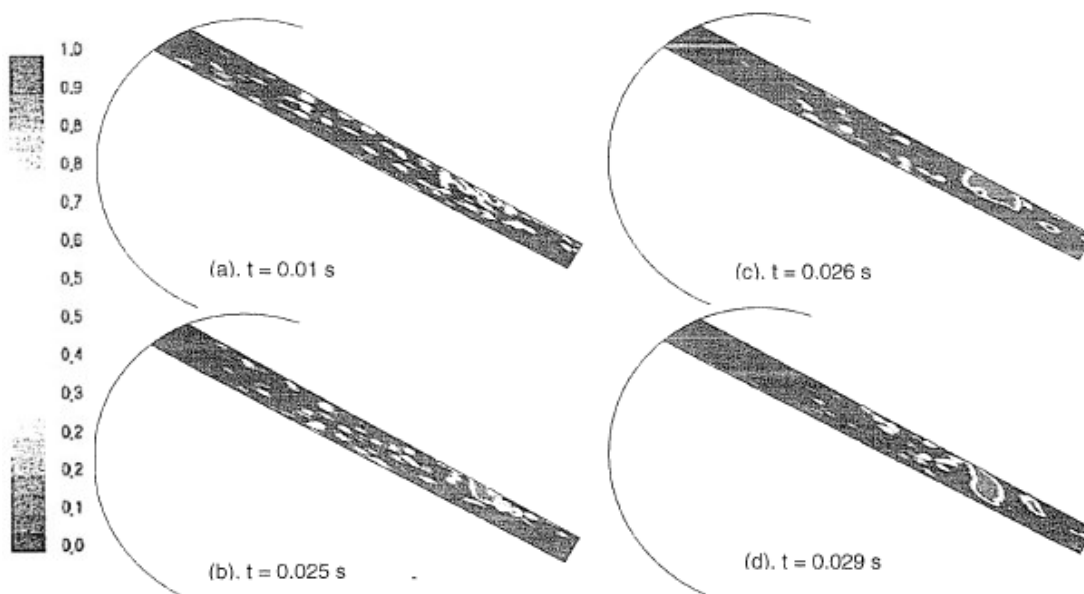
Obr. 2.20 – Tendence vzniku kavitačních bublin (DaimlerChrysler) [25]

Pro uvedené provozní podmínky bylo určeno, že objem maziva v kanálku blízko osy rotace dosáhne minima tlaku (hodnoty tlaku nasycených par 20kPa) při vstupním tlaku 129 kPa, tedy hodnoty značící potencionální začátek kavitace. Stejně tak lze z časového průběhu pozorovat postupně se rozšiřující kavitační oblast, začínající od stěny kanálku nejbliže k ose rotace.

Zajímavostí je jemně nesourodé chování s výpočtem absolutního tlaku (obr. 2.19), tedy soustřednými kružnicemi. Kavitační oblast se rozvíjí ve směru průtoku oleje v blízkosti spodní stěny, naopak proti proudu se rozvíjí v blízkosti horní stěny – tlačné při rotaci hřídele ve směru hodinových ručiček. Ve střední části rotujícího kanálku nejbliže k ose rotace vzniká „recirkulační zóna“, ta s nárůstem otáček zesiluje. Lze pozorovat, že při razantním poklesu tlaku mohou bubliny způsobit až přerušení dodávky oleje. [25]

Pro simulační model zaměřující se *na zavzdušnění oleje* vzduchovými částicemi byly použity stejné provozní parametry motoru – otáčky 6000rpm a teplota oleje 120°C. Tlak na vstupu byl opět postupně snižován z 520kPa až na 44kPa, podíl vzduchu v objemu na vstupu nastaven na 10%. Obdobně jako v případě neuvážení vlivu olejových par a vzduchu (obr. 2.19), tlakové pole téměř odpovídají soustředným čarám, přičemž hodnoty nejnižšího tlaku se nacházejí v místě nejbližší ose rotace.

V tomto případě má rozpuštěný vzduch v oleji sklon ke shromažďování v recirkulační zóně a místě nejbližší ose rotace, kde se postupně uvolňuje z objemu oleje a formuje vzduchové bublinky – viz obr. 2.21. Ty se potenciaálně spojují ve vzduchové kapsy, které mohou zapříčinit až dramatický pokles dodávky oleje (průtoku). Například pokud vzduchová kapsa zaujímá velikost 70% průměru vrtaného kanálku, průtok maziva poklesne až o 50%. Jakmile kapsa vznikne, již nemůže přejít zpět do fáze rozpuštěného vzduchu vlivem navyšujícího se tlaku na vstupu. Místo toho postupuje dále s proudem k výstupu, kde dochází k zhroucení vlivem pohybu ojnicního ložiska. [25]

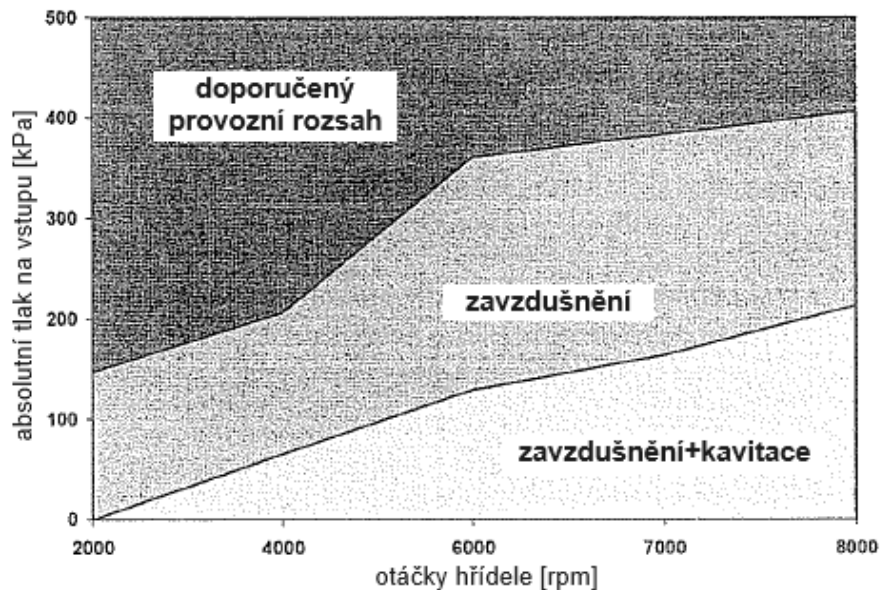


Obr. 2.21 – Tendence vzniku vzduchových bublin (DaimlerChrysler) [25]

Ze získaných výstupů lze vyvodit dva možné scénáře selhání dodávky mazacího oleje. V případě minimálního zavzdušnění oleje připadá v úvahu pouze kavitační jev vlivem olejových par, pro který jsme schopni dohledat minimální hodnotu vstupního tlaku pro dané provozní podmínky. V případě zavzdušnění oleje (reálné podmínky) může průtok k ojnicním ložiskům selhat vlivem tvorby vzduchových kapes v kanálku.

Z výstupů studie byly vytvořeny mapy doporučených oblastí provozu dle provozních parametrů (otáčky, vstupní tlaky, zavzdušnění, teplota a typ oleje, etc.), které mohou vypomoci s budoucími návrhy pohonných jednotek. Příklad mapy doporučených provozních parametrů je uveden na obr. 2.22. [25]



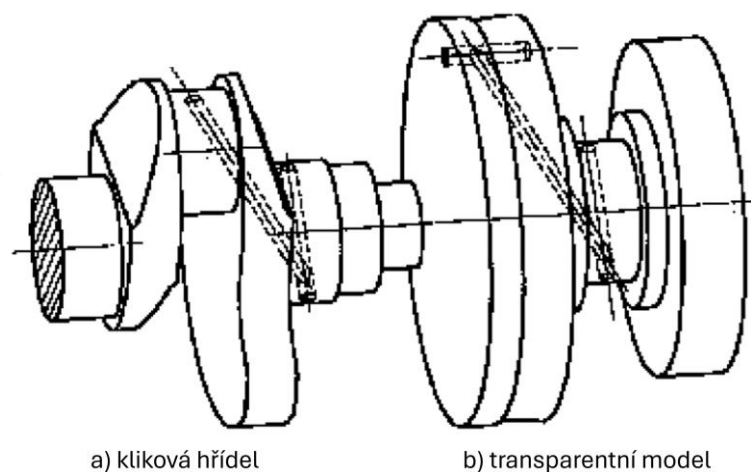


Obr. 2.22 – Mapa doporučených provozních parametrů (DaimlerChrysler) [25]

2.5. Funkčnost ojničních ložisek se zavzdušněným olejem (FEV Motortechnik, RWTH Aachen)

Výzkumná experimentální studie jednoho z významných konzultantů automobilového průmyslu FEV Motortechnik z německého města Aachen se zaměřuje na zkoumání vlivu zavzdušněného oleje na účinnost mazání kluzných ojničních ložisek.

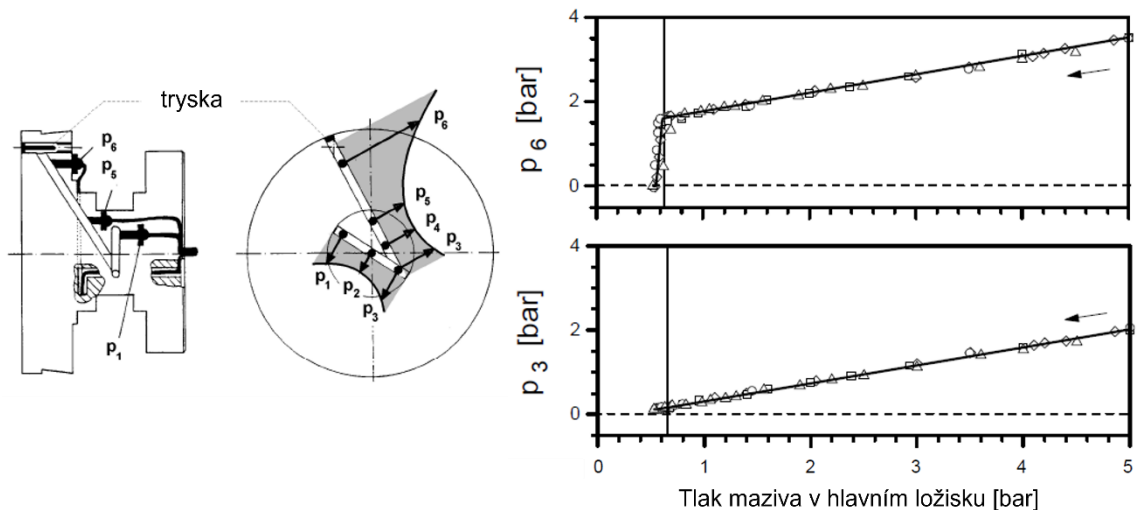
Pro experimentální měření bylo využito zprvu reálného motoru se snímači tlaku na vstupu a výstupu z vrтанého kanálku klikového hřídele tvaru „Y“. Tyto výsledky sice potvrzovali hypotézu zásadního vlivu zavzdušnění na tlak v kanálku a dodávku oleje do ojničního ložiska, avšak bylo potřeba dalšího zkoumání. Byl vytvořen transparentní model s nezměněnou geometrií, který lze vidět na obr. 2.23 níže, a na něm provedena další měření. [26]



Obr. 2.23 – Transparentní model vrтанého kanálku tvaru „Y“ (FEV) [26]

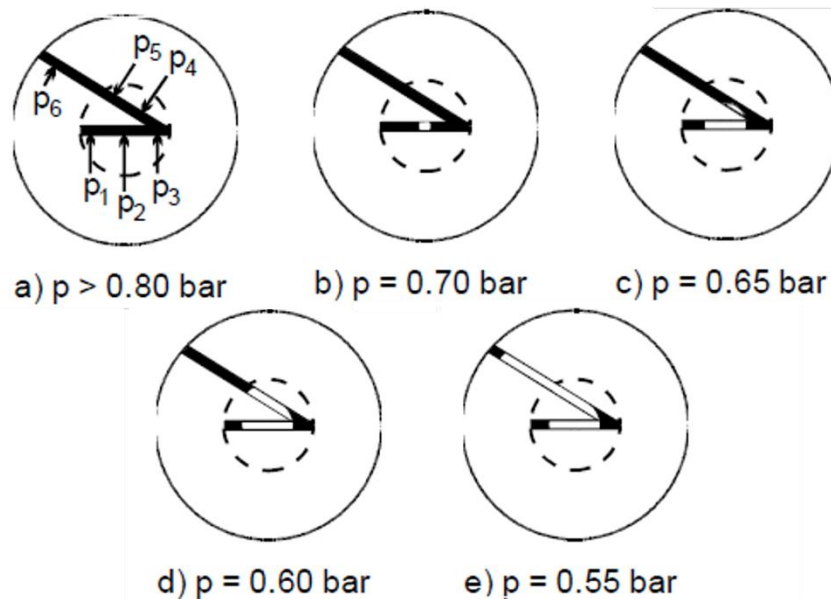
2.5.1 Výsledky studie FEV

Provozní parametry experimentálního stavu byly v následujících mezích: 8-9% zavzdušnění oleje na vstupu do kanálku, otáčky po celou dobu konstantní 3000rpm, tlak na vstupu do kanálku (v hlavním ložisku) postupně snižován z hodnoty 2bar přetlaku. Zaměřením bylo především na přerušení dodávky oleje skrze kanálek do ojnicního ložiska. Umístění snímačů tlaku ve zkušebním modelu a výstupní závislost tlaků v inkriminovaných místech na hodnotě tlaku v hlavním ložisku lze vidět na obr. 2.24. [26]



Obr. 2.24 – Umístění snímačů tlaku, výstupní data (FEV) [26]

Nejzásadnějším výstupem této studie je nalezení minimální hranice hodnoty tlaku v hlavním ložisku KH, kdy se začínají formovat vzduchové bublinky do tvaru vzduchové kapsy, a to 0.8bar, kdy je ještě kanálek plně zaplněn olejem. Čím nižší je následně tlak na vstupu, tím se vzduchová kapsa zvětšuje. Nejlépe o tomto fenoménu pojednává výstupní grafické znázornění uvedené na obr. 2.25. [26]

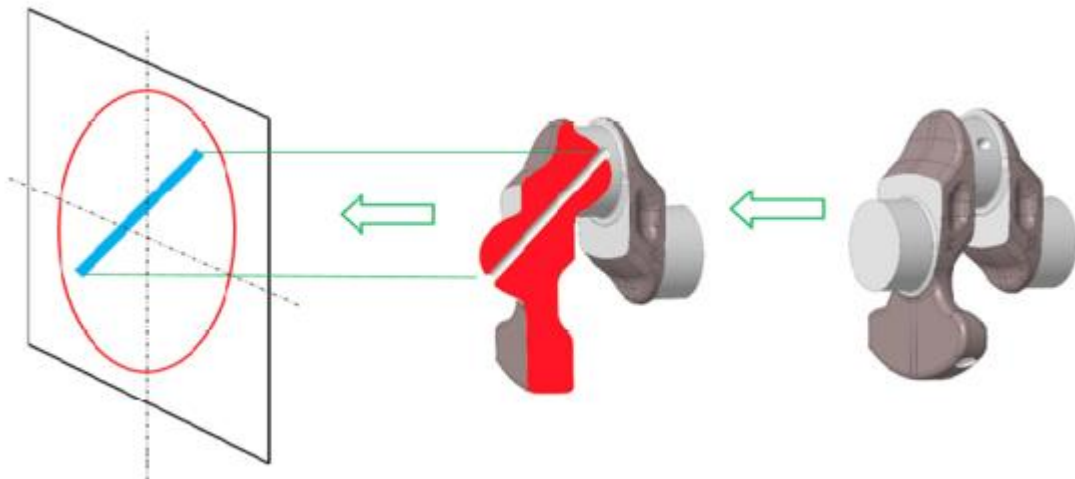


Obr. 2.25 – Zaznamenané vzduchové kapsy (FEV) [26]

2.6. Analýza proudění oleje v mazacím kanálku klikového hřídele (TU v Liberci, Škoda Auto a.s.)

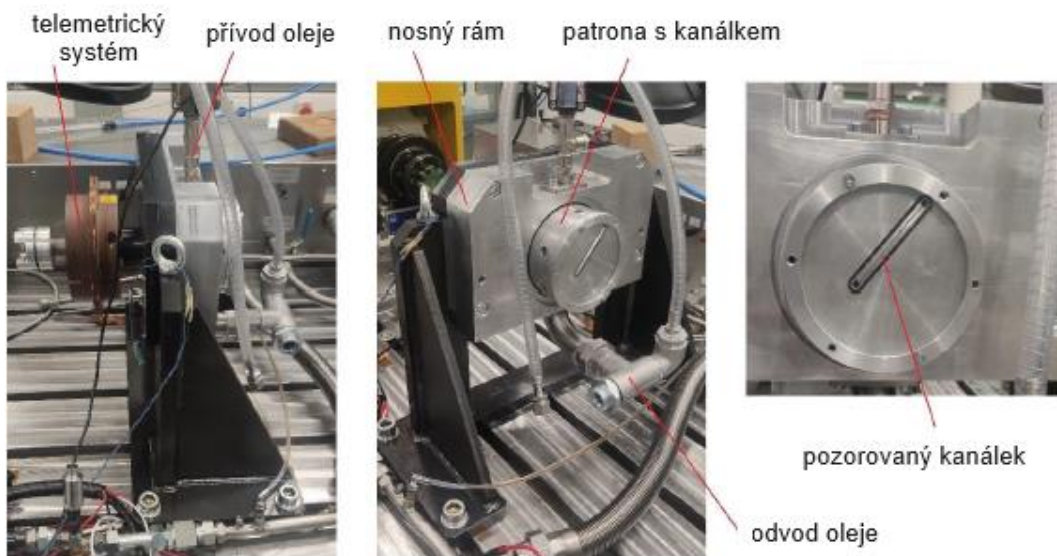
Důležitost zkoumání nežádoucích jevů v rotujícím kanálku byla již několikrát vyzdvižena. A jelikož vývojové oddělení spalovacích motorů společnosti Škoda Auto a.s. plně zodpovídá za vývoj většiny spalovacích pohonných jednotek celého koncernu VW, bylo rozhodnuto výzkum a znalosti v této oblasti postupně prohlubovat. Tedy věnovat se jak reálnému pozorování a měření na experimentálních stavech, tak simulování proudění skrze CFD výpočty a jejich vzájemnému porovnávání, se zapojením studentů strojních fakult do dlouhodobého výzkumu formou akademických prací. [3,17,27]

Experimentální měření v rámci diplomové práce ve Škoda Auto a.s. bylo provedeno obdobnou cestou jako v případě Toyoty, neproběhlo měření na reálném motoru, nýbrž na modelu části klikového hřídele s vrtaným kanálkem, osazeného průhledným sklíčkem pro snímání proudění staticky uloženou CCD kamerou z boční části. Pro jednoduché snímání jevů za rotace bylo rozhodnuto promítnout prostorový kanálek do roviny kolmé k ose rotace a vyfrézovat ho do hliníkového bloku jako půlkruhový průřez, velikostí plochy průřezu přímo odpovídající ploše průřezu kruhového vrtaného kanálku, ten pak osadit transparentním krytem. Promítnutí kanálku do roviny kolmé k ose rotace je uvedeno na obr. 2.26. [17,27]



Obr. 2.26 – Promítnutí kanálku do roviny kolmé k ose rotace (TUL,ŠA) [27]

Vzorem pro rozměry kanálku byla blíže nespecifikovaná kliková hřídel z motoru Škoda o objemu 1600cm³ s vrtanými kanálky o \varnothing 5mm. Snímání tlaku probíhalo na vstupu a na výstupu z kanálku, kabely od snímačů vedeny středem dutého hřídele k telemetrickému systému uloženému na opačném konci. Experimentální sestava je uvedena na obr. 2.27. [12,17]



Obr. 2.27 – Experimentální stav (TUL,ŠA) [17]

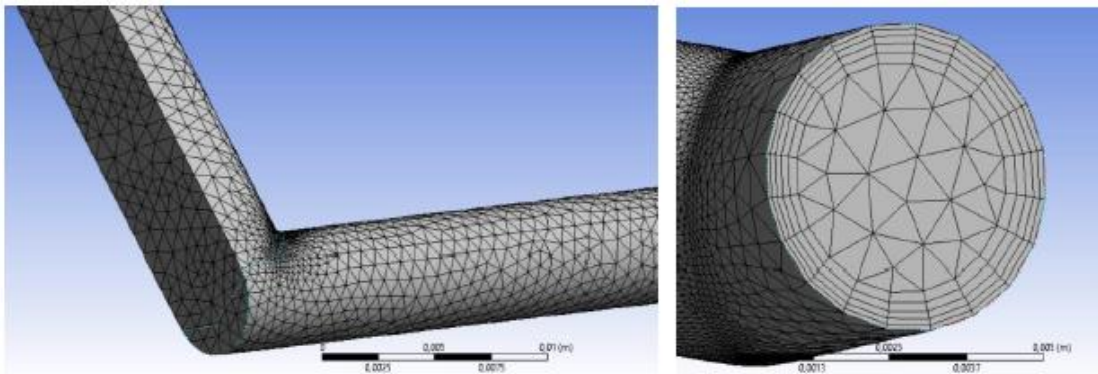
Bližší představení experimentálního stavu, systému napájení a přístupu k měření bude provedeno v kapitole 3 této práce, neboť budeme přímo navazovat na dosažené výsledky prací minulých a využívat dostupných přístrojů a laboratoří Škoda Auto a.s.

Cílem *měření v laboratorních podmínkách* bylo obdržet hodnoty tlaku na vstupu a výstupu z kanálku paralelně s pořízením obrazových záznamů k zachycení fyzikálního chování uvnitř kanálku. K průtoku a provzdušnění oleje na 5% objemového podílu vzduchu sloužilo zařízení Air-X od společnosti DSI. Motorový olej byl vybrán ze škály olejů používaných standartně pro motory Škoda Auto, přesněji olej Shell 0W-20, teplota oleje konstantních 80°C a tlak na vstupu do rotujícího kanálu 2 bary relativně.

Pro napájení bylo využito ložisko s drážkou 360°, výstup z kanálku do ojnicího ložiska byl simulován tryskou o $\varnothing 0.9\text{mm}$ odpovídající vůli v ojnicích ložiscích daného motoru. Zařízení bylo zprvu temperováno a provozováno při nízkých otáčkách, následně došlo k nárůstu otáček na tři různé hodnoty 4000, 5000 a 6000rpm po dobu 5s a pořízen videozáznam. [3,17]

Výpočtový CFD model byl paralelně vytvořen v programu Ansys Fluent dvoufázového proudění olej–vzduch se zaměřením na zkoumání vlivu zavzdušnění na hodnoty tlaku v kanálku a případné narušování průtoku maziva. Stejně jako ve studii DaimlerChrysler zvolen výpočtový algoritmus VOF (Volume of Fluid), zvoleno turbulentní proudění $k-\epsilon$ závislé na čase a vytvořena geometrie odpovídající kanálku experimentálního zařízení s výpočtovou sítí o konečném počtu elementů 156 554. [3,17]

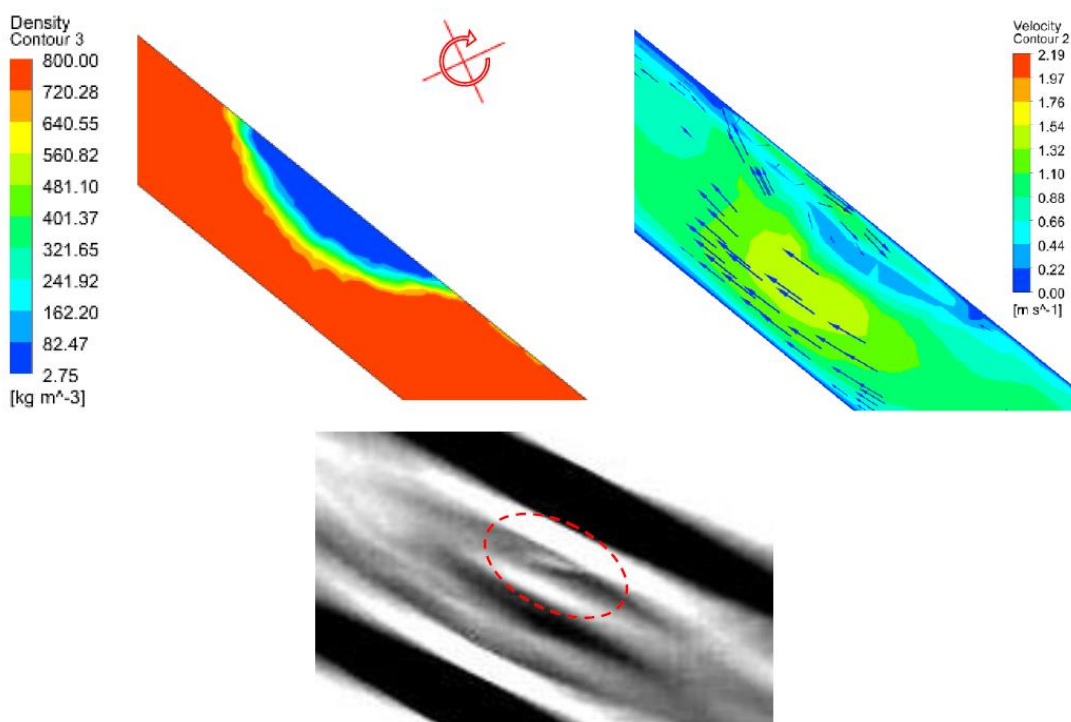
Okrajové podmínky otáček, vstupních tlaků a vlastnosti oleje při počítačové simulaci odpovídali hodnotám z experimentu. Stejně jako při experimentu byly provedeny tři výpočty – pro otáčky 4000, 5000 a 6000rpm. Použitá tetrahedronová výpočetní síť je uvedena na obrázku 2.28. [3,17]



Obr. 2.28 – Výpočetová síť (TUL,ŠA) [17]

2.6.1. Výstupy studie TUL a Škoda Auto a.s.

Bohužel při experimentálním měření došlo k blíže nespecifikovanému poškození telemetrického systému, kvůli kterému nebylo možné odečíst hodnoty tlaku ve sledovaných místech kanálku. Na obrázku 2.29 jsou uvedeny výstupní data ze simulace a měření pro otáčky 6000rpm. Ze simulací vyplývá tendence hromadění částic vzduchu v místě nejbližší ose rotace a tvorbě recirkulační zóny, vedoucí k možnému vzniku vzduchové kapsy. Ze snímků laboratorního měření nebyla bublina vzduchu pozorována, avšak lze vidět nepatrnou zónu světlé barvy nejasného původu, která napovídá přítomnosti nežádoucích jevů. [17]



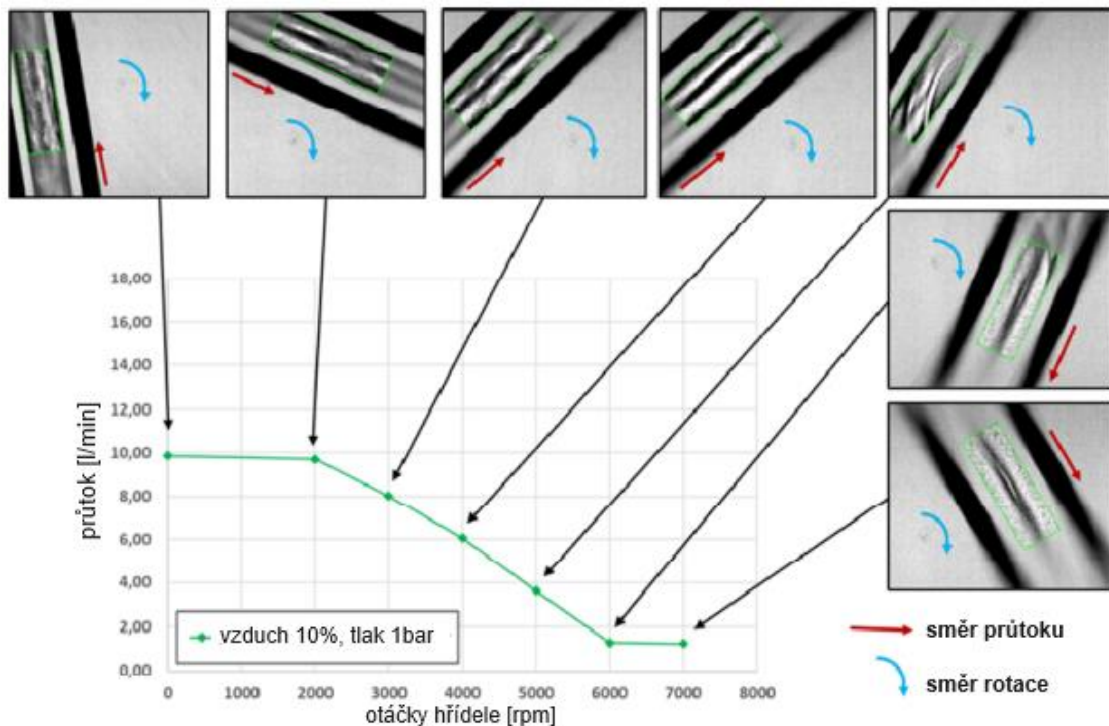
Obr. 2.29 – Výsledné porovnání výstupů studie (TUL,ŠA) [17]

Z výstupů studie Škoda Auto ve spolupráci s TUL lze usoudit, že provedené simulace a experimenty úspěšně odpovídají teoriím a očekáváním. Nebylo však možné porovnat hodnoty tlaků a kamerový záznam byl pořízen v poměrně nízké kvalitě. Z těchto důvodů bylo doporučeno další bádání, kupříkladu s vytvořením parametrické studie vypovídající více o vlivu jednotlivých parametrů (otáčky, vstupní tlak, teplota oleje). Tato studie bude sloužit jako základní stavební kámen pro další rozvoj znalostí a poznatků dané tematiky. [3,17]

2.7. Průtok oleje rotujícím kanálkem (Škoda Auto a.s.)

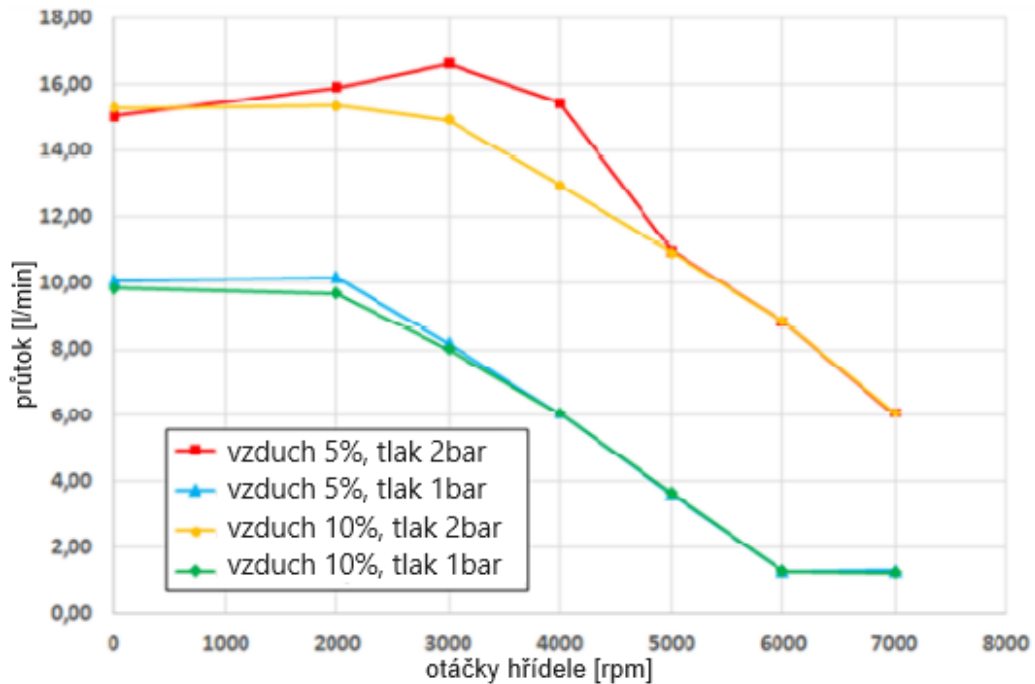
V návaznosti na akademickou práci popsanou v kapitole 2.6 vznikla nejaktuálnější studie průtoku motorového oleje kanálkem v laboratořích Škoda Auto a.s. pro 53. Mezinárodní vědeckou konferenci českých a slovenských univerzit a institucí zaměřenou na výzkumné a výukové metody spojené se spalovacími motory ve slovenských Kočovcích. Výzkumná studie obsahuje dvě části – experimentální a CFD simulaci. Tentokrát se vědci zaměřili na hodnotu průtoku vrtaným kanálkem.

Experimentální stav byl využit stejný jako v případě diplomové práce. Pro zjištění vlivu zavzdušnění na kontinuálnost průtoku mazacího média byly testovány dvě tlakové hladiny – 1 a 2bary relativně, teplota oleje 0W-20 udržována 90°C, zavzdušnění běžných hodnot 5% a zvýšené 10% pro podpoření vzniku nežádoucích jevů. Experiment probíhal ve spektru otáček 1000-7000rpm s krokem 1000rpm, příklad výsledných hodnot pro zavzdušnění 10% a vstupní tlak 1bar relativně jsou uvedeny na obr. 2.30. [3,27]



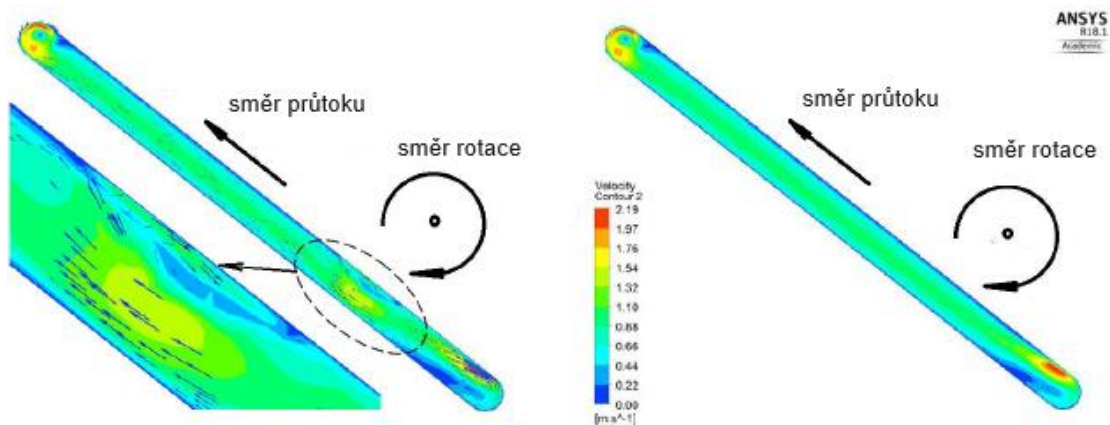
Obr. 2.30 – Průtok oleje kanálkem (Škoda Auto a.s.) [27]

Na obrázku 2.31 lze přehledně vidět porovnání hodnot průtoků pro jednotlivou kombinaci hodnoty zavzdušnění (5 a 10%) a relativního tlaku na vstupu (1 a 2bary).



Obr. 2.31 – Výstupy experimentu (Škoda Auto a.s.) [27]

Obdobně jako u akademické práce byl souběžně vytvořen výpočtový model v programu Ansys Fluent se stejnými okrajovými podmínkami. Pro vstupní parametry 6000rpm a tlaku 2bary relativně byl výpočet proveden jak pro 5% zavzdušnění tak i 0% (jen olej). Na obr. 2.32 jsou uvedeny výstupní hodnoty rychlostních polí pro jednotlivé výpočty (5% zavzdušnění vlevo, 0% vpravo). Lze vidět, že podíl vzduchu v objemu kanálku má jasný vliv na vznik a růst recirkulační zóny v místě nejbližší ose rotace, která rotuje ve stejném směru jako kliková hřídel. [27]



Obr. 2.32 – Výstupy simulačního výpočtu (Škoda Auto a.s.) [27]

2.7.1. Shrnutí výstupů studie Škoda Auto a.s.

Poslední studie z laboratoří Škody Auto dokazuje výskyt nežádoucích fyzikálních jevů v kanálku a vyzdvihuje závislost vzniku těchto jevů na zvýšeném podílu vzduchu v kanálku klikového hřídele. Zaznamenaná recirkulační zóna může vést ke vzniku vzduchové kapsy, která má přímý vliv na hodnoty průtoku k ojnicím ložiskům, což také odpovídá výstupním hodnotám experimentu. Byla dokázána přímá závislost otáček na poklesu průtoku kanálkem, znatelný počátek poklesu průtoku maziva lze pozorovat kolem milníku otáček 3000rpm. Jelikož celá studie probíhá na restrukturalizovaném modelu kanálku pro jednodušší provedení experimentů, je nutné brát výsledné numerické hodnoty průtoků pouze jako orientační, nikoliv naprosto totožné jako u reálného klikového hřídele daného motoru.

Při měření bylo dokonce zaznamenáno kompletní přerušení přívodu oleje do mazaného místa při relativním tlaku na vstupu 1bar. Při určitém poměru otáček a vstupních tlaků bylo na obrazových záznamech pozorováno deformování recirkulační zóny a pravděpodobné hromadění olejové pěny v tomto místě: pozorováno při kombinaci 7000rpm – 2bary a 5000rpm – 1bar (viz obr. 2.30).

Fyzikální jev kavitace během provedeného experimentu a výpočtů pozorován nebyl. Pozorované výsledky a výstupy odpovídají použité konstrukci vrtaného kanálku a oleji 0W-20 při teplotě 90°C. Při použití rozdílných vstupních parametrů se výsledky mohou lišit. [27]

3 Experimentální část

Jak již bylo několikrát zmíněno v předešlých kapitolách, vlivem zavzdušnění mazacího oleje může docházet za chodu motoru k nežádoucím jevům, vedoucím až k přerušení dodávky maziva k ojnicímu ložisku, a to především vlivem hromadění vzduchu v recirkulační zóně uvnitř vrtaného kanálku klikové hřídele. Prozatím ale nebylo rozpoznáno v jaké míře se částice vzduchu v zóně shromažďují, jakou rychlostí či v jaké formě nebo jaký vliv na tento jev mají provozní podmínky motoru.

Tato diplomová práce přímo navazuje na dosavadní výzkum Škody Auto (kapitoly [2.6](#) a [2.7](#)) a klade si za cíl prohloubit znalosti v oblasti jevu kumulace vzduchu, vlivu provozních parametrů na tendenci tvorby vzduchových bublinek, příp. vzduchové kapsy v oblasti recirkulační zóny a výraznému posunu vědomostí u průběhu tohoto jevu. Přímo navazuje na akademické práce Ing. F. Jermanna, také ve spolupráci se Škoda Auto, kde bakalářská práce byla věnována návrhu experimentálního zařízení a později diplomová práce již prvotním měření a simulacím.

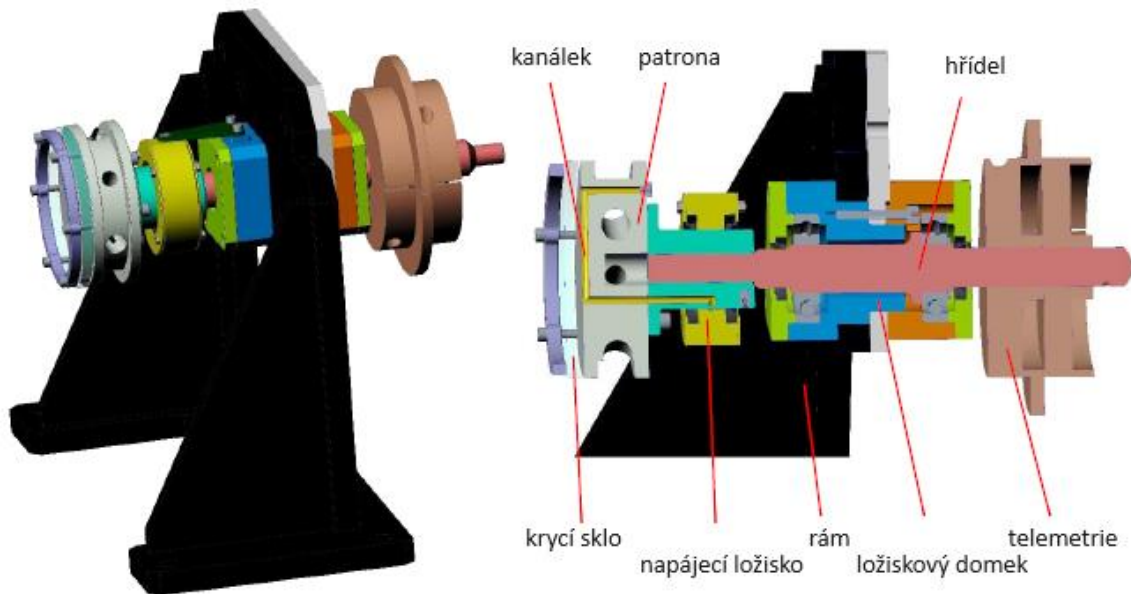
V této kapitole bude popsán dosavadní experimentální stav laboratoří Škody Auto a jeho úpravy pro experimentální měření a zaznamenání reálných jevů uvnitř kanálku v rámci této diplomové práce. Stejně tak budou osvětlena učiněná rozhodnutí, vzhledem k nabytým poznatkům z předchozích výzkumů automobilek i univerzit, a uvedeny jednotlivé úvahy nad volbou provozních parametrů či kompromisy v návaznosti na zkušenosti s numerickými simulacemi. Závěrem kapitoly bude popsán průběh laboratorního měření a obdržené výstupy.

3.1 Přístup k výzkumu

Zprvu si krátce shrňme přístup k výzkumu laboratoří Škody Auto. Bylo rozhodnuto vydat se obdobnou cestou jako výzkumníci z Toyoty, tedy zkoumání dění v kanálku na modelu části klikové hřídele skrze transparentní sklo a zaznamenávání staticky uloženou CCD kamerou v laboratorních podmínkách paralelně s hodnotami ze snímačů tlaku uvnitř kanálku. Nejprve bylo sestaveno výzkumné zařízení, zprovozněno a nyní je snaha o co nejbližší poznání fyzikálních dějů, především v závislosti na provozních parametrech spalovacího motoru (teplota oleje, typ oleje, tlak na vstupu do kanálku, otáčky klikové hřídele, poměr zavzdušnění) a v budoucnu dalších ovlivňujících faktorů (typ kanálku, vůle v ojnicím ložisku, typ ložiskové drážky, etc.). Paralelně k tomu působí snaha o simulování těchto dějů v CFD programech a následné využití všech obdržených znalostí při vývoji pohonných spalovacích jednotek budoucnosti. [3]

3.1.1 Prvotní návrh experimentálního zařízení

Hlavní zájem míří především na dění uvnitř kanálku, byl vytvořen klon kanálku vyfrézovaný do patrony z hliníkové slitiny (popis patrony v kapitole 3.2.1). Při měření patrona osazená snímači tlaku a transparentním sklem rotuje, záznam proudění probíhá skrze staticky uloženou CCD kameru z boční části. Kabely od snímačů vedou uvnitř dutého hřídele na opačný konec hřídele k telemetrii, která převádí signály do počítače. Návrh ve formě 3D modelu z bakalářské práce je uveden na obr. 3.1.



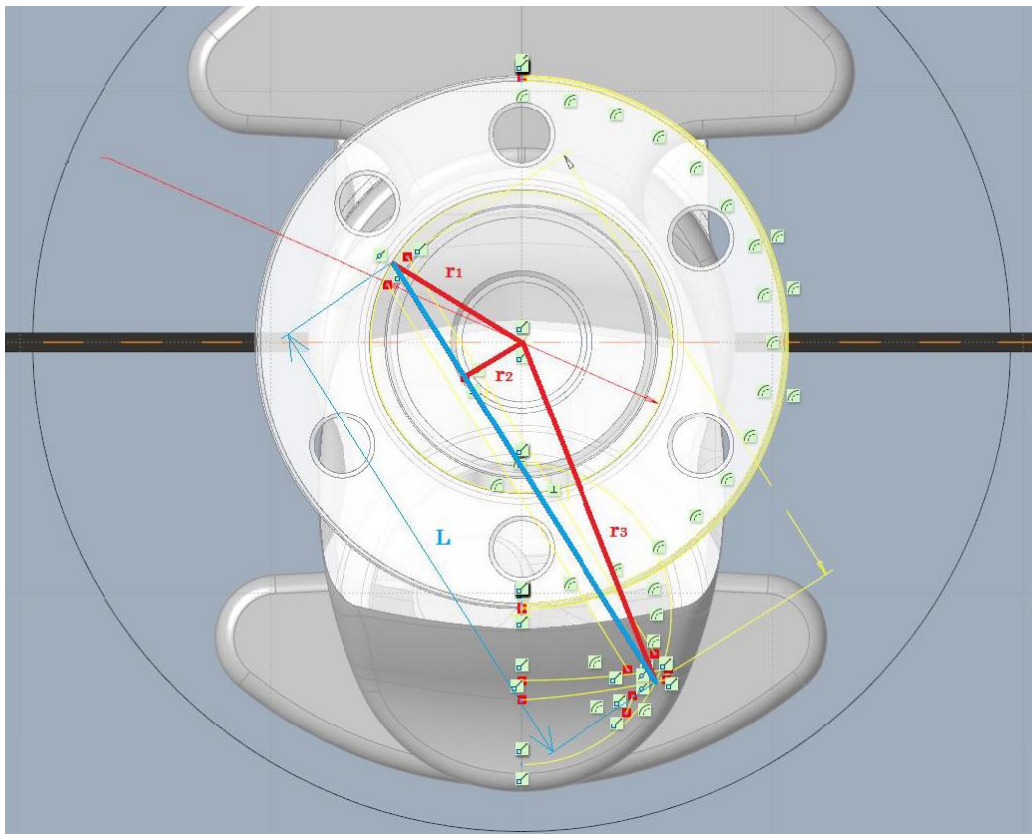
Obr. 3.1 – Prvotní návrh experimentálního stavu [17]

Napájení vstupu do kanálku je řešeno pomocí náhrady hlavního ložiska (napájecího ložiska) s vytvořenou drážkou stejnou jako se nachází v ložiskové pánvi. Olej odtud proudí vstupní větví podél osy rotace až k pozorovanému kanálku. Obdobným pomocným kanálkem olej proudí k trysce na výstupu o vnitřním $\varnothing 0.9\text{mm}$, simulující vůli v ojnicím ložisku reálného motoru.

Během realizace stavby experimentálního zařízení došlo k několika úpravám, týkajících se např. užití labyrintového těsnění či vylepšení napájení. Finální verze experimentálního stavu využítá při tvorbě posledních studií (kapitola [2.6](#) a [2.7](#)) je uvedena na obrázku 2.28 v [kapitole 2.6](#). [3]

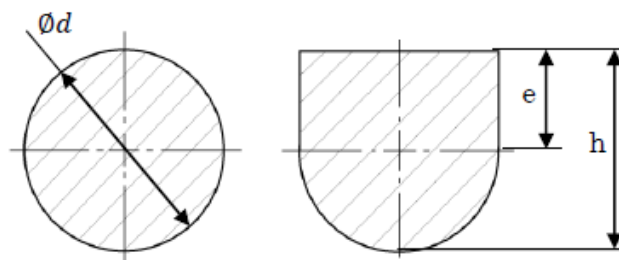
3.1.2 Geometrie kanálku

Z hlediska co nejpřesnějšího zaznamenávání dějů v kanálku kamerou a vhodnému uložení snímačů s kabeláží bylo rozhodnuto provést kanálek jako frézovanou drážku na čelní ploše patrony, tedy bylo nutné geometrii vrtaného kanálku promítnout do roviny kolmé k ose rotace. Jelikož tlakové pole v kanálku je ovlivňováno především odstředivými silami, tudíž druhou mocninou vzdálenosti od osy rotace, lze tuto modifikaci provést bez ovlivnění fyzikálních jevů. Promítnutí geometrie vrtaného kanálku za pomoci 3D modelu klikového hřídele je uvedeno na obr. 3.2.



Obr. 3.2 – Průmět vrtaného kanálku do roviny kolmé k ose rotace [3]

Změna provedení kanálku vede ke změně průřezu. Původní vrtaný kanálek o kruhovém průřezu $\varnothing 5\text{mm}$ byl převeden na frézovaný půlkruhový, se zachováním velikosti plochy průřezu. Změna průřezu je uvedena na obr. 3.3. [3,12]



Obr. 3.3 – Změna průřezu kanálku [12]

Pakliže matematicky položíme plochu kruhového průřezu v rovnost s plochou frézovaného kanálku skládajícího se z půlkruhu a obdélníku o délce jedné strany rovné hodnotě průměru vrtaného kanálku d [m], pak lze vyjádřit hledaný rozměr e [m] jako

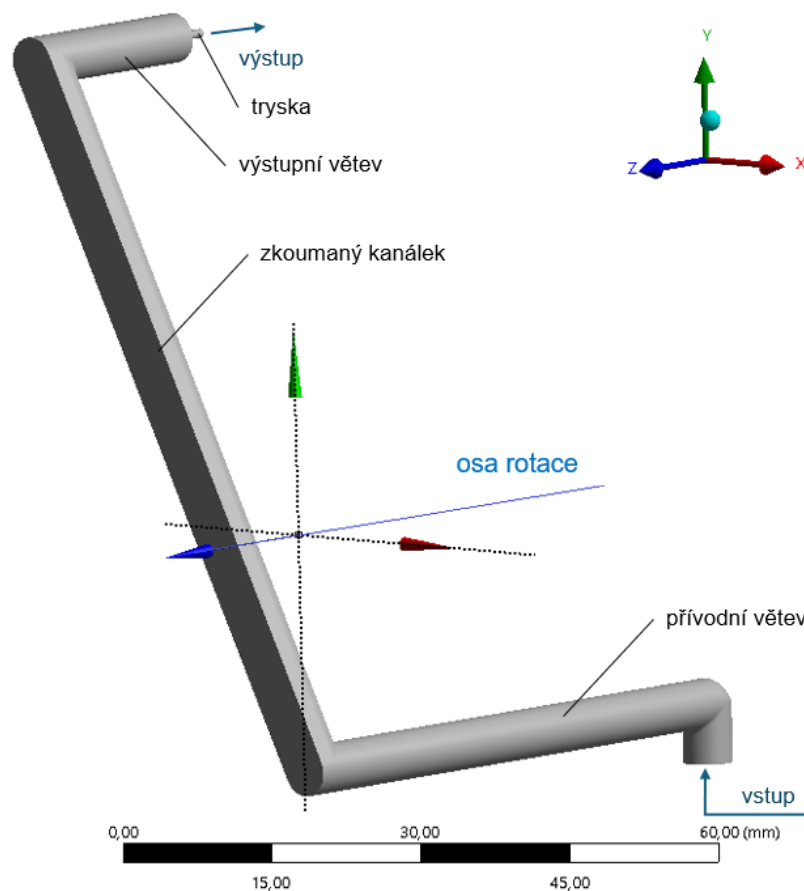
$$e = \frac{\pi d}{8}, \quad (3.1)$$

z čehož následně vyplývá hloubka vrtaného kanálku h [m] jako

$$h = e + \frac{d}{2} = \frac{\pi d}{8} + \frac{d}{2} = d \left(\frac{\pi}{8} + \frac{1}{2} \right), \quad (3.2)$$

tedy v našem případě, při zkoumání kanálku o $\varnothing 5\text{mm}$, rovna 4.46mm.

Pro lepší představu je na obrázku 3.4 uveden 3D model zkoumaného kanálku, frézovaného v čelní rovině patrony, vytvořený v CAD programu Autodesk Inventor. Stejný model je i později použit jako vstupní geometrie pro výpočtové CFD simulace v programu Ansys Fluent. Tím je zajištěna shodnost geometrie zkoumaných drážek jak pro laboratorní experiment tak pro numerické simulace.



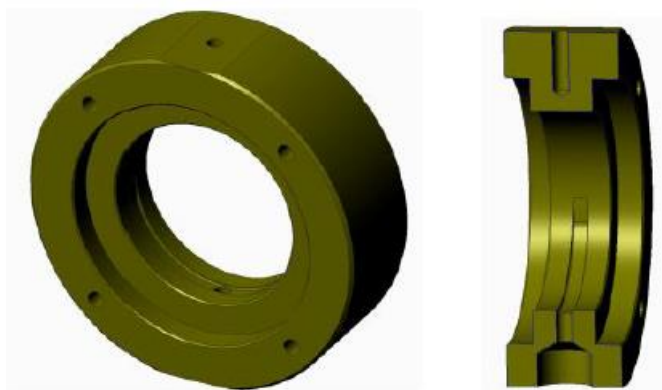
Obr. 3.4 – Model kanálku

3.1.3 Volba rozměru výstupní trysky a napájení kanálku

Již během fáze sestavování prvotního experimentálního zařízení muselo být provedeno několik úvah a pevných rozhodnutí. Jedním z nich bylo určení průměru výstupní trysky z kanálku, simulující rozměrovou vůli v ojnicím ložisku reálného motoru. Výstupní tryska tak představuje odpor průtoku kapaliny a udržuje mazivo v objemu kanálku natlakované.

Výzkumníci z Toyoty (kapitola [2.3](#)) použili *výstupní trysku* o $\varnothing 1\text{mm}$ představující vůli ojnicího ložiska motoru $60\mu\text{m}$. K určení průměru trysky motoru z dílen Škoda Auto byla využita zpráva z laboratorních měření reálného motoru, ve které byly sledovány právě průtoky motorového oleje kanálkem (přesné hodnoty nelze uvést z důvodu vývojové fáze motorů). Odečtená hodnota průtoku při otáčkách 1000rpm oleje 0W-20 o teplotě 80°C byla porovnána s jednoduchým simulačním výpočtem trysky několika průměrů, s hodnotou průtoku odpovídající trysce o $\varnothing 0.9\text{mm}$. Rozměr trysky blízce odpovídá studii Toyoty, tedy byla konstatována správnost výsledku a jeho použití při experimentálním měření a numerických simulacích.

Napájení kanálku olejem probíhá z *ložiskové drážky* pánve hlavního klikového ložiska, o obvyklém provedení 150° (uveden na obr. 3.5 níže) případně 180° . Olej do kanálku vniká při zarovnání vstupu kanálku a drážky za rotace hřídele – při užití 180° drážky tedy polovinu otáčky. Po zbytek otáčky hřídele olej do kanálku nevniká, tento jev přivádí do mazacího okruhu značné tlakové pulzace, které lze vidět např. z výzkumu Audi ([kapitola 2.2](#)). Simulování přerušovaného vstupu se u numerických výpočtů projevilo značnou komplikovaností, bylo rozhodnuto provést simulace s nepřerušovaným přívodem oleje. Aby podmínky experimentu a simulací byly zachovány, napájecí ložisko zkušebního stavu bylo navrženo jako výměnné a použito ložisko s 360° drážkou. Tím je i zaručena schopnost budoucích měření u zkoumání vlivu faktoru typu použité drážky. [3,17]



Obr. 3.5 – Model napájecího ložiska se 150° drážkou [3]

3.1.4 Zkoumané jevy

Ze všech dosavadně nabytých zkušeností víme, že možné selhání dodávky oleje k ojnicnímu ložisku ovlivňuje především vzduch obsažený v oleji (ať už rozpuštěný či ve formě bublin). Dalším faktorem je možný vliv kavitačního jevu z důvodu poklesu tlakového pole blízko k ose otáčení klikového hřídele.

V simulačním CFD programu Ansys Fluent nelze bohužel vytvořit takový výpočetní model, který by byl schopen uvažovat oba jevy a tedy tři možné vyskytující se fáze: olej, olejové páry a vzduch. Nutno dodat, že nastavení výpočtu jevu kavitace je velmi komplikované z hlediska přesného definování parametrů vzniku a zániku vzduchových bublin, které nelze s přesností určit.

Z výše uvedených důvodů bylo rozhodnuto věnovat se primárnímu zdroji potencionálních potíží, tedy dvoufázovému proudění oleje a vzduchu s možnou tvorbou vzduchových bublin. V tomto případě byl pro zkušební stav přistaven přístroj Air-X od společnosti DSI, zajišťující natlakování a napěnění oleje, blíže specifikovaný v [kapitole 3.2.4](#). U numerických simulací bude nutné zaměřit se na volbu vhodného dvoufázového výpočetního modelu olej – vzduch.

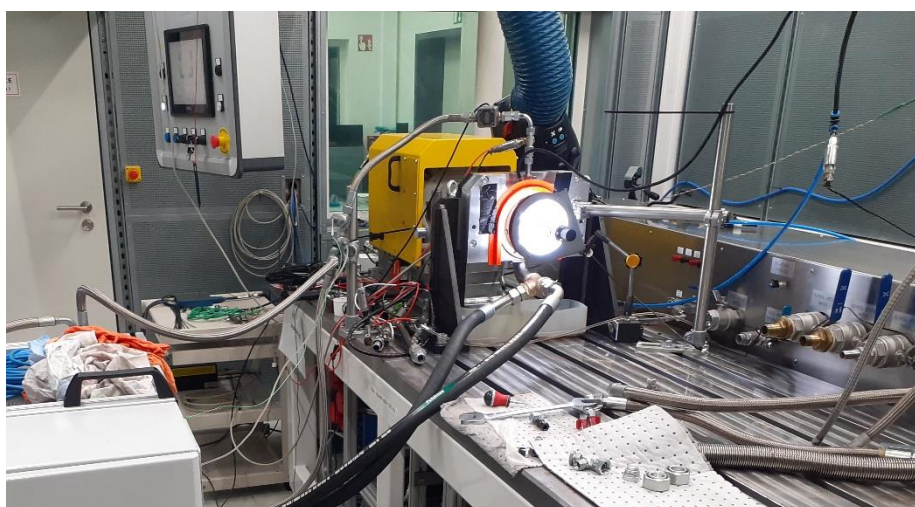
3.1.5 Zaměření experimentu

V přímé návaznosti na předchozí výzkumné práce (kapitoly [2.6](#) a [2.7](#)) se práce soustředí na pásmo vyšších otáček 3000, 4000, 5000 a 6000rpm a to za použití motorového oleje 0W-20 o teplotě 80°C, stupni zavzdušnění 5%, ve dvou tlakových hladinách 2 a 3bar přetlaku na vstupu do kanálku. Zkoumané parametry byly odvozeny od běžných provozních parametrů spalovacích motorů. Stupeň zavzdušnění odpovídá skutečným podmínkám, vychází ze zprávy výzkumného měření reálného motoru na zkušebních stavech Škoda Auto.

Proměnnými parametry tedy budou otáčky a tlak na vstupu do kanálku, stejně tak pro numerické simulace (8 experimentálních měření, 8 simulačních výpočtů). Především bude kladen důraz na zvýšení výstupní kvality a přesnosti snímání fyzikálních dějů v kanálku vylepšeným uložením záznamového zařízení a odladění telemetrického systému – obdržení hodnot tlaků ze snímačů z definovaných míst v kanálku.

3.2 Experimentální stav

Aktuální experimentální zařízení vychází z předchozích studií automobilky. Níže na obrázku 3.6 lze vidět experimentální zařízení uložené na komponentním stavu jedné z laboratoří. Rotační hřídel je uložen v ložiskovém domečku, který je napevno spojen s rámem uchyceným nehybně k pracovní ploše komponentního stavu. Z levé strany je na hřídeli uložena upravená telemetrie, od které vedou kabely skrze dutý hřídel až ke snímačům tlaku uloženým v patroně. Patronu s vyfrézovanou drážkou z přední strany zakrývá přes labyrintové těsnění krycí sklo a nově i přímo upevněná kamera, rotující tedy zároveň s hřídelem. Přístroj Air-X od společnosti DSI slouží k napěnění vedeného oleje přímo k napájecímu ložisku, z výstupní trysky teče mazivo odvodem zpět do přístroje.



Obr. 3.6 – Experimentální zařízení ve Škoda Auto

Použitý komponentní stav slouží především pro experimenty zaměřené na individuální součásti motorů (viz obr. 3.7) jako např. olejové čerpadlo, chladicí systém a jeho součásti, etc. Lože umožňují za pomoci upínek vodorovný posuv komponent pro optimální uchycení zkušební aparatury. Součástí stavu je elektromotor o výkonu 22kW, rozvody pro přívod provozních kapalin, i případně vysokorychlostní CCD kamera. Parametry komponentního stavu jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tab. 3.1 – Parametry komponentního stavu Škoda Auto [3]

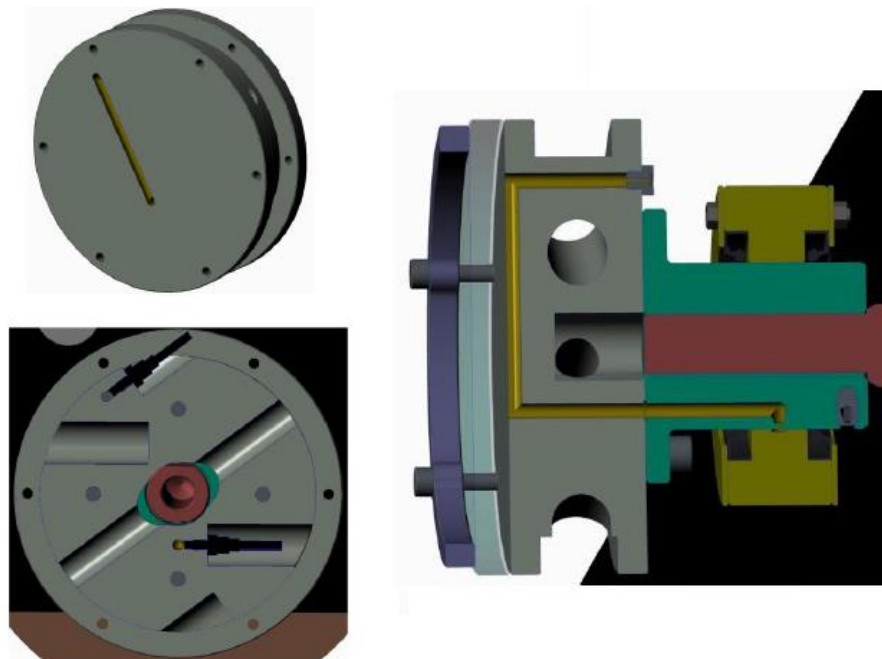
velikost pracovního stolu		2.5 x 1m
elektromotor	ot. / mom. / výkon	9500rpm / nastavitelný / 22kW
mot. olej	teplota / průtok	20 - 150°C / 200 l·min ⁻¹
	max. tlak	15bar (pasivní) / 6bar (aktivní)
ostatní	DSI systém	podpora připojení
	LabView modely	možno použít
software		NI LabView systém, test control VeriStand
hardware		real-time NI PXI systém AO, PWMO, PWMI, CAN, čítače, tenzometry, termočlánky, CCD kamery, mikrofony



Obr. 3.7 – Komponentní stav laboratoří Škoda Auto [3]

3.2.1 Patrona s transparentním krycím sklem

Návrh a provedení patrony s vyfrézovaným kanálkem bylo vytvořeno s ohledem pro jednoduchou záměnu za patronu s jiným typem kanálku (typu „Y“). Na obrázku 3.8 na levé straně lze vidět technické provedení patrony s uložením snímačů tlaku v místě vstupu do kanálku a výstupu z kanálku, napravo pak celou sestavu patrony s napájecím ložiskem v řezu.



Obr. 3.8 – Patrona s vyfrézovanou drážkou [3]

S ohledem na rozměry a provozní parametry byly z katalogu výrobce Kulite vybrány snímače tlaku XTEL 190 (M) s měřícím rozsahem až 17bar. Kabely od snímačů jsou vedeny otvorem ve středu hřídele až na jeho druhý konec osazený telemetrií. U reálného experimentu se za výstupní tryskou nachází upevněný odvod maziva odcházejícího z objemu kanálku. [3]

3.2.2 Air-X od společnosti DSi

Přístroj Air-X od společnosti DSi slouží k provzdušňování oleje za chodu mechanického systému s online sledováním veličin (průtok, tlak média, teplota, zavzdušnění) v poměrně jednoduchém uživatelském rozhraní. Zařízení funguje na principu průchodu rentgenového záření objemem kapaliny. Díky tomuto zařízení zajišťujícímu přesně definovanou hodnotu zavzdušnění oleje se lze přiblížit stavu chodu reálného motoru, kde do vrtaného napájecího kanálku proudí olej nasycený vzduchem. Měřicí komoru systému Air-X lze vidět na obr. 3.9 níže. [28]



Obr. 3.9 – Air-X od společnosti DSi [28]

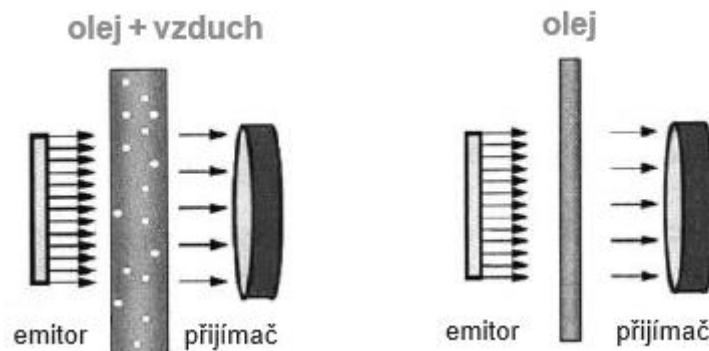
Přístroj lze provozovat ve dvou variantách, samotné *Air-X* s programem na sběr dat nainstalovaném v kontrolní místnosti experimentálního stavu nebo model *Compact Air-X* s přiloženou elektronikou a přenosným laptopem. Technická data přístroje Air-X od společnosti DSi jsou uvedena v tabulce 3.2 níže.

Tab. 3.2 – Technická specifikace přístroje Air-X [28]

měřicí rozsah	0% až 100% vzduchu
odebíraný objem vzorku oleje	< 0.5l
časový krok	1s až několik hodin
teplotní rozsah	-10°C až 160°C
tlakový rozsah	až 10bar
průtok oleje měřicí komorou	variabilní 0.5-5l/min s vnitřní pumpou
	měnitelný dálkově skrze SW Air-X
přesnost odečtu hodnot zavzdušnění	při 10s přesnost 0.5%
	při 100s přesnost 0.2%

Existuje mnoho metod měření zavzdušnění oleje, avšak většinu nelze aplikovat na spalovací motor za chodu. Společnost DSI vyvinula přístroj pro online monitorování zavzdušnění oleje u mechanizovaných systémů nazvaný „Air-X“, který se napojí přímo na mazací okruh a hodnoty zavzdušnění oleje lze přímo odečítat při oběhu oleje okruhem.

Hodnota průtoku pozorovací komorou přístroje Air-X za chodu motoru je pevně dána maximem 5l/min, a zároveň objem vzorku v komoře do 500ml, pro minimalizaci ovlivňování hladkého chodu motoru. Z pozorovací komory, kde kamera zachytává vizuální obraz vzorku, putuje zavzdušněný olej do měřící komory, kde vzorkem projde nízkoenergetické rentgenové záření a odečítá se výsledná intenzita přijatého paprsku na opačné straně. Při průchodu rentgenového záření objemem oleje je část záření olejem absorbována díky fotoelektrickému a Comptonovu jevu. Hodnota absorbovaného záření vychází z energetické úrovně emitovaného záření, tloušťky olejového vzorku, hustotě a složení oleje. Díky relativně velmi nízké hustotě vzduch neabsorbuje téměř žádné záření. Pokud by vzorek byl naplněn výhradně vzduchem, pak hodnota rentgenového záření emitovaného a přijímaného by si byly rovny. Tedy vzduch v oleji nijak neovlivňuje hodnotu rentgenového záření. Z toho tedy vyplývá, že pokud výška a šířka měřeného vzorku budou stejné, bude tloušťka čistě olejového vzorku menší než tloušťka vzorku s provzdušněným olejem při zachování stejné hodnoty absorbovaného záření – schéma je uvedeno níže na obr. 3.10. [17,20]

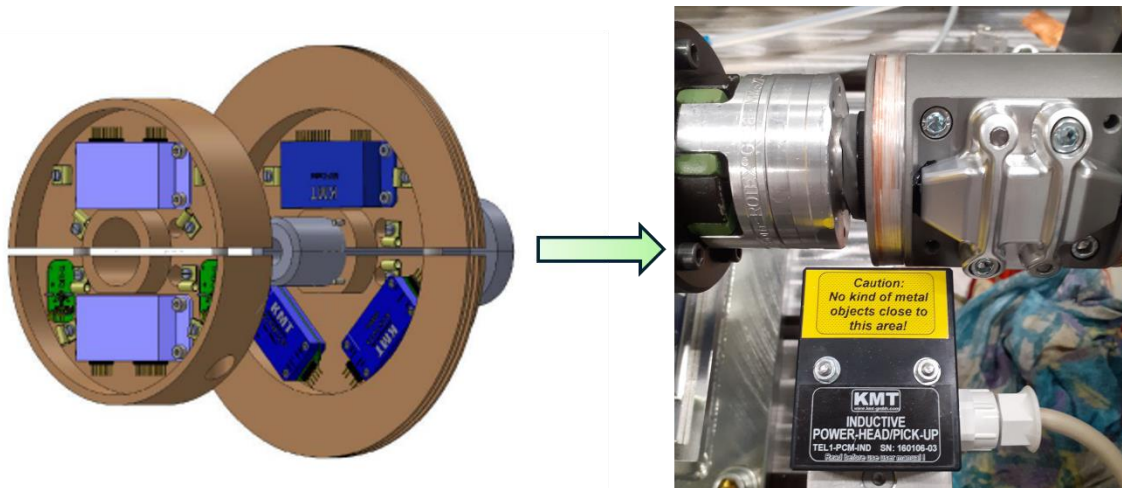


Obr. 3.10 – Metoda absorpce rentgenového záření [20]

V předchozích studiích nebylo možné kvůli defektu telemetrického systému odečíst hodnoty tlaku v kanálku. Analogicky kvůli záznamu nízké kvality byla identifikace fyzikálních dějů velmi obtížná. Navrhnuté řešení nápravy těchto nedostatků jsou blíže popsány v následujících kapitolách.

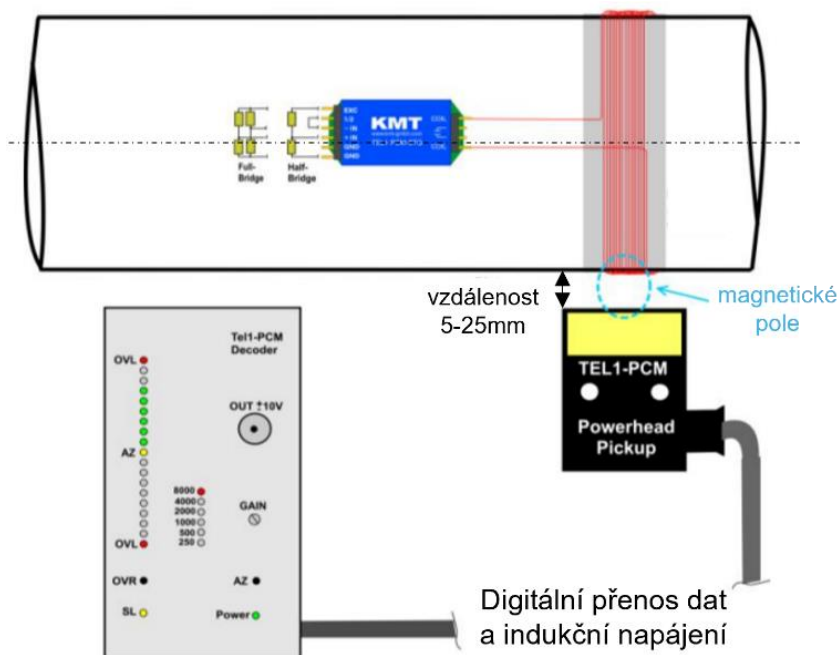
3.2.3 Telemetrický systém se snímači tlaku

Původní telemetrický systém (hovorově telemetrie) se vyznačoval relativně velkými rozměry, což pravděpodobně stálo i za jeho poničením vlivem odstředivých sil při vyšších otáčkách a neobdržením záznamových dat ze snímačů. Bylo rozhodnuto využít stejného jednokanálového telemetrického systému TEL1-PCM od společnosti KMT, určeného pro přenos tenzometrických signálů z rotujících hřídelí, ale zaměřit se na zkvalitnění uložení součástí. Na obrázku 3.11 lze vidět původní a optimalizované zařízení uložené s cítem pro minimalizaci vlivu odstředivých sil a kmitů na telemetrii.



Obr. 3.11 – Obměna telemetrického systému

Vysílač uložený na hřídeli vysílá signál s pulzně-kódovou modulací do indukčního vinutí kolem hřídele, magnetické pole tohoto vinutí umožňuje indukční přenos signálu na snímací cívku, odtud je signál přenášen kabelem do přijímače (viz obr. 3.12). [29]

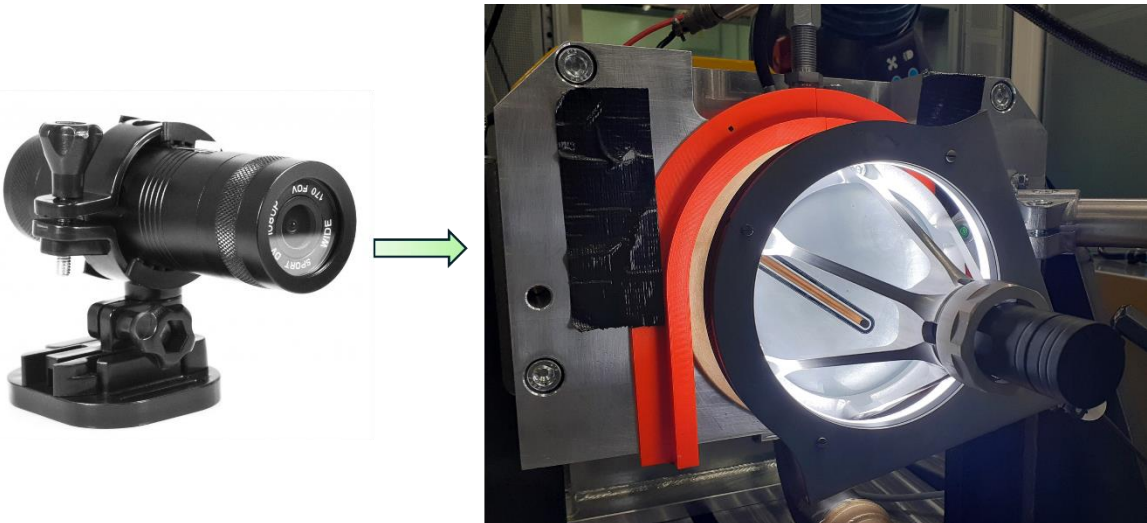


Obr. 3.12 – Schematické zapojení telemetrie [29]

3.2.4 Rotačně uložená kamera

Všechny dosavadní studie využívaly staticky uložených vysokorychlostních kamer, což se projevilo značně nekvalitními a neostrými záznamy. Bylo navrženo změnit přístup k tvorbě obrazových záznamů, skrze ustavení kamery v relativně nehybném stavu vůči rotující patroně s frézovaným kanálkem.

K tomuto účelu byla vybrána bezdrátová sportovní kamera CEL-TEC BK-10 válcového tvaru o velmi nízké hmotnosti 100g. Díky těmto parametrům bylo možné zajistit minimální vliv kmitů, z důvodu nevhodného uložení kamery (jejího těžiště vůči ose rotace celé sestavy), a tím i minimalizovat záznamové vady. Kamera byla uložena za pomoci frézovaného hliníkového profilu, přišroubovaného přímo na přední stranu patrony. Kameru CEL-TEC BK-10, její uložení a nasvícení kanálku lze vidět na obrázku 3.13 níže. [30]



Obr. 3.13 – Uložení záznamové kamery [30]

V tabulce 3.3 je uvedená technická specifikace využití FullHD kamery včetně rozměrů a hmotnosti.

Tab. 3.3 – Technická specifikace kamery CEL-TEC BK-10 [30]

čočka	170°+ FullHD širokouhlá
senzor	12 Mpx CMOS
video rozlišení	1920x1080p 30fps / 1280x720 60fps
paměťová karta	MicroSDHC až 32GB
obnovovací frekvence	60Hz
baterie	Li-Po 3.7V, 1100mAh
výdrž baterie	Až 2h záznamu
hmotnost	80g bez baterie, 100g s baterií
rozměry	∅3cm x 10cm

3.3 Vstupní parametry a průběh měření

Bylo provedeno celkem osm měření – pro čtyři otáčkové hladiny (3000, 4000, 5000, 6000rpm) a dvě hodnoty tlaku na vstupu 2 a 3bar relativně. Olej dle standardů VW 0W-20 o teplotě 80°C, skrze přístroj Air-X nastaven objemový podíl vzduchu na vstupu do kanálku na 5%, ložisko s 360° drážkou – nepřerušovaný průtok do kanálku.

Při prvotní kalibraci měřících přístrojů a zařízení bylo zjištěno vzájemné ovlivnění dvou vysílacích signálů telemetrických systémů: ze snímačů tlaku na vstupní a výstupní větvi. Bylo rozhodnuto pro experimentální měření jednu z telemetrií odebrat a zaznamenávat hodnoty jen z jednoho snímače tlaku – na výstupu do odtokové větve.

Pro co nejnižší tepelné ovlivnění toku zavzdušněného oleje bylo zařízení zprvu temperováno a provozováno při nízkých otáčkách. Následně došlo ke konstantnímu navýšování otáček na definované hladiny, které byly pokaždé 10s udržovány pro ustálení fyzikálního dění v kanálku a jeho záznam. Takto až po hodnotu otáček 6000rpm, následně pozvolným zpomalením došlo k zastavení měřícího zařízení. Stejný postup byl aplikován pro obě tlakové hladiny na vstupu.

Výstupní data z experimentální části představují naměřené hodnoty tlaku na počátku výstupní větve kanálku a pořízené obrazové záznamy z kamery uložené stacionárně na čelní transparentní desce patrony rotujícího hřídele.

3.4 Výsledky experimentálního měření

3.4.1 Naměřené hodnoty tlaku na výstupu

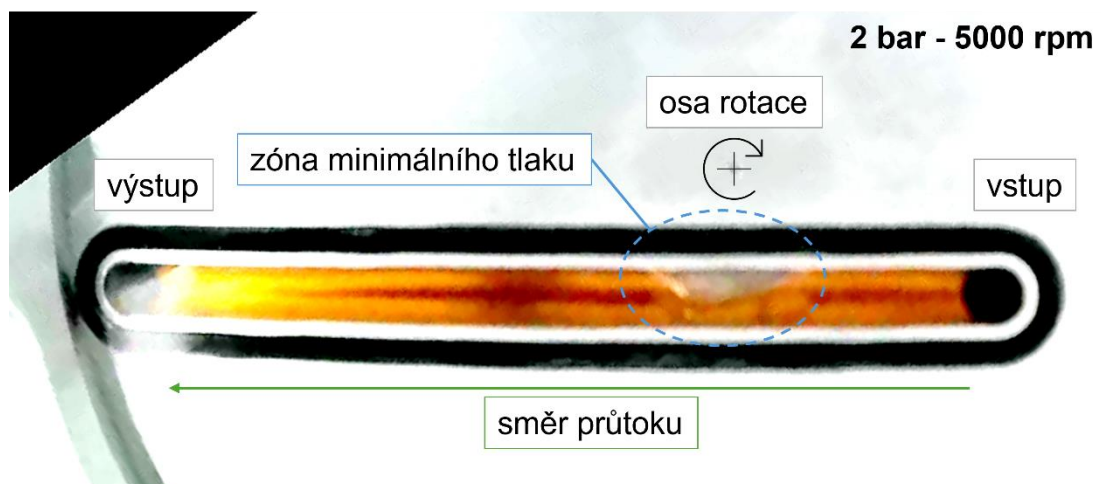
V tabulce 3.4 níže jsou uvedeny parametry jednotlivých měření a odečtené hodnoty napětí na snímači P_{ch_v} [V], ty následně přepočítány na hodnoty tlaku P_{ch} [bar]. Paralelně byly zaznamenávány hodnoty průtoku oleje kanálkem Q_{lpm} [l/min]. V závislosti na nárůstu otáček hřídele vidíme očekávané výsledky nárůstu tlaku ve výstupní větvi vlivem odstředivých sil i nárůst hodnoty průtoku maziva.

Tab. 3.4 – Naměřené hodnoty tlaku a průtoku

Nr	T_{oil}	p_1	A_e	n	P_{ch_v}	P_{ch}	Q_{lpm}
měření	teplota oleje	tlak na vstupu	zavzdušnění	otáčky	napětí na snímači	tlak na snímači	průtok
-	°C	bar	%	rpm	V	bar	l/min
2.3	80	2	5.8	3000	1.64	3.15	2.55
2.4	80	2	5.8	4000	2.02	3.88	2.64
2.5	80	2	5.8	5000	2.52	4.85	2.79
2.6	80	2	5.8	6000	3.09	5.94	3.02
3.3	80	3	4.2	3000	2.16	4.15	3.59
3.4	80	3	4.2	4000	2.52	4.85	3.68
3.5	80	3	4.2	5000	3.07	5.90	3.77
3.6	80	3	4.2	6000	3.71	7.13	3.96

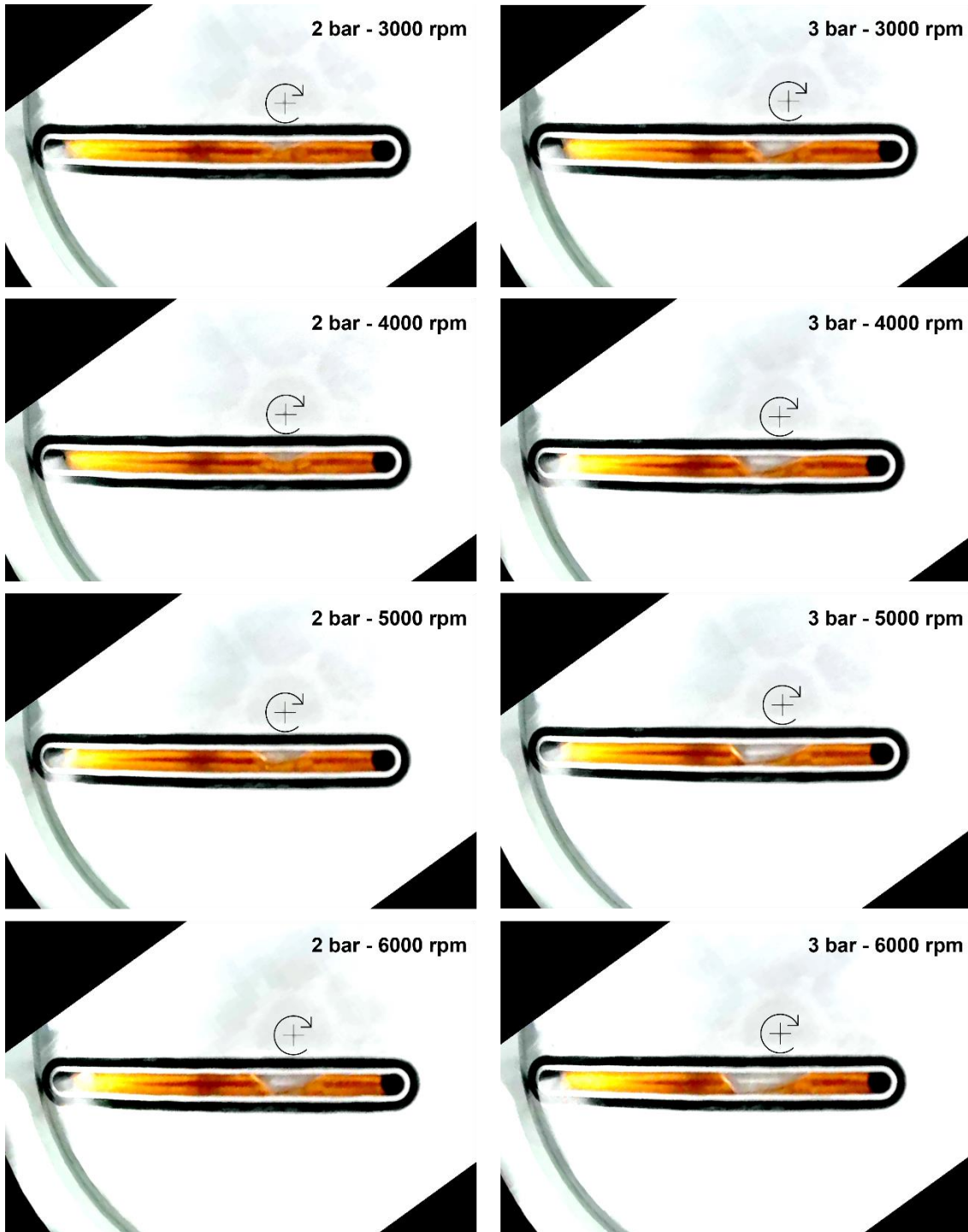
3.4.2 Obrazové záznamy fyzikálních dějů v kanálku

Níže na obrázku 3.14 lze vidět jeden z obrazových záznamů pro parametry tlaku 2bar a otáček 5000rpm. Záznamová kamera rotující spolu s hřídelem byla zaměřena přímo na objem kanálku. Průtok tekutiny, na tomto zobrazení, probíhá z pravé větve kanálku (vstupní) přes kritickou oblast – zóna minimálního tlaku nejbližší k ose hřídele – až k výstupní větvi. Za těchto provozních podmínek lze v kritické oblasti vidět potvrzení domněnek a nový objev – vytvořenou vzduchovou kapsu.



Obr. 3.14 – Zaznamenaná vzduchová kapsa

Parametrická studie, neboli komplexní souhrn obrazových záznamů, je uvedena níže na obrázku 3.15. Po levé straně lze vidět tlakovou hladinu 2bar přetlaku na vstupu, postupné navyšování otáček a zaznamenání dějů ve stanovených otáčkových hladinách. Obdobně lze pozorovat chování v kanálku při přetlaku na vstupu 3bar po pravé straně obrázku. Jednotlivé záznamy jsou uvedeny v příloze P-1.



Obr. 3.15 – Parametrická studie vzduchové kapsy v kanálku klikového hřídele

Již od nejnižší námi zaznamenávané otáčkové hladiny 3000rpm a přetlaku na vstupu 2bar pozorujeme velmi pozoruhodné výsledky – tvorbu vzduchové kapsy. Během rotace hřídele lze sledovat kumulaci bublinek vzduchu v kritické oblasti (místu nejbližší ose rotace), která přechází až k vytvoření souvislé vzduchové kapsy. Velikost vzduchové kapsy se v průběhu měření mění v závislosti na otáčkách. Jakmile zvýšíme otáčky hřídele, narůstá objemu.

Tvar vzduchové kapsy zůstává téměř stejný, závislý pravděpodobně především na odstředivých silách a geometrii kanálku. Jednou ze zajímavostí je tok oleje po odlehlejší straně kanálku od vstupu směrem k výstupu. Tato proudnice oleje není nikdy nárůstem otáček přerušena, při zvětšení vzduchové kapsy dochází k jejímu objemovému nárůstu směrem k výstupní větvi.

Obdobně zajímavým a nečekaným výstupem je skutečnost obecně většího objemu vzduchové kapsy při vyšší hladině přetlaku na vstupu. Naším očekáváním byla eliminace potenciálních vzduchových kapes právě navýšením přetlaku na vstupu, tedy tím i navýšením dodávky oleje do kanálku. Z výsledků usuzujeme, že právě s navýšením dodávky maziva vstupuje do prostoru kanálku vedle oleje i více vzduchu (v čase), který má právě tendenci se zdržovat v kritické oblasti.

Naše měření tedy přímo potvrdilo očekávání i dedukce předešlých prací a učinilo zcela nový objev: přesné zobrazení kumulace částic vzduchu v kritické oblasti, vedoucí k formaci vzduchové kapsy a jejímu chování v závislosti na změně provozních parametrů – otáček a hladině tlaku na vstupu do kanálku.

4 Simulační výpočet v SW Ansys Fluent

Použití numerických simulací v automobilovém průmyslu u vývojových fází se v dnešní době stalo již standardem, neboť napomáhají inženýrům pružně rozhodovat o vhodném designu konstrukcí navrhovaných dílů, volbě materiálů či metodiky spojování součástí. Numerické simulace přinášejí nižší finanční nákladnost a časovou náročnost vůči experimentálním měřením spojené s tvorbou prototypů a prováděním zkoušek.

Pro simulaci proudění byl zvolen CFD software Ansys Fluent, hojně využívaný v mnoha průmyslových odvětvích od automotive přes letectví až po energetiku, a právě i společností Škoda Auto. Díky simulování proudění tekutin v 3D prostoru lze sledovat prostorové rozložení fyzikálních veličin (např. teplota, tlak, složení směsi proudění o více fázích nebo rychlost) v reálném čase. [31]

4.1 Teorie výpočetní dynamiky tekutin

Vědecký obor dynamiky tekutin se zabývá prouděním tekutin, neboli pohybu velkého počtu vzájemně ovlivňujících se částic. Výpočetní dynamika tekutin představuje použití zákonů mechaniky a dynamiky tekutin k matematickému formulování daného fyzikálního problému a jeho analýze. Jejich přesnost ale závisí na věrnosti vůči reálnému modelu, použitých aproximacích a předpokladech, experimentálnímu ověření a dostupné výpočetní technice. [32]

Výpočtové programy simulací jsou založeny na Navier-Stokesových rovnicích definujících fyzikální chování tekutin. Potřebné fyzikální rovnice pro získání výstupů nelze řešit analyticky, ale pouze numericky. SW Ansys Fluent, stejně jako většina simulačních programů, pracuje s metodou konečných prvků.

Lze si představit, že součástku či proud tekutiny pro kterou rovnici počítáme virtuálně „rozřežeme“ na velký počet velmi malých kousků a danou rovnici vyřešíme (díky aproximaci lineárních funkcí) individuálně pro každý z nich. Následně individuální výstupy poskládáme zpět dohromady a při globálním pohledu vychází určený aproximovaný výsledek velmi podobně skutečnému řešení, s přesností v závislosti na velikosti a množství jednotlivých elementů. [31,33]

4.1.1 Dvofázové proudění

Zkoumaným objemem kanálku u reálného motoru protéká proud nejen oleje, ale i vzduchu (viz kapitola 1.8), jedná se tedy v našem případě o vícefázové proudění tekutin *dvofázové olej – vzduch*. Pojmeme fáze můžeme označit množinu částic se stejnou mechanickou odezvou, neboli množinu částic různých velikostí, tvarů i hmotností chovající se fyzikálně stejně.

Vhodným příkladem *jednofázového proudění* může být proudění vzduchu potrubím. Ačkoliv chemicky se jedná o směs řady různých plynů, z hlediska CFD lze považovat tuto směs za zcela promíchanou a přiřadit jí základní fyzikální vlastnosti (hustota, dynamická viskozita, měrná tepelná kapacita, etc.).

Naopak jako příklad *proudění vícefázového* můžeme uvést proud vody unášející říčním korytem různě velké částice písku a štěrku. Pokud bychom se zaměřili na tok této heterogenní suspenze ohybem koryta, zjistili bychom, že těžší kusy štěrku míří k vnější straně oblouku a malé částice písku se mnohem snáze nechávají strhnout ohýbajícím se proudem. Z hlediska fází tedy vidíme více množin částic s různou mechanickou odezvou, tedy jedná se o vícefázové proudění. Obdobně zajímavým příkladem je pohyb ponořené kostky ledu ve vodní hladině, který spadá do kategorie vícefázového proudění i přestože se chemicky jedná o stejnou sloučeninu.

Dle skupenství jednotlivých fází můžeme rozlišovat dvofázové proudění typu:

- **kapalina – pevná látka:** kapalina je primární (nosnou) fází, např. technologie dělení vodním paprskem, kde proud vody unáší zrnka abraziva;
- **plyn – pevná látka:** plyn je nosnou fází, např. fluidní transport obilí či průtok nasávaného vzduchu a nečistot sacím potrubím k vzduchovému filtru vozu;
- **tekutina – tekutina:** dvofázové případy složitěji popsatelné, např. tvorba bublin či kapek, tvorba vln na vodní hladině vlivem větru, nebo i náš případ proudění napěněného oleje kanálkem. [34]

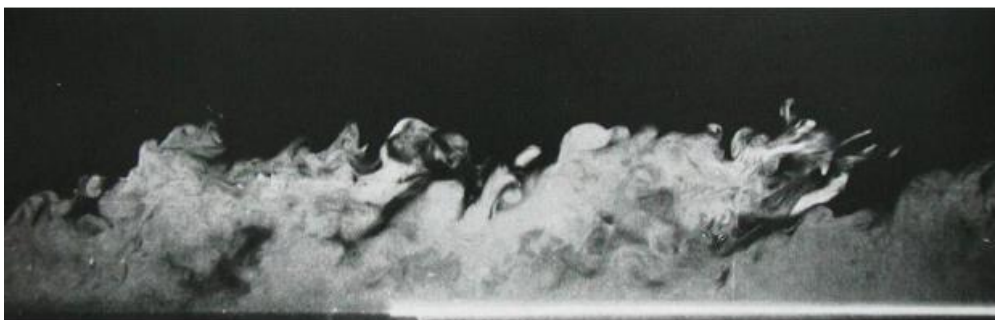
Studium tohoto typu proudění obnáší využití vhodného vícefázového modelu s Euler-Euler přístupem, který rozdílné fáze uvažuje jako vzájemně prostupující se kontinua. Jinak řečeno definuje, že určitý objem je vždy zcela zaplněn (jen jednou z fází či oběma). K definování vlastností daného objemu (element ve výpočetní síti) slouží objemový zlomek fází, který se vždy v součtu rovná 1. Kupříkladu zaplní-li definovaný objem z poloviny olej a z poloviny vzduch, pak součet těchto dvou fází je opět roven jedné. Analogicky je-li zaplněn element pouze jednou z fází, zlomek opět roven 1. [3]

V SW Ansys Fluent jsou k dispozici tři vícefázové modely: VOF (Volume of Fluid), mixture a Eulerian. Z předchozích doporučení a nabytých zkušeností se budeme držet modelu VOF, který pracuje s rovnicemi hybnosti, kontinuity a objemového podílu fází. Tento model neuvažuje mísitelnost kapalin, což pro náš případ nasyceného oleje vzduchem není úplně ideální, ale právě díky tomuto nám znatelně vypomůže se simulováním tvorby vzduchových kapes v kanálku, které jsme zaznamenali během experimentálních měření a na které se chceme primárně zaměřit, neboť VOF model je vhodný pro sledování pohybu vzduchových bublin v kapalinách, volných hladin, rozhraní kapalina – plyn a dalších obdobných jevů s definovanými vlastnostmi rozhraní fází. [35]

4.1.2 Turbulentní proudění

Dle fyzikálního chování toku kapaliny rozlišujeme proudění laminární a turbulentní. *Proudění laminární* představuje ustálené proudění, při kterém se částice tekutiny pohybují po paralelních drahách uspořádaně ve směru toku a jednotlivé vrstvy se tedy nemísí. V praxi se obecně vyskytuje tam, kde jsou malé průtočné kanály, nižší průtokové rychlosti a vyšší viskozita kapaliny.

V technické praxi se výrazně častěji setkáváme s *turbulentním prouděním*, kde se dle kinetické teorie pohybu molekuly plynu pohybují náhodnou rychlostí časoprostorem. Tento náhodný pohyb částic kapaliny vyvolává vnitřní tření tekutiny, neboť se skládá z uspořádaného makroskopického pohybu a náhodných fluktuací, které vedou ke sdílení hybnosti mezi oblastmi tekutiny s rozdílnou rychlostí. Průběh turbulentního proudění u mezní vrstvy obtékané desky lze vidět na obr. 4.1.



Obr. 4.1 – Turbulentní proudění u mezní vrstvy obtékané desky [36]

Stejně jako u modelů vícefázového proudění, i zde pro matematický popis turbulentního proudění existuje mnoho možných přístupů. Při tvorbě simulačních výpočtů v Ansys Fluent bylo využito statistického dvou-rovnicového modelu „ $k - \epsilon$ “, definující dvě transportní rovnice, a to pro *turbulentní energii* k a *rychlost disipace* ϵ (nevratnou změnu energie). [35,36]

4.2 Přístup k sestavení simulačního výpočtu

Nejprve je nutné definovat, co chceme za pomoci numerických simulací sledovat a jaká očekáváme výstupní data. V návaznosti na nová zjištění a objevy v tématu průtoku napěněného oleje vrtaným kanálkem – neboť byl přímo zjištěn jev uskupení částic vzduchu ve formě bublin vedoucí ke zformování vzduchové kapsy v blízkosti osy rotace, z experimentální části této práce – bylo rozhodnuto zaměřit simulační výpočty primárně na formaci a chování těchto vzduchových kapes v závislosti na provozních podmínkách motoru.

Z tohoto důvodu bude simulační výpočet tvořen oproti předchozím pracím s cítem pro zjednodušování některých vlivů, neboť z předchozích zkušeností víme, že výpočetní časy obdobných fyzikálních jevů na dostupné výpočetní technice mohou trvat nejen několik hodin, ale až několik dní. Zaměříme se především na zaznamenávání jednotlivých fyzikálních veličin (tlak média, rychlost průtoku), ale i na rozložení fází olej – vzduch v objemu kanálku v průběhu rotace, především budeme cílit na zkoumání formace vzduchové kapsy v reálném čase.

4.2.1 Postup tvorby simulačního výpočtu

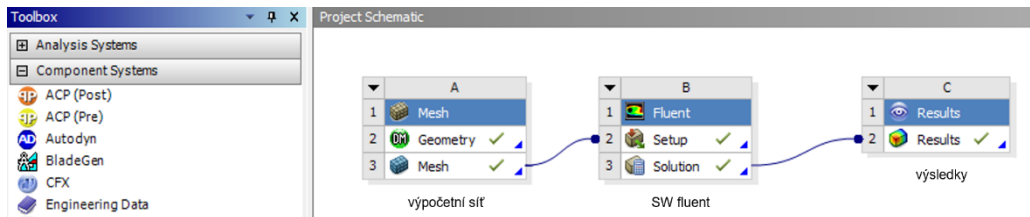
Simulační výpočet v programu Ansys Fluent bude modelován v pracovním prostředí Ansys Workbench obsahujícím několik vlastních SW (rozšíření) pro tvorbu různorodých CFD výpočtů. Postup CFD modelování obecně zahrnuje několik fází:

- 3D modelování geometrie zkoumaného proudění,
- tvorba výpočetní sítě,
- komplexní nastavení výpočtu z hlediska okrajových podmínek, materiálových vlastností a výpočetních modelů,
- definování metodiky zaznamenávání průběhu fyzikálních veličin proudění (za pomoci kontur, proudnic, vektorů v různých místech kanálku),
- průběh výpočtu a souběžná kontrola,
- finální zobrazení jednotlivých výsledků.

U správného přístupu k numerickému simulování nesmí chybět ověření teoretické správnosti dle základních zákonů dynamiky tekutin. Nakonec zbývá již jen zhodnocení vypočtených výsledků a jejich rozbor. Detailnější popis jednotlivých fází tvorby simulačního výpočtu následuje v navazujících kapitolách.

4.3 Geometrie kanálu

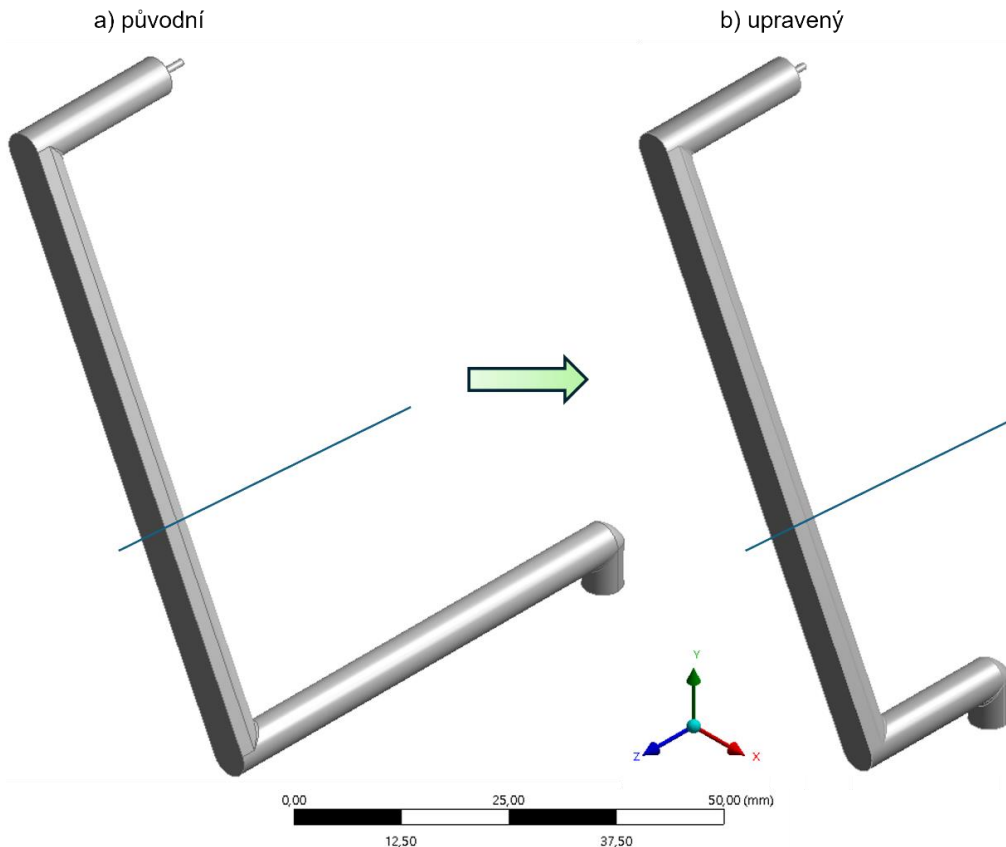
Přestože pracovní prostředí Ansys Workbench (pracovní prostředí uvedeno na obr. 4.2 níže) obsahuje rozšíření pro tvorbu 3D modelů, ukázalo se jako vhodnější vytvořit 3D model v programu Autodesk Inventor Professional a následně ve *.STEP* formátu importovat model do prostředí Ansys. Úpravy geometrie, definování výpočetní sítě kanálu a její ověření teoretické správnosti k využití v dalších zkoumáních jsou detailněji popsány v následujících kapitolách.



Obr. 4.2 – Pracovní prostředí Ansys Workbench

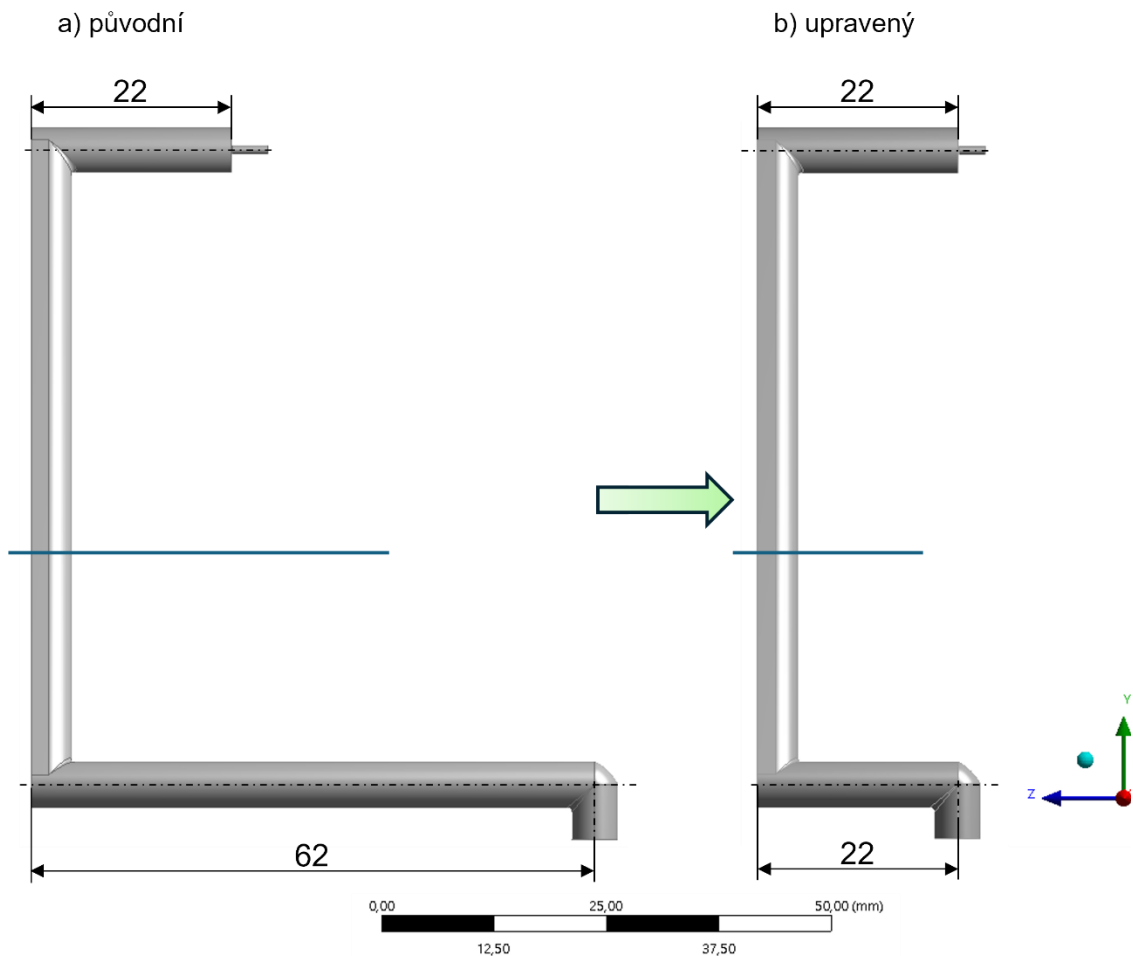
4.3.1 Úprava geometrie

Náš primární zájem je fokusován na oblast blízko k ose rotace kanálu, neboť právě tam byl zjištěn fenomén tvorby vzduchové kapsy. Z tohoto důvodu, díky nabytým zkušenostem dosavadních zkoumání, bylo rozhodnuto přívodní větev kanálu zkrátit. Tím zajistíme znatelně nižší počet elementů výpočetní sítě, jinak řečeno výrazně snížíme výpočetní čas nutný pro obdržení výstupů. Úpravu geometrie lze vidět na obr. 4.3 níže.



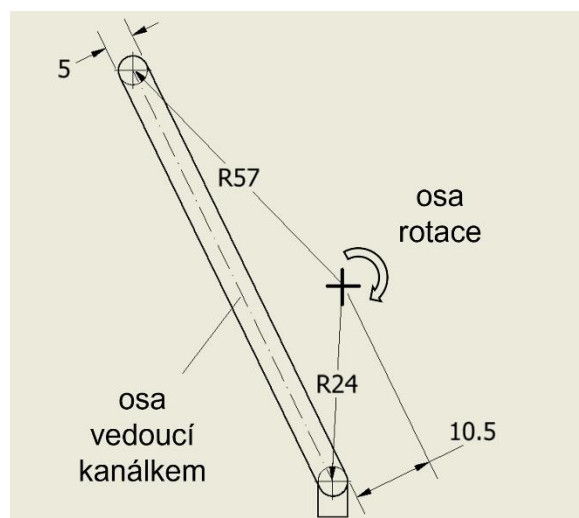
Obr. 4.3 – Upravená geometrie kanálu pro simulační výpočty

Na obrázku 4.4 lze vidět přímo uvedené rozměry přívodní větve původní a upravené (aktuální) verze geometrie použité následně k simulačním výpočtům.



Obr. 4.4 – Rozměry upravené geometrie kanálku

Pro ideální představu o rozměrech kanálku lze na obr. 4.5 vidět náčrt z pohledu záznamové kamery (zpředu) s rozměry, kde délka kanálku je rovna přibližně 78mm a normálová vzdálenost osy rotace od osy vedoucí kanálkem 13mm.



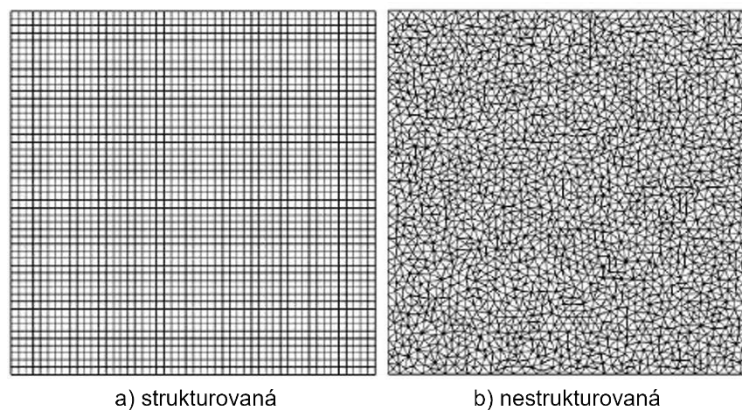
Obr. 4.5 – Náčrt geometrie kanálku

4.3.2 Výpočetní síť

Jak již bylo představeno v úvodu, numerické řešení proudění tekutin lze dosáhnout metodou „rozdělení“ modelu na vysoký počet velmi malých 3D elementů spojených uzly – právě odsud odvozeno název „výpočetní síť“ (z angl. mesh). Při každém časovém kroku je pak stav určen pro jednotlivý element zvlášť a tyto individuální výsledky poskládány zpět do celkového výstupu – vstupu pro následující časový krok.

Výpočetní síť tedy téměř zcela ovlivňuje kvalitu a správnost výstupních dat, což je úzce spojeno s časovou náročností, ale i nároky na výkon výpočetní techniky. Pro výpočty proudění v potrubí (obdobný případ našeho kanálku) je doporučeno využít strukturované hexagonální sítě. Bohužel již v minulosti toto nastavení budilo mnoho problémů s konvergencí výpočtů, byla tedy zvolena odlišná metoda. [17]

V sekci *Mesh* pracovního prostředí Ansys Workbench byla vytvořena nestrukturovaná tetrahedronová výpočetní síť, neboli síť tvořená nerovnoměrně uspořádanými trojbokými jehlami různých velikostí. Rozdíl uspořádání strukturované a nestrukturované sítě lze vidět na obr. 4.6.



Obr. 4.6 – Typy výpočetních sítí [33]

Z výsledků experimentální části bylo vysledováno ustálení velikosti vzduchové kapsy při stabilních provozních parametrech po 6-10s. To znamená i pro náš simulační výpočet provést simulaci až po dobu 6-10 sekund pro každé individuální provozní parametry. Původní simulace ([kap. 2.6](#)) uvažovala ustálení po 1s. I proto byl v průběhu definování sítě kladen důraz na vyšší hrubost (nižší počet elementů větších velikostí), při zachování dostatečné kvality k zajištění přínosných výsledků.

Finálně v sekci *Mesh* skrze funkci označení ploch a jejich pojmenování (nástroj *Named selection*) byly pojmenovány plochy vstupu (z angl. inlet), výstupu (z angl. outlet) a stěny kanálku (z angl. wall). Oddělení a pojmenování stěn nám znatelně pomůže při definování okrajových podmínek během fáze nastavení výpočtu, neboť se k nim budeme odkazovat.

Porovnání výpočetní sítě pro simulační výpočty této práce a předchozích simulačních výpočtů z dílny Škoda Auto (kap. 2.6) je shrnuto v tabulce 4.1 níže.

Tab. 4.1 – Porovnání výpočetních sítí

Vlastnosti výpočetní sítě		původní	upravená
délka vstupu [mm]		62	22
velikost elementu [mm]	min.	0.052	0.6
	max.	1.0	1.0
max. skewness [-]		0.879	0.595
min. orthogonal quality [-]		0.121	0.405
počet elementů [-]		156 554	34 301
max. délka časového kroku [s]*		10 ⁻⁵ až 10 ⁻⁴	3·10 ⁻⁴ až 6·10 ⁻⁴ **
*zjištěno v průběhu simulací			
**časový krok v rozmezí 6000rpm až 3000rpm			

Ukazatel *skewness*, neboli ukazatel šikmosti normálního rozdělení, popisuje tvarovou rozdílnost elementů stejných objemů – snažíme se tedy o co nejnižší hodnotu (viz spektrum na obr. 4.7). Obdobně ukazatel *orthogonal quality* pojednává o kvalitě provedení výsledné výpočetní sítě – snažíme se tedy o co nejvyšší hodnotu. Na obrázku 4.7 lze vidět barevná spektra jednotlivých faktorů, napomáhající výpočtářům při návrhu sítě, pro zachování rovnováhy mezi vysokou kvalitou a náročností na výpočetní techniku a čas potřebný k výpočtům. [35]

Skewness mesh metrics spectrum:



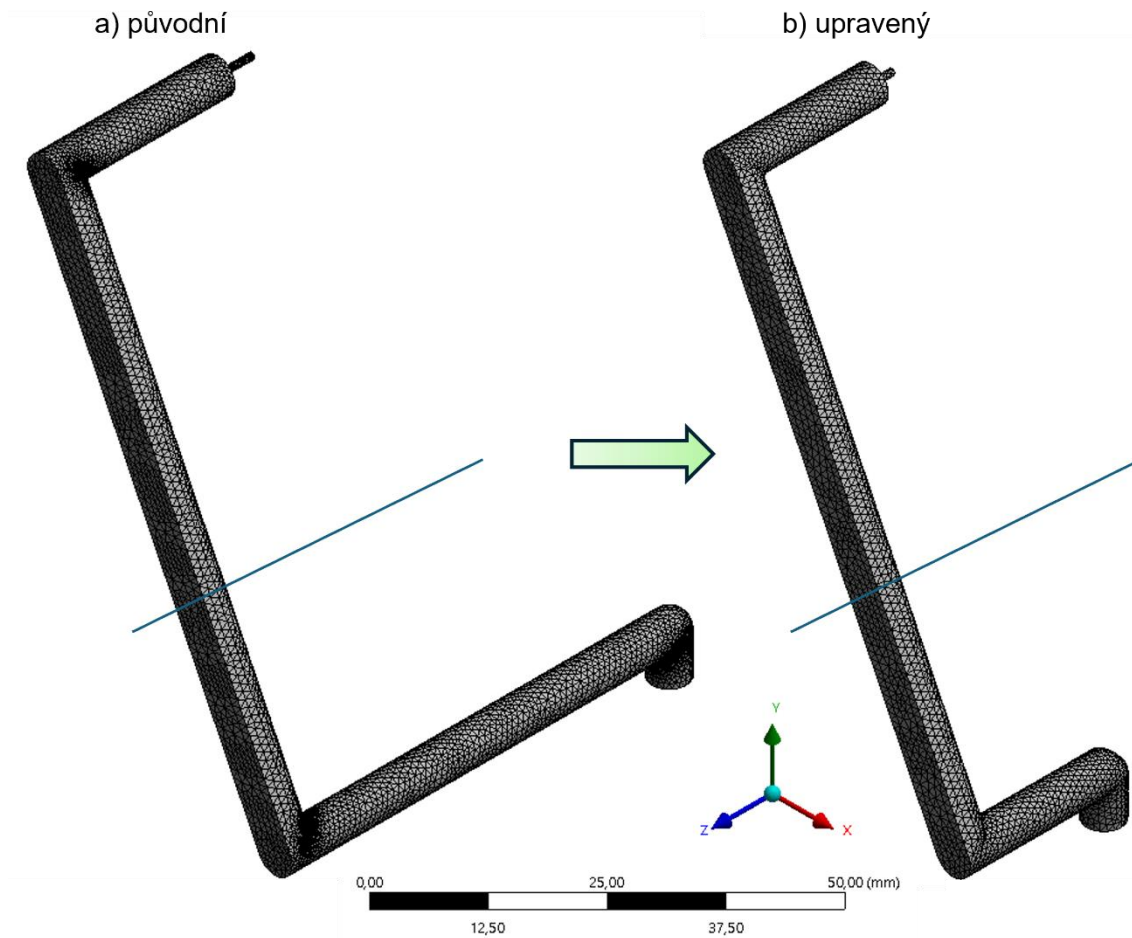
Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:



Obr. 4.7 – Ukazatele kvality výpočetní sítě [35]



Na obrázku 4.8 lze vidět přímé porovnání výpočetních sítí, využitých k numerickým simulacím – upravená verze byla využita u simulací této diplomové práce.



Obr. 4.8 – Výpočetní síť

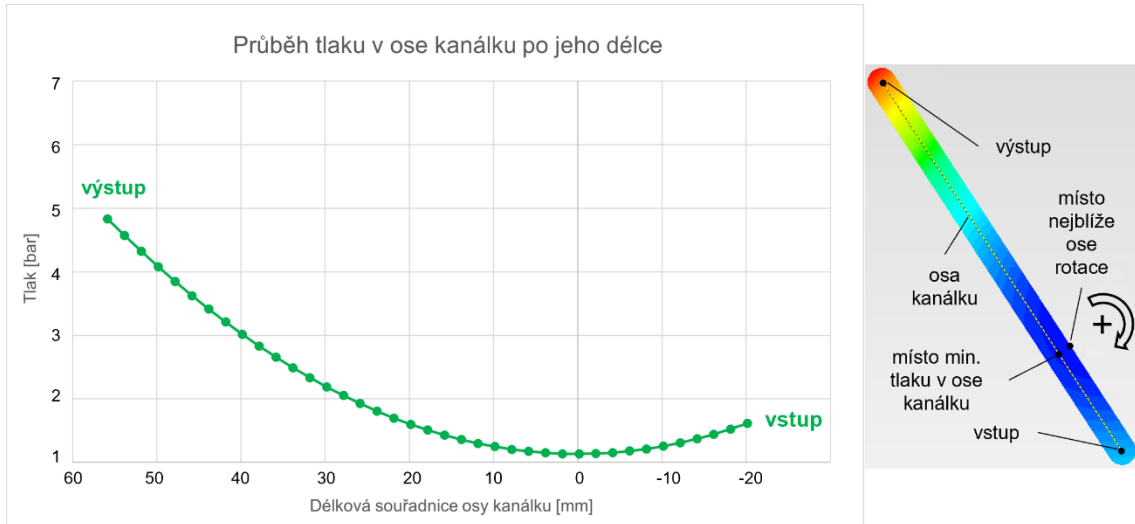
4.3.3 Ověření teoretické správnosti upravené výpočetní sítě

Před započítím tvorby složitějšího simulačního proudění dvou fází olej – vzduch, kde objem kanálku je nejen zaplněn, ale i ním napěněná tekutina protéká (výstup tryskou), je vhodné provést ověření teoretické správnosti přístupu k výpočtům.

V programu MS Excel byl vytvořen výpočtový program pro získání hodnot tlakových polí v kanálku dle základních rovnic hydrodynamiky pro kanálek zcela zaplněný olejem bez možnosti průtoku tekutiny. Okrajové podmínky výpočtů: tlak 2bary relativně na vstupu, otáčky 5000rpm, olej 0W-20 o teplotě 80°C.

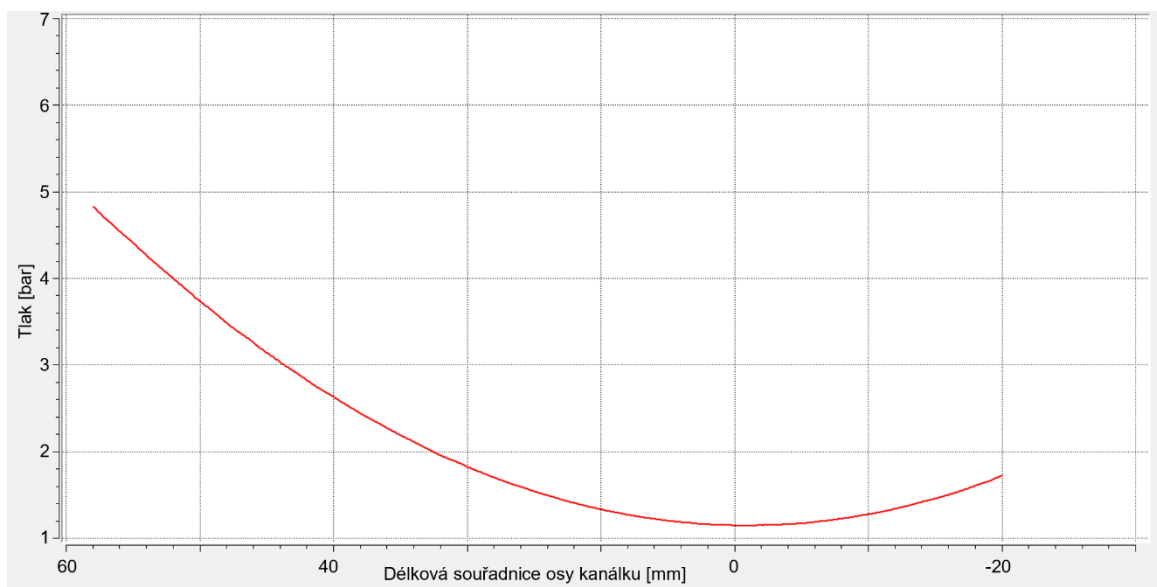
Obdobně byly provedeny simulace v Ansys Fluent pro obě výpočetní sítě (původní a upravenou), opět s uvážením kanálku zcela zaplněného olejem, bez možnosti průtoku kapaliny a volbou neviskózního modelu, neboť ani základní teorie hydrodynamiky kapalin neuvažuje vliv viskózního tření kapaliny v rotující nádobě (viz kapitola 1.7.3).

Na obrázku 4.9 vlevo lze vidět grafické znázornění závislosti tlaku po délce kanálku (ose kanálku) za rotace, vpravo pak nákres míst průchodu osy kanálkem. Nastavení výpočtu bude uvedeno v následující kapitole 4.4 Nastavení, postup umístění osy kanálku pro záznam fyzikálních parametrů v kapitole 4.5 Průběh výpočtu.



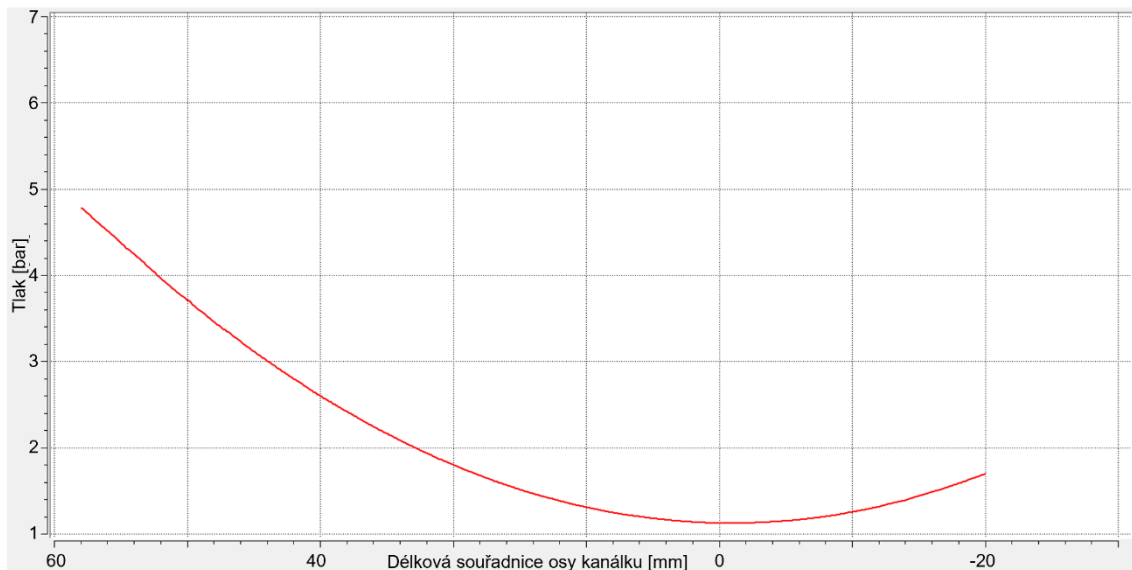
Obr. 4.9 – Průběh tlaku v kanálku MS Excel

Následně na obrázku 4.10 je uvedeno grafické znázornění průběhu tlaku v kanálku s původní délkou přívodní větve oleje a původní (jemnější) sítí, odečteno v SW Ansys Fluent v sekci *Results* (z angl. výsledky).



Obr. 4.10 – Průběh tlaku v kanálku původní geometrie

Obdobně na obrázku 4.11 lze vidět grafické znázornění průběhu tlaku kanálkem s upravenou geometrií – se zkrácenou přívodní větví a hrubší sítí.



Obr. 4.11 – Průběh tlaku v kanálku upravené geometrie

Jak lze vidět z obrázků, vypočtené průběhy si přímo odpovídají. Výsledné hodnoty jsou především dány odstředivou silou působící na molekuly v místech kanálku, závislou především na kvadrátu vzdálenosti od osy rotace. Pro přímé porovnání kvality upravené výpočetní sítě a přístupu k výpočtu slouží tabulka 4.2 níže, ze které vyplývá téměř naprostá shoda hodnot ze simulací se základními rovnicemi hydrodynamiky.

Jelikož tlakové rozdíly odečtené z SW Fluent se numericky liší v absolutních hodnotách max do 3% (přesněji 2.7), byla po diskuzi s akademickými pracovníky KEZ TUL a ŠA simulace ohodnocena jako ověřená a vhodná pro další výzkumné práce.

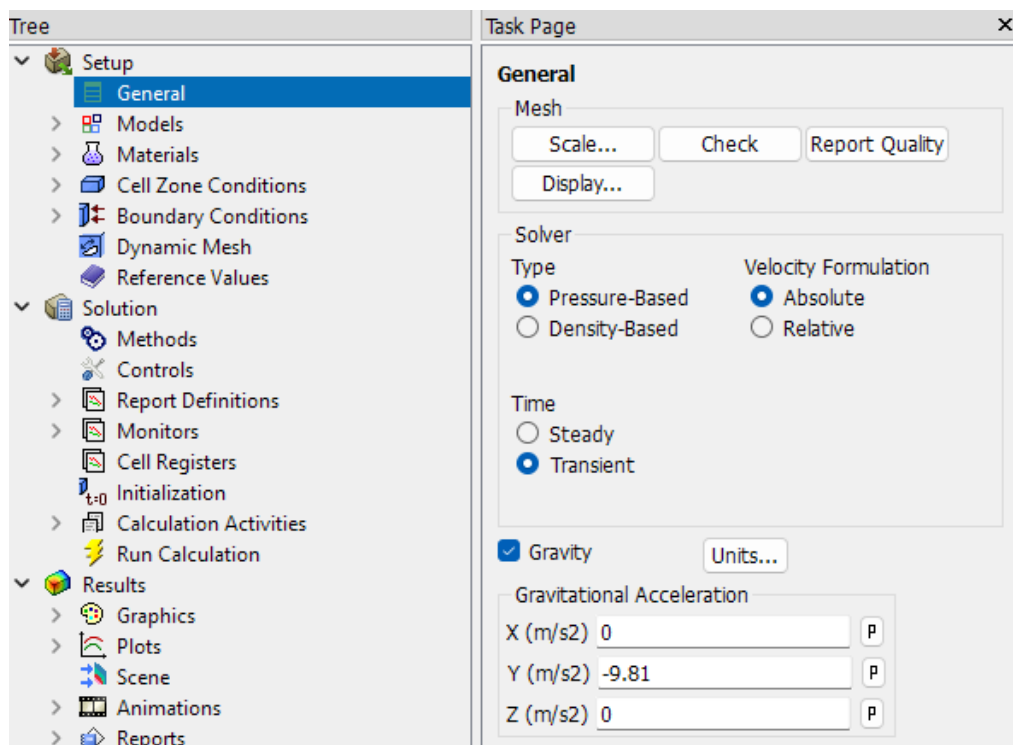
Tab. 4.2 – Porovnání teoretické správnosti hodnot

Hodnoty relativního tlaku ve zkoumaných místech kanálku					
[bar]		vstup	nejblíže k ose rotace	výstup	min. v ose kanálku
MS Excel		1.615	1.062	4.832	1.132
Ansys Fluent	původní	1.694	1.097	4.883	1.175
	upravený	1.659	1.049	4.812	1.111
Rozdíl hodnot určených v SW Fluent vůči hodnotám z MS Excel					
původní	absolutně [bar]	0.079	0.035	0.051	0.043
	procentuální [%]	4.9	3.3	1.1	3.8
upravený	absolutně [bar]	0.044	0.013	0.020	0.021
	procentuální [%]	2.7	1.2	0.4	1.9

4.4 Nastavení výpočtu

Po vytvoření sítě přejdeme do výpočetní sekce Fluent v prostředí Ansys Workbench, sloužící k nastavení parametrů výpočtu, okrajových podmínek, volby výpočetních modelů, definování velikosti výpočetního kroku, počtu kroků a dalších možných parametrů vedoucích k definování fyzikálního dění.

Na obrázku 4.12 vlevo lze vidět rozvětvení nastavení simulace v prostředí Fluent, které je vytvořeno tak, že výpočtář postupuje intuitivně odshora dolů a krok za krokem definuje všechny parametry. Vpravo pak otevřenou větev *General* (z angl. obecné), která slouží k zavedení obecných parametrů výpočtu, jako např. závislost na čase či vliv tíhového zrychlení.



Obr. 4.12 – Pracovní prostředí Ansys Fluent

Samotné větvení prostředí Fluent je rozděleno na tři základní sekce:

- Setup – nastavení výpočtových modelů, parametrů a okrajových podmínek,
- Solution – nastavení metod řešení, inicializace a průběh výpočtu,
- Results – možnost extrahování prvních výsledků či případných animací.

Souhrnný postup nastavení první sekce *Setup* je uvedeno v tabulce 4.3 níže. Názvy jednotlivých prvků byly zachovány v anglickém jazyce pro větší přehlednost při budoucích simulacích. Jednotlivé sekce představují:

- Models – volba výpočtových modelů,
- Materials – definování a výběr typu tekutin,
- Cell Zone Conditions – parametry celého objemu kanálku (rotace),
- Boundary Conditions – okrajové podmínky (tlak, teplota, objemový poměr vzduchu na vstupu, typ a vlastnosti ploch).

Tab. 4.3 – Nastavení parametrů a okrajových podmínek simulace

SETUP	Models		
	Multiphase	Volume of fluid	primary - oil
			secondary - air
		Energy	ON
		Viscous model	Realizable k - ϵ
	Materials		
	Fluid	air	normal
		oil	0W-20, 80°C
	Cell Zone Conditions		
	try*	phase	mixture
		motion	frame
		rotation-axis	Z axis: -1
		constant speed [rpm]	3000 / 4000 / 5000 / 6000
	Boundary conditions		
	inlet	type	pressure-inlet
		Gauge Total Presssure [bar]	2 / 3
		volume fraction (air)	0.05
		thermal	80°C
	outlet	type	pressure-outlet
		Gauge Pressure [bar]	0 (atmosphere)
		thermal	80°C
	wall	type	stationary wall
	*try představuje pracovní název modelu kanálku		

Obdobným způsobem lze vidět v tabulce 4.4 souhrn nastavení metodiky řešení. Druh výpočetní metody, typy prostorové diskretizace i výpočetní řády byly zvoleny s ohledem na předchozí zkušenosti a doporučení, konzultacemi s Katedrou energetických zařízení TUL a uživatelskou příručkou SW Ansys Fluent [35].



Tab. 4.4 – Nastavení výpočetních metod řešení simulace

SOLUTION	Methods			
	Scheme	PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators)		
	Gradient	Green-Gauss Node Based		
	Pressure	Body Force Weighted		
	Initialization*			
	Method	Hybrid		
	Patch	Mark/Adapt Cells Region - cylinder 12mm radius full of air		
	Calculation Activities			
	Autosave	Every time steps	400	
	Solution Animations	graph	pressure on axis	
		contour	phases	
			pressure	
			velocity	
	Run calculation	Time stepping method	fixed	
		Time step size [s]	$3 \cdot 10^{-4}$ až $6 \cdot 10^{-4}$	
Max iterations / Time step		20		
Reporting Interval		100		
Total Calculated Flow Time [s]		9		
*téma inicializace bude detailněji popsáno v navazující kapitole				

Ke sledování průběhu výpočetních úkonů, především jejich tendenci ke konvergenci a smysluplnosti řešení, bylo využito nástrojů *Solution animations*. Podrobný popis bude samostatně uveden v kapitole [4.5 Průběh výpočtu](#).

4.4.1 Inicializace výpočtu

Před zapnutím jakéhokoliv procesu řešení CFD problému je klíčové nejprve inicializovat všechny proměnné. Jinak řečeno přiřadit každé výpočetní buňce hodnoty parametrů, které definují její počáteční stav, neboť čím přesněji uvedeme počáteční stav, tím rychleji je zajištěna konvergence výpočtů a jeho stabilní průběh. [35]

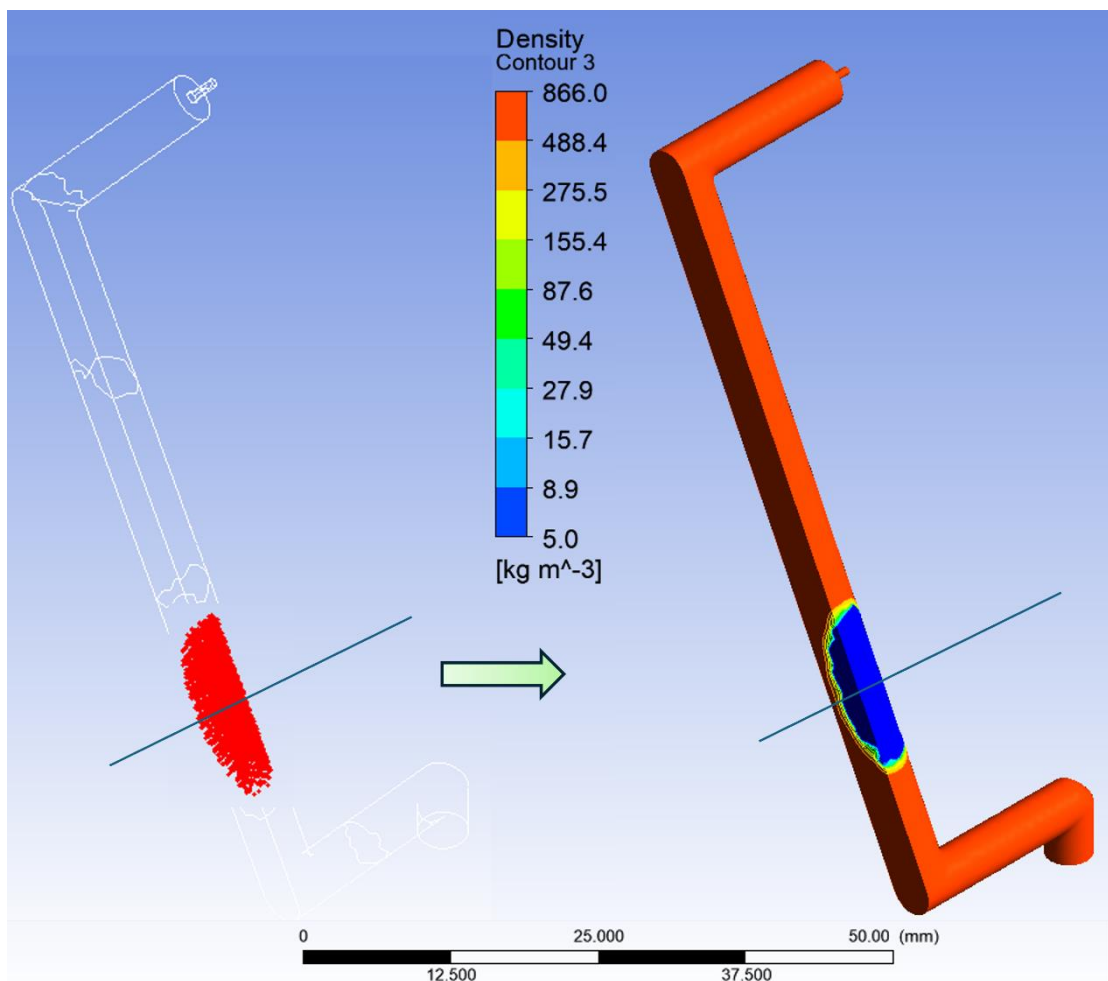
Pro připomenutí, během pozorování průtoku oleje kanálkem v experimentální části byla zaznamenána poměrně dlouhá doba rotace při ustálených parametrech bez tvorby vzduchové kapsy (15 – 30s). Následně v místě nejbližší ose rotace docházelo k hromadění bublinek vzduchu až utvořili vzduchovou kapsu. Tato vzduchová kapsa udržovala v daných tlakových hladinách tvar i velikost, následně při navyšování otáček narůstala na objemu při zachování tvaru. Při ustálení otáček po dobu 6 – 10s došlo vždy k ustálení její velikosti.



Jak již bylo zmíněno, CFD výpočty jsou extrémně náročné na výkon výpočetní techniky. Simulace i jen několika málo desetin sekund mohou trvat až několik hodin či dní. Z těchto důvodů bylo rozhodnuto již do počátečního stavu kanálku předdefinovat vzduchovou kapsu o určité velikosti a následně provést výpočet po dobu 9s s tím, že odhadujeme tuto dobu jako dostatečně dlouhou pro stabilizaci vzduchové kapsy v objemu kanálku v závislosti na provozních parametrech.

K definování vzduchové kapsy již v počátečním stavu slouží nástroj *Mark/adapt Cells – Region*, díky kterému lze předepsat určitému objemu buněk parametry nezávisle na zbytku modelu. Objem buněk byl definován uvnitř kanálku jako vložený tvar válce do osy Z o průměru 12 mm. Následně řešení inicializováno pomocí volby *Hybrid initialization* a v pod-okně *Patch* přímo určena buňkám ve válcovité zóně hodnota objemového zlomku vzduchu 1.0, neboli 100% podílu vzduchu. Pak již jen stačí přejít do sekce *Run calculation* a zapnout výpočet.

Přímou zvolené buňky lze vidět na obrázku 4.13 vlevo, vpravo pak již konturu parametru hustoty, díky které lze přesně vidět umístění vzduchové kapsy v objemu kanálku zaplněného olejem na počátku simulace.



Obr. 4.13 – Počáteční stav výpočetních buněk kanálku

4.5 Průběh výpočtu

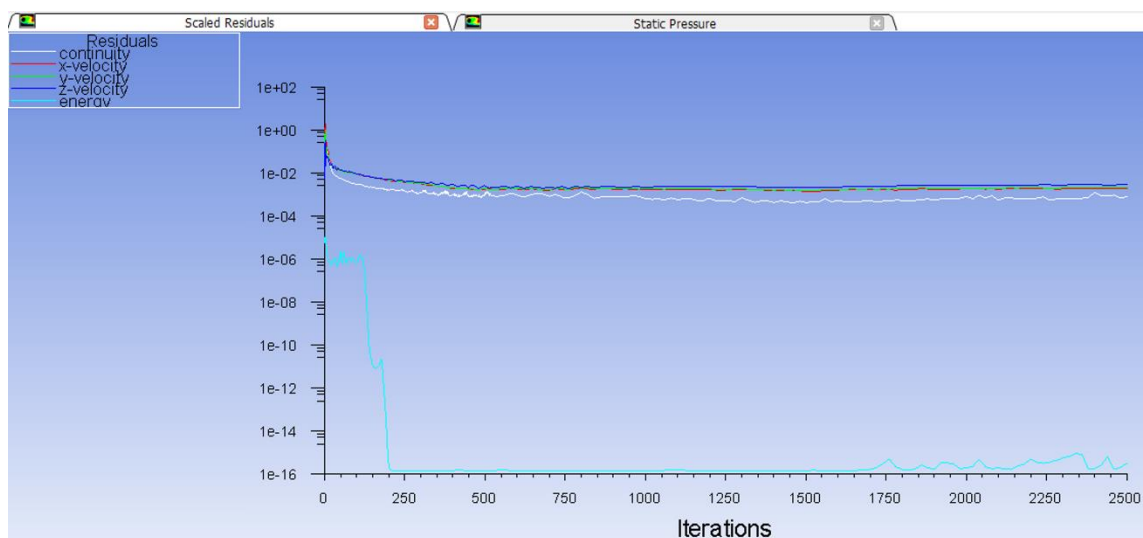
Po nadefinování všech parametrů výpočetní simulace, je vhodné v sekci *Run Calculation* ještě provést dva poslední úkony před zahájením výpočtu:

- Mesh Check – kontrola a výpis parametrů výpočetní sítě,
- Check Case – kontrola počítaného případu nástrojem, který nás případně upozorní na možnost nesrovnalostí ve všech sekcích (*Mesh, Models, Boundaries and Cell Zones, Materials, Solver*)

Následně již ikonou *Calculate* dochází k zapnutí výpočetní simulace. Přístup u všech výpočetních simulací byl dodržován shodný: prvních 500 iterací s časovým krokem 10^{-6} s, dalších 1000 iterací s krokem 10^{-5} s, následně 1000 iterací s krokem 10^{-4} s a zbytek výpočtů až do celkového času simulace 9s bylo provedeno s časovým krokem $3 \cdot 10^{-4}$ s až $6 \cdot 10^{-4}$ s dle hodnoty otáček.

4.5.1 Kontrola konvergence výpočtu

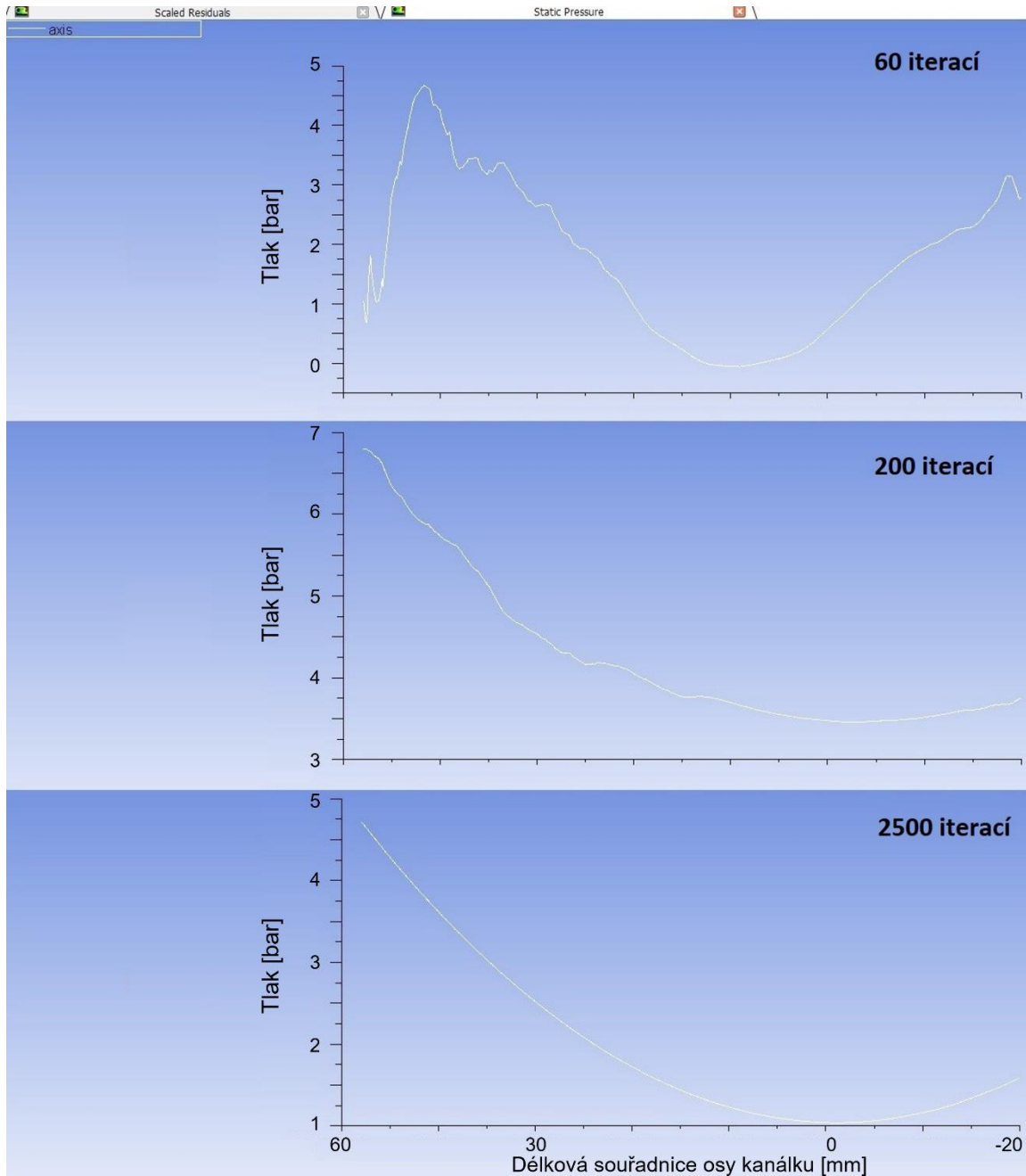
Po zapnutí výpočtu vyskočí okno *Scaled Residuals*, které graficky znázorňuje tendenci výpočtu ke konvergenci, neboli jinak řečeno rozdíly mezi levou a pravou stranou rovnice. Tato průběžná kontrola výpočtu není úplně přehlednou, neboť třeba i vidíme, že výpočet konverguje, ale otázkou pořád zůstává, zda ke správným výsledkům. Příklad průběhu reziduí v závislosti na počtu iterací lze vidět na obrázku 4.14.



Obr. 4.14 – Grafický report vývoje reziduí v průběhu výpočtu

Z tohoto důvodu byla před začátkem výpočtu nástrojem *Surface – Create – Line* vložena do objemu kanálku osa, definovaná dvěma body: počátečním (vstup), koncovým (výstup). Na ní budou zobrazovány hodnoty tlaku v reálném čase výpočtu a díky tomu již přímo budeme moci odečíst, zda-li výpočet konverguje ke správným smysluplným hodnotám.

K průběžnému zobrazení slouží v sekci *Calculation Activities* nástroj *Solution Animations*. Zde založíme novou animaci zaznamenávanou po každých 500ti časových krocích. Objektem bude *XYplot* (2D graf), kde na vertikální ose zobrazujeme hodnotu tlaku a horizontální osa představuje polohu na ose kanálku. Na obrázku 4.15 lze vidět konvergenci hodnot tlaku na ose kanálku od okamžiku zapnutí výpočtu (prvních iterací) až po milník 2500 iterací, u kanálku čistě zaplněného olejem.

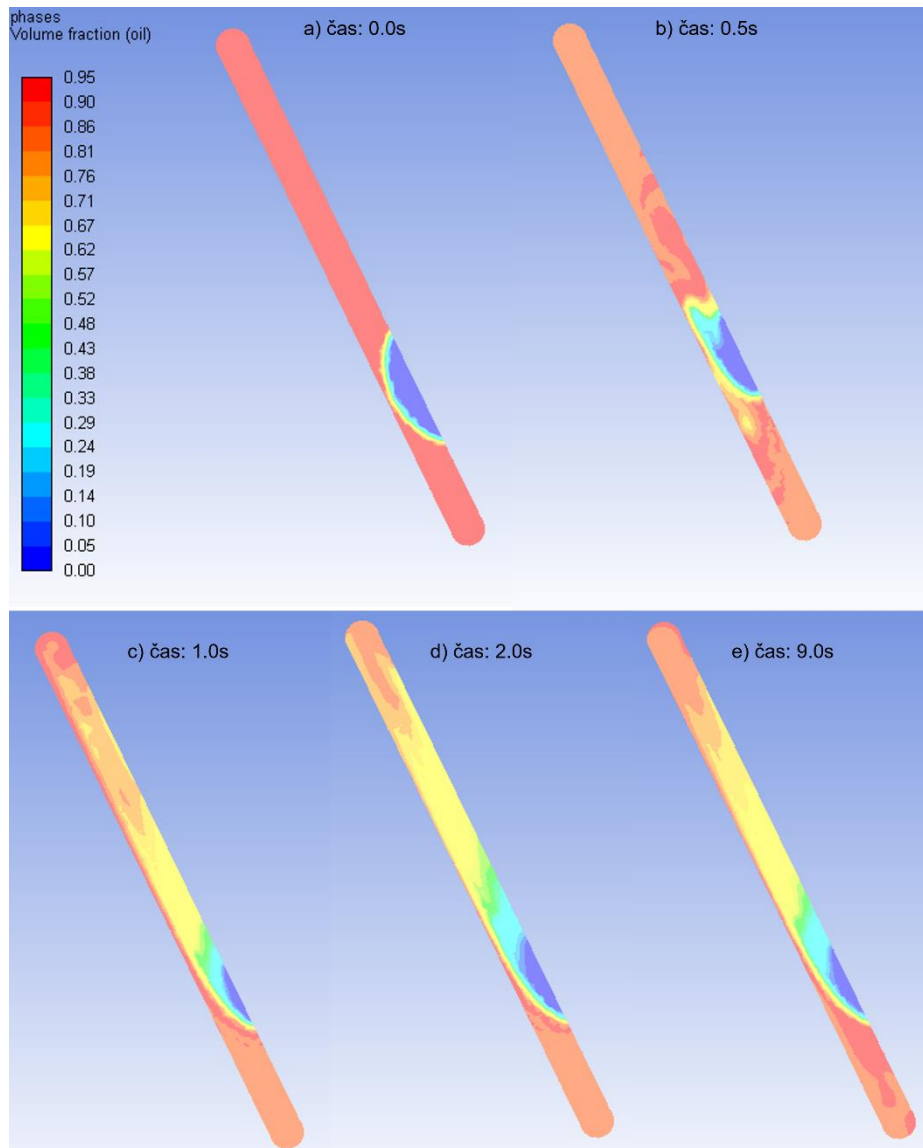


Obr. 4.15 – Ustálení výpočtu hodnot tlaku na ose kanálku

4.5.2 Průběžné zaznamenání kontur parametrů

Stejného nástroje (*Solution Animations*) a postupu bylo využito pro průběžné zobrazení tlakových polí, rychlostních polí a rozložení fází v objemu kanálku v rovině kolmé k ose rotace procházející osou kanálku. Jen v tomto případě objektem bude vždy kontura (*Contour*), a následně volba pro: tlak – *Static Pressure*, rychlost – *Relative Velocity Magnitude*, fáze – *Phases of Volume Fraction (Oil)*.

Všechna tato zobrazení nám umožní sledovat, zaznamenávat i zpětně nástrojem *Playback* přehrávat veličiny v reálném čase. Za zmínku určitě stojí sledování kontury fází, kde přímo v závislosti na reálném čase máme šanci vidět formaci vzduchové kapsy v kanálku již od počátku výpočtu i průtok vzduchových částic od vstupu k výstupu. Přehled několika časových okamžiků z animace fází lze vidět na obr. 4.16 níže. Jedná se o výpočet pro parametry: otáčky 6000rpm, tlak na vstupu 2bar, objemový zlomek vzduchu na vstupu 5%, teplota 80°C.



Obr. 4.16 – Závislost fází v závislosti na čase

4.6 Výsledky numerických simulací

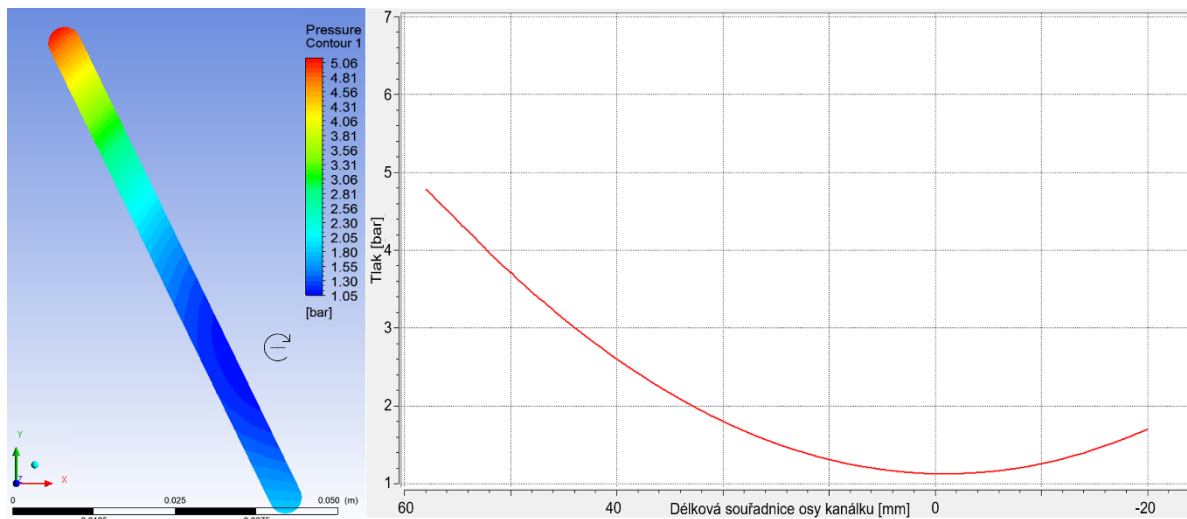
Ke grafickému zobrazení výstupů numerických simulací bylo využito SW CFD-Post v rámci Ansys Workbench. Za pomoci příkazu *Contour* (viz popis v předchozí kapitole) byly zobrazeny tlaková i rychlostní pole ve střední rovině kanálku, stejně tak rozložení fází olej – vzduch.

4.6.1 Průběh tlaku v kanálku

Pro sledování tlaku v kanálku bylo využito dvou metod:

- *Contour* – grafické zobrazení tlakových polí ve střední rovině kanálku,
- *XY Plot* - tlak po délce osy kanálku.

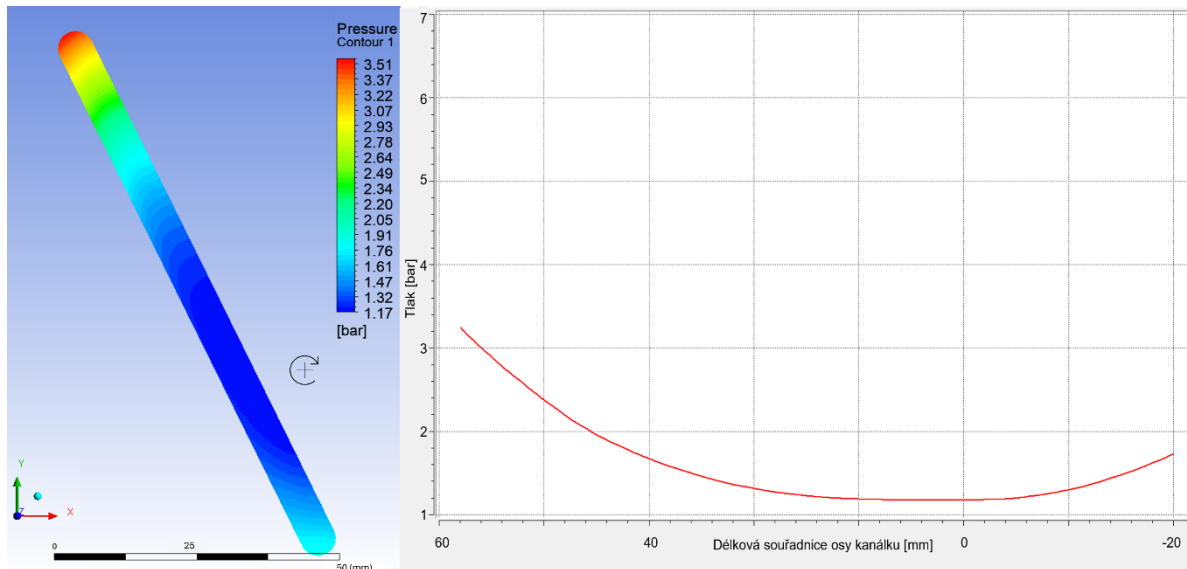
Zprvu by bylo vhodné pro nastínění problému zopakovat průběhy pro kanálek zaplněný čistě olejem. Na obr. 4.17 lze vidět průběhy tlaku pro provozní parametry: 2bar přetlaku na vstupu, 5000rpm, doba rotace hřídele 1s (představující ustálený stav).



Obr. 4.17 – Průběh tlakových polí kanálku zaplněného olejem

Tlaková pole tvoří dle očekávání soustředné kružnice. Nejnižší naměřená hodnota v kanálku je 1.05bar nejbližší k ose rotace, max. hodnota 5.1bar na místě největšího poloměru. Zaměříme-li se na osu kanálku procházející středem kanálku, zde max. hodnota dosahuje 4.81bar u průtnutí osy kanálku s osou výstupní větve a minimální 1.11bar v místě normálovém k ose rotace.

Průběh tlakových polí v kanálku při *dvoufázovém proudění* lze vidět na obrázku 4.18 níže. Simulace probíhala dle stanovených vstupních parametrů (kapitola 4.4), tedy pro přímé porovnání lze na tomto grafickém zobrazení vidět stav pro: 5000rpm, přetlak na vstupu 2bar, podíl vzduchu na vstupu 5%, doba rotace hřídele 9s (očekávaný ustálený stav).

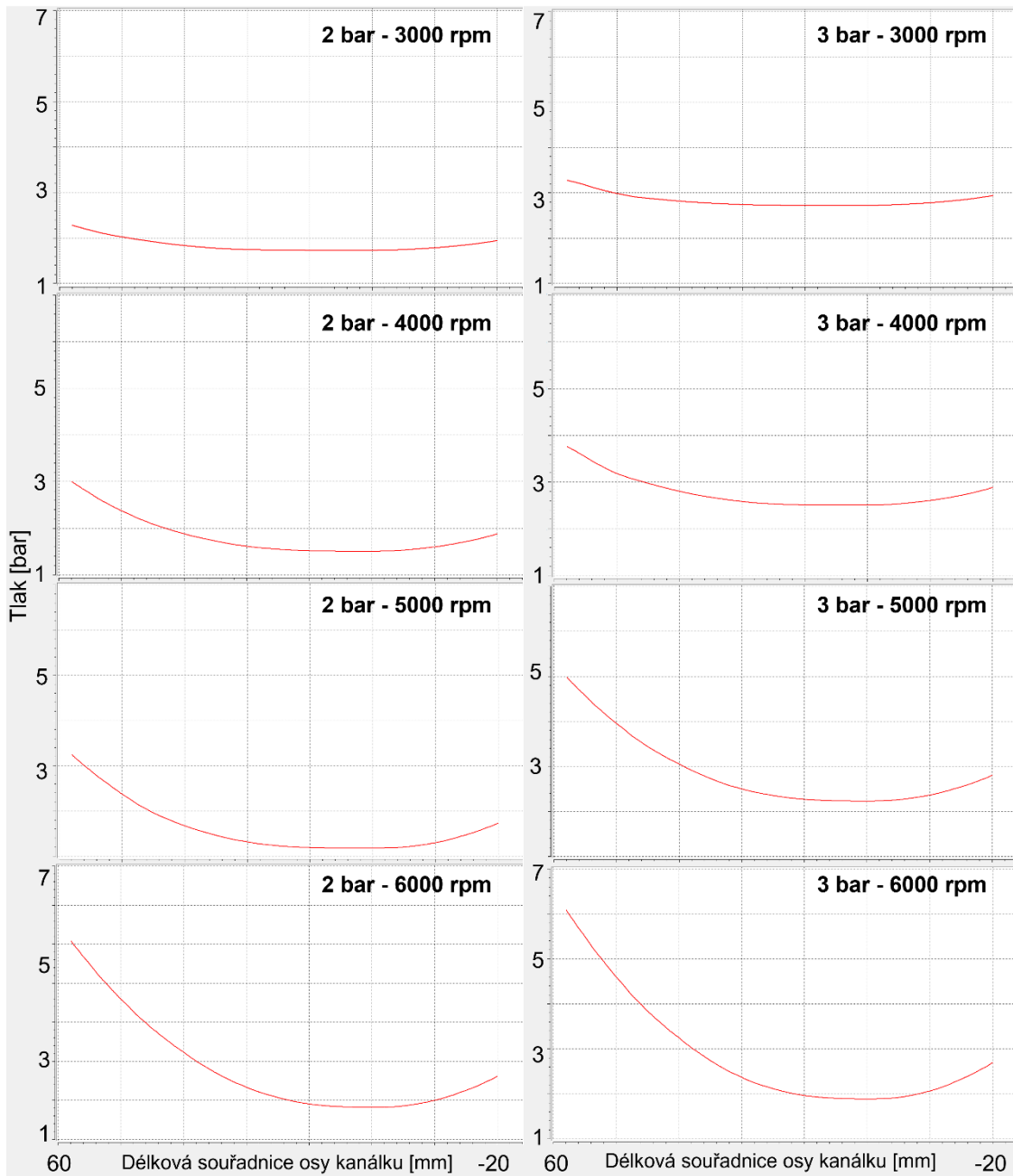


Obr. 4.18 – Průběh tlakových polí při dvoufázovém proudění

Pro vhodné rozlišení rozložení tlakových polí bylo nutné ponechat automatickou škálu hodnoty tlaku. Neboť při pevně stanoveném minimu a maximu byla, kvůli značným rozpětím hodnot jednotlivých měření, tlaková pole téměř nerozeznatelná. K přímému porovnání jednotlivých hodnot mezi měřeními o různých provozních parametrech slouží především 2D grafy průběhu tlaku na ose kanálku.

Přesto lze na výstupu ze simulace dvoufázového proudění vidět několik velmi zajímavých faktů, jako tvar tlakových polí odpovídající tvaru vzduchové kapsy nebo celkový pokles hodnot tlaků v objemu kanálku. Detailnější porovnání bude uvedeno v kapitole Porovnání výsledků.

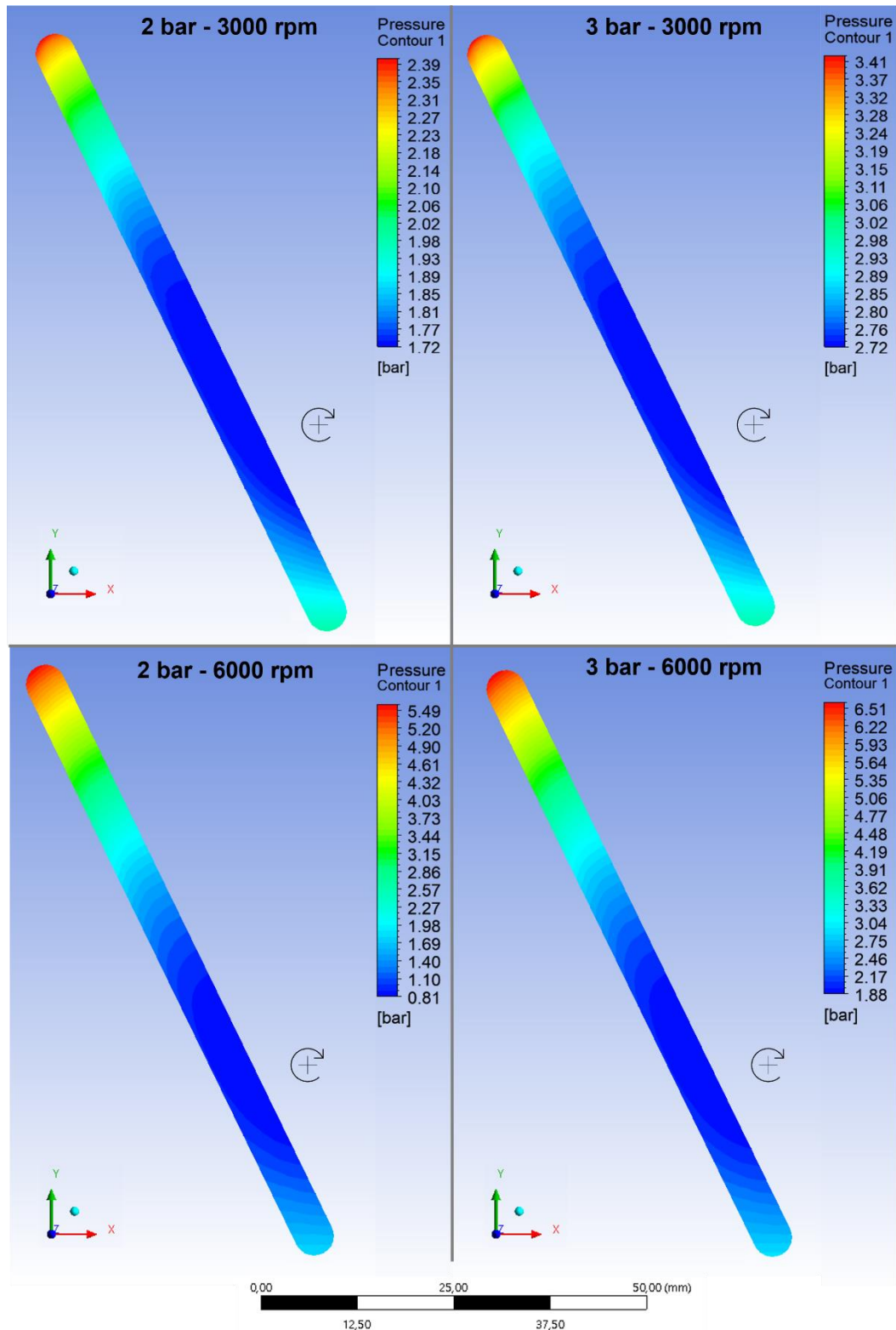
Průběhy tlaku na ose kanálku dvoufázového proudění lze vidět na obr. 4.19. Po levé straně tlaková hladina 2bar přetlaku na vstupu a směrem dolů postupné navyšování otáček. Obdobně lze pozorovat tlak na ose kanálku při přetlaku na vstupu 3bar po pravé straně obrázku.



Obr. 4.19 – Parametrická studie průběhu tlaku na ose kanálku

Z výstupních závislostí lze pozorovat značný vliv nejen odstředivých sil na průběhy tlaku, potvrzující dosavadní výsledky z teoretických výpočtů, ale především významné snížení tlaku v kanálku při nízkých otáčkách. Zde se téměř vytrácí teoretická křivka. Obdobně zajímavý je výstup ze simulace 2bar – 6000rpm, kde nejnižší hodnota tlaku klesla až na 0.81bar.

Na obrázku 4.20 jsou uvedeny čtyři kontury tlakových polí – kombinace min/max otáček a obou hladin tlaků. Především se zde jedná o demonstraci tvaru tlakových polí, které si vzájemně přímo odpovídají. Jednotlivé záznamy i průběhy tlaku na ose kanálu, z numerických simulací, jsou uvedeny v příloze P–2.

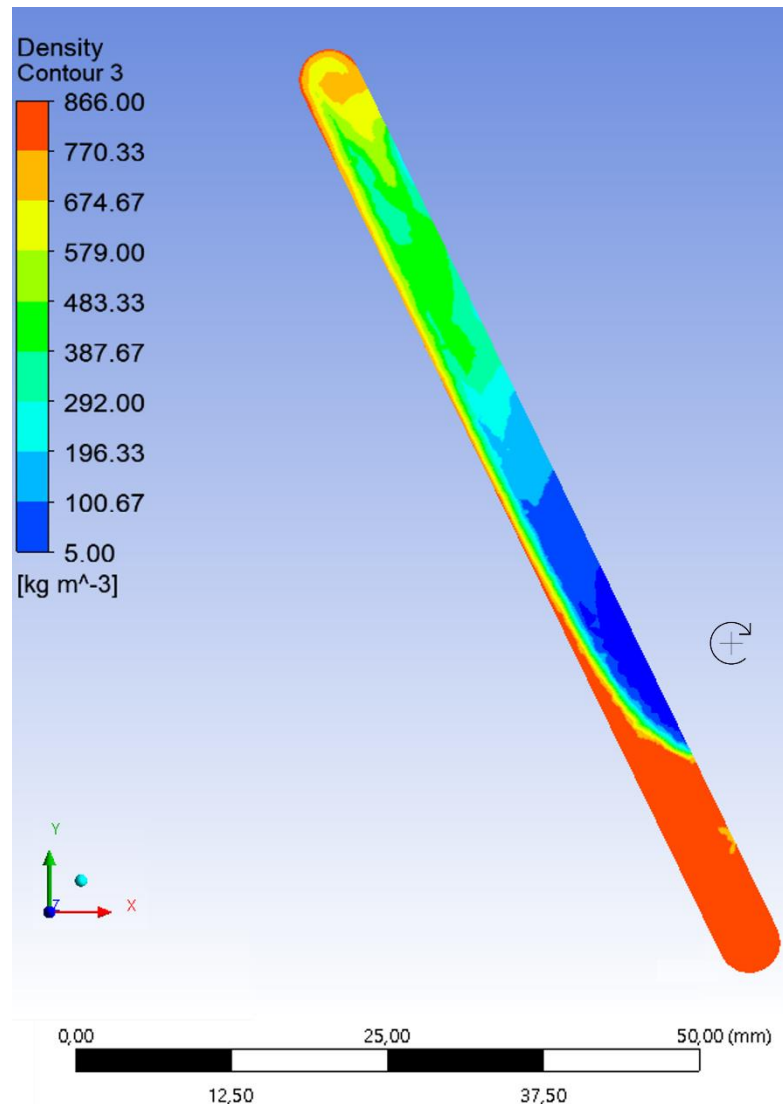


Obr. 4.20 – Kontury tlakových polí



4.6.2 Zobrazení fází olej – vzduch v kanálku

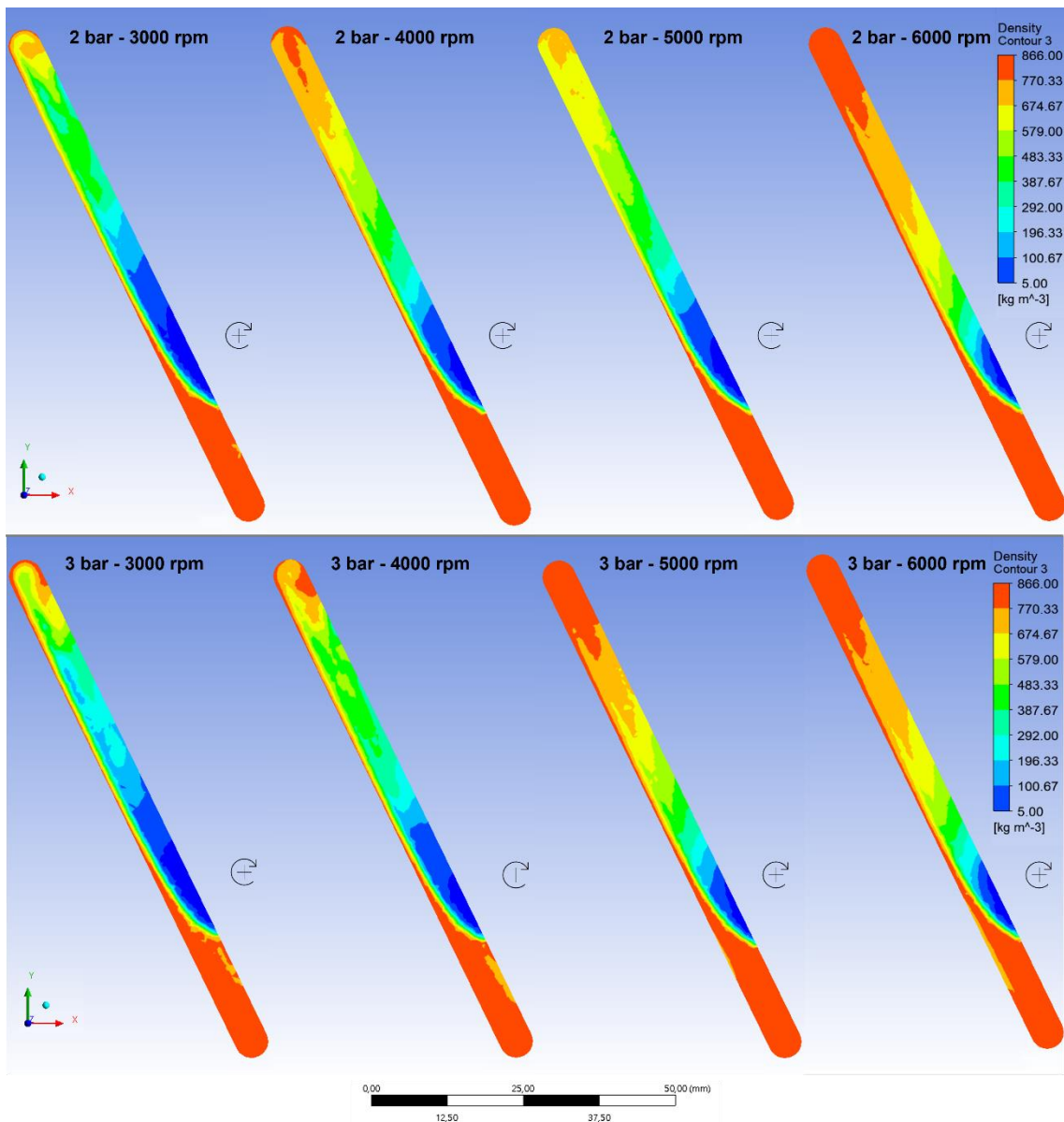
Průběžný vývoj rozhraní fází v závislosti na čase (době rotace hřídele) byl již představen v kapitole 4.5.2 popisující průběžnou kontrolu výpočtu. Příklad finálního rozložení fází po 9s simulačního výpočtu lze vidět níže na obrázku 4.21, pro provozní parametry: 3000rpm, 2bar přetlak na vstupu, 5% podílu vzduchu na vstupu.



Obr. 4.21 – Kontura rozložení fází v ustálené stavu pro 3000rpm a 2bar

Průběh umístění fází po době rotace 9s se jeví jako velmi zajímavý. Tvar dvoufázového proudění (formování vzduchové kapsy) odpovídá tvaru tlakových polí. Na ploše kanálku v blízkosti osy rotace kumulují částice vzduchu, po odlehle straně lze vidět kontinuální proudnici oleje. Přesné umístění rozhraní olej – vzduch je velmi obtížné určit.

Na obrázku 4.22 lze vidět kontury rozložení fází pro individuální numerické výpočty po 9s doby rotace klikového hřídele. Záznamy rozložení fází z jednotlivých numerických simulací jsou uvedeny v příloze P–3.



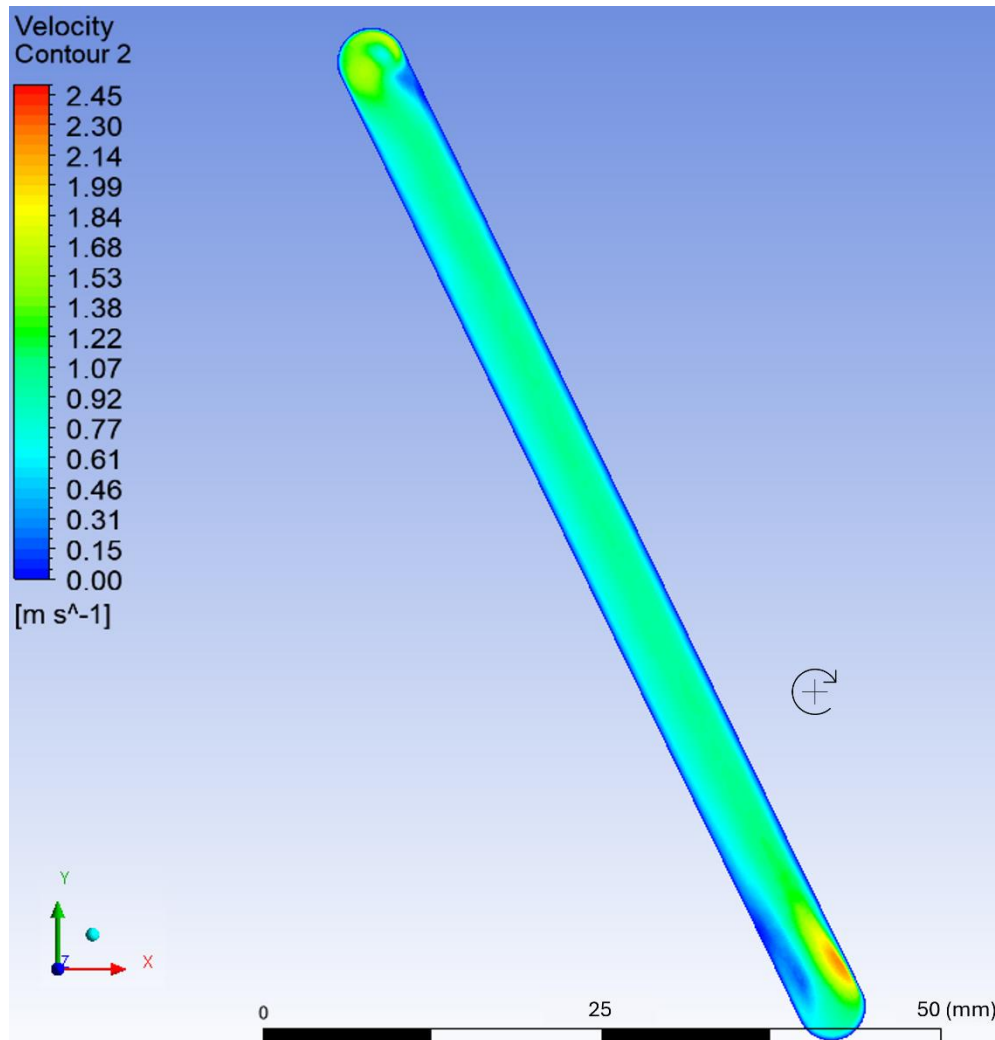
Obr. 4.22 – Kontury rozložení fází z numerických simulací

U všech záznamů lze vidět stejný průběh dvoufázového proudění, tedy tendenci ke kumulaci vzduchových bublin v blízkosti osy rotace a tok oleje po odlehle straně kanálku směrem k výstupu. Stejně tak lze pozorovat průběžné mísení oleje a vzduchu. Přesné určení rozhraní oleje a vzduchové kapsy je obtížné přímo rozeznat.



4.6.3 Průběh rychlosti v kanálku

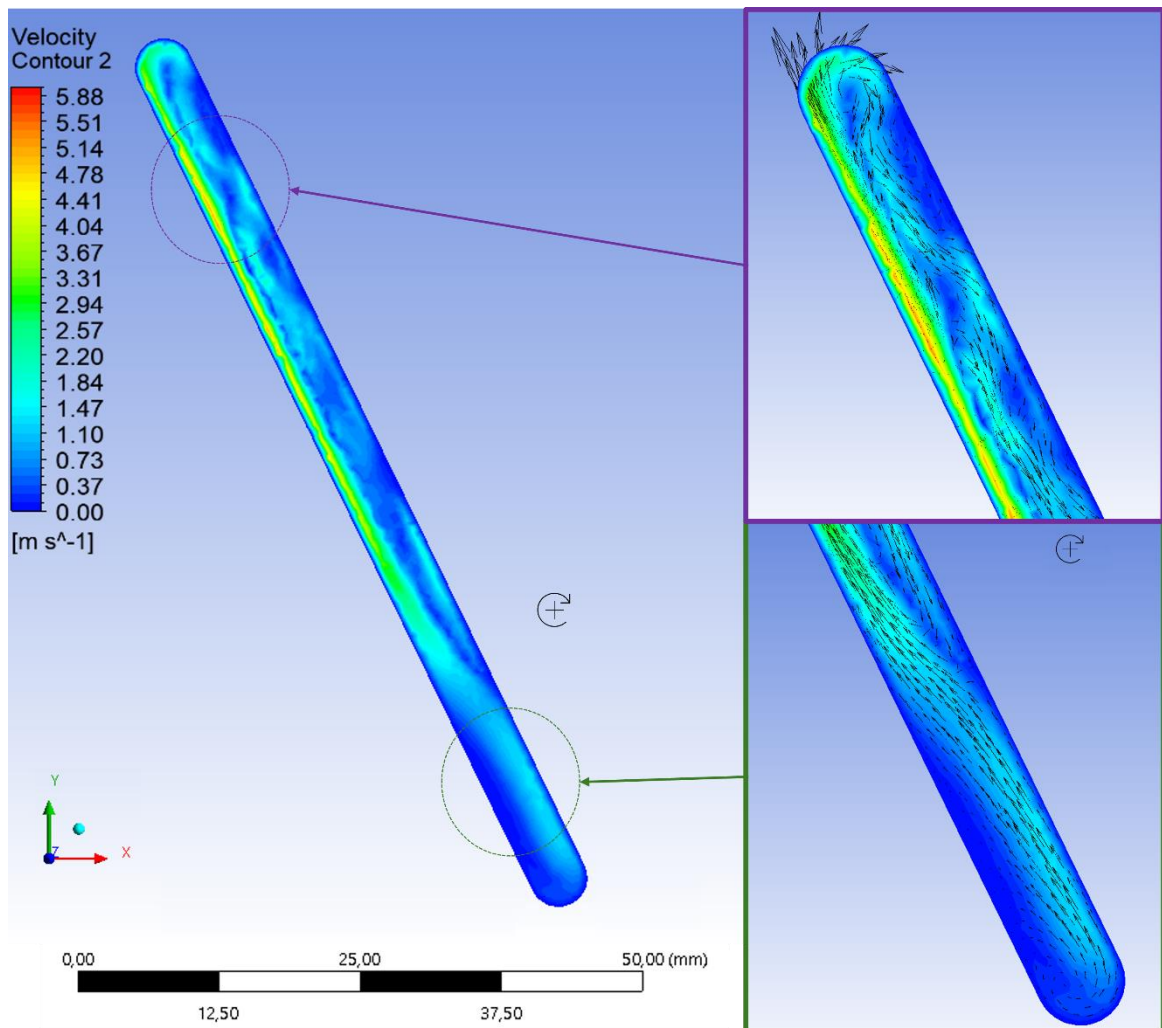
Znovu pro prvotní nastínění problému je vhodné uvést průběh pro kanálek zaplněný čistě olejem. Na obr. 4.23 lze vidět konturu relativní rychlosti ve střední rovině pro provozní parametry: 2bar přetlaku na vstupu, 5000rpm, doba rotace hřídele 1s (představující ustálený stav).



Obr. 4.23 – Kontura rychlosti proudění oleje kanálkem

Můžeme pozorovat poměrně kontinuální rychlost v celé délce kanálku, kromě červené oblasti u vstupu do kanálku, kde ze vstupní větve rovnoběžné s osou rotace hřídele jsou molekuly strhávány do objemu kanálku, a dvou modře zbarvených oblastí u vstupní i výstupní větve, kde dochází k recirkulaci molekul a jejich pohybu velmi malou rychlostí.

Naproti tomu u *dvoufázového proudění* přichází ještě výraznější projev. Ten lze pozorovat na obrázku 4.24 níže, kde lze vidět zobrazení kontury rychlosti pro provozní parametry 3000rpm a 3bar přetlaku na vstupu na časovém úseku 9s rotace hřídele.



Obr. 4.24 – Kontura rychlosti dvoufázového proudění

Do kanálku vstupuje objem oleje s 5% podílem vzduchu. Z detailů lze pozorovat, jak ve vstupní větvi dochází k rotačnímu pohybu proti směru otáčení klikové hřídele. Následně proud postupuje po přilehlé straně blíže k ose otáčení až téměř k místu nejbližší ose rotace, odkud přechází k odlehle straně kanálku a zdatelně nabírá na rychlosti. Pro zvýraznění bylo využito nástroje *Vector* tangenciálně ke střední rovině.

Po této ploše postupuje k výstupní větvi rychlostí až $5.9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, kde dochází k rotaci ve směru shodném se směrem rotace klikového hřídele. Díky vzájemnému působení vznikají pozoruhodné turbulentní víry, které postupují po přilehlé straně v protisměru obecného toku zpět až téměř k místu nejbližší ose rotace, odkud jsou opět proudem tekutiny strhávány k odlehlejší straně a míří k výstupu. Záznamy kontur rychlostí ze všech numerických simulací jsou uvedeny v příloze P–4.

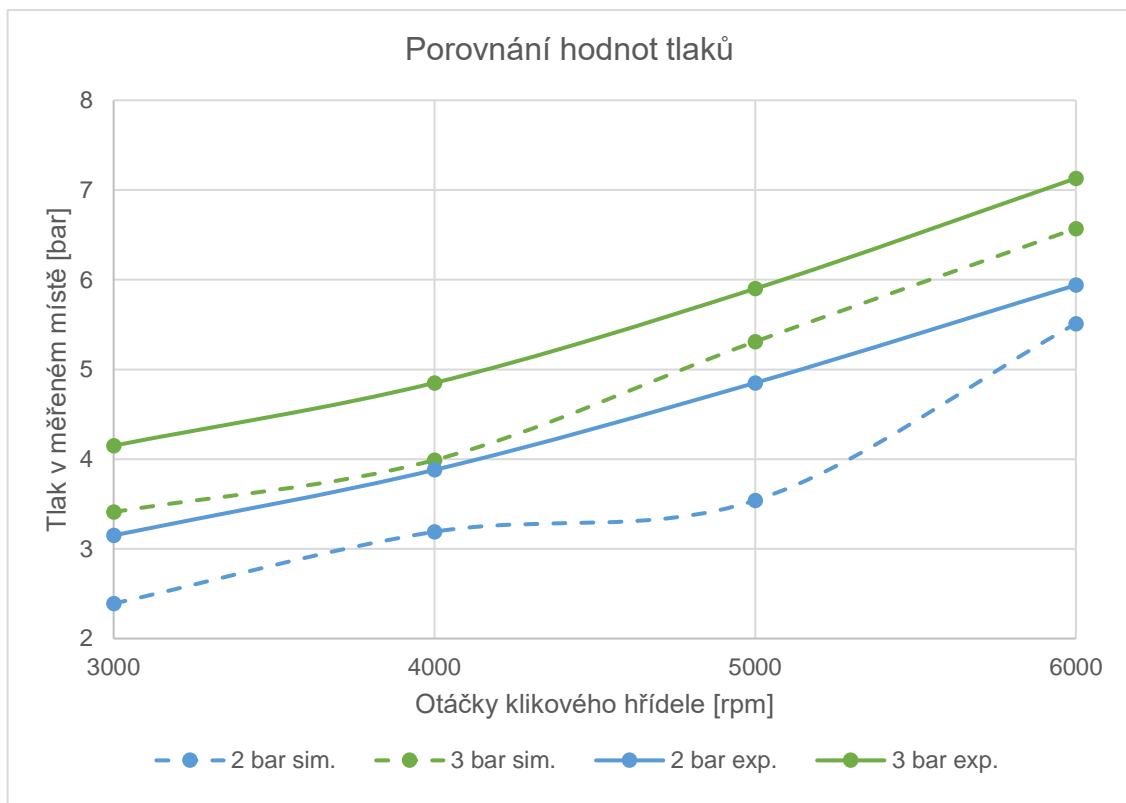
5 Porovnání výsledků a zhodnocení

Závěrečná kapitola této diplomové práce bude věnována porovnání dosažených výsledků z numerických výpočtů i experimentálního měření. Budou porovnány výsledky nejen v rámci této práce, ale i s výsledky předchozích studií z řad konkurenčních automobilek či akademických prací představených v rešeršní části. Závěrem bude uvedeno krátké shrnutí a zhodnocení dosažení vytyčených cílů.

5.1. Porovnání experimentálního měření a numerických simulací

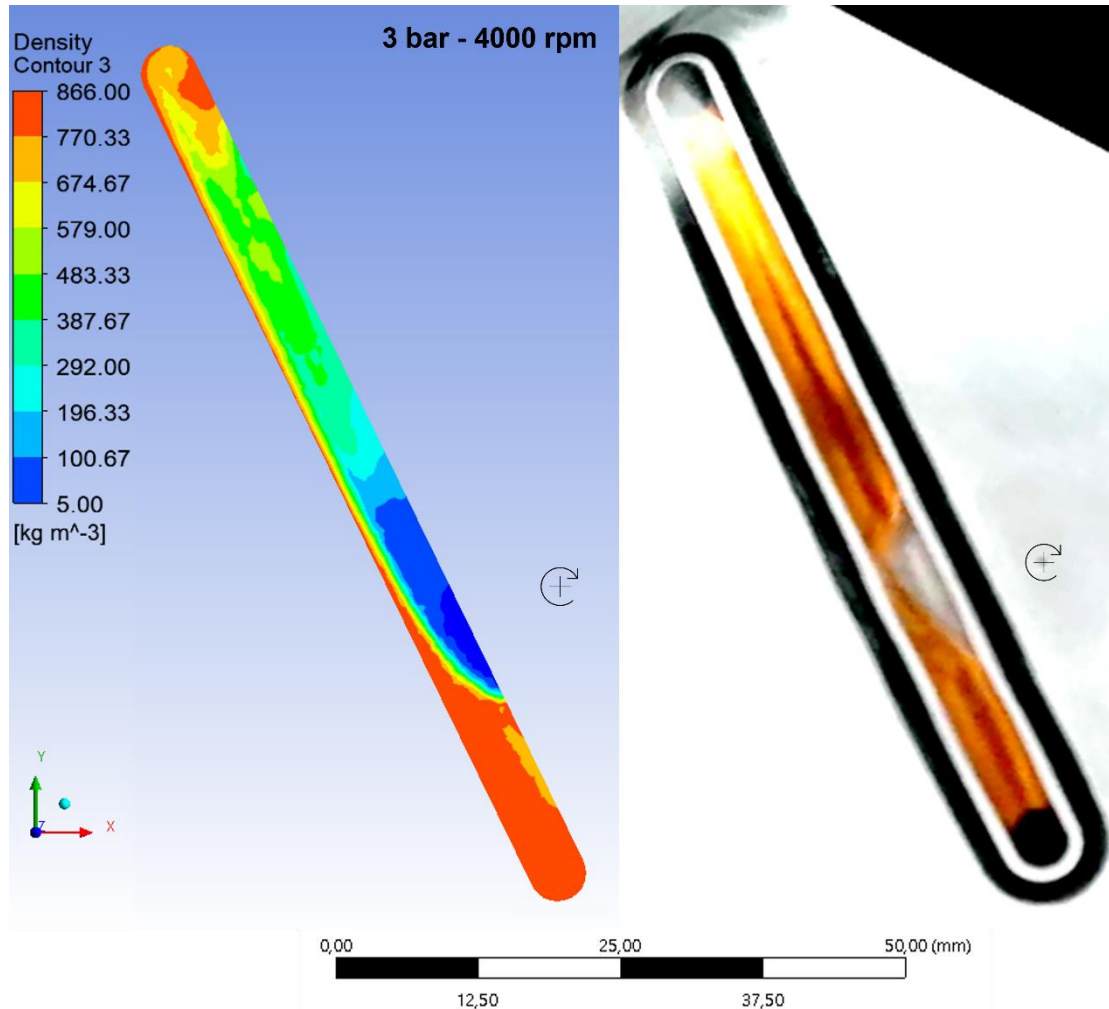
Grafické zobrazení na obrázku 4.25 představuje porovnání naměřených hodnot tlaku na snímači z laboratorního měření (plná čára) a odečtených hodnot z numerických výpočtů (přerušovaná čára) pro všech osm měření – 2 tlakové hladiny, 4 otáčkové milníky. Již z těchto hodnot lze u experimentu pozorovat sourodost v průběhu tlaků, rozdíl tlaků mezi hladinami na vstupu 2 a 3bar se i na snímači projevil rozdílem 1baru.

Obdobně pak u numerických simulací, avšak s propadem u výpočtu pro okrajové podmínky 2bar a 5000rpm, kde zaplnění kanálku vzduchem bylo razantně vyšší oproti ostatním simulacím. Celkově v porovnání experimentu s numerickým výpočtem se hodnoty tlaků u simulačních výpočtů pohybují v tlakové hladině přibližně o 0.8bar nižší.



Obr. 4.25 – Naměřené a odečtené hodnoty tlaků

Porovnání rozložení fází v objemu kanálku reprezentuje obrázek 4.26, kde na levé straně je zobrazena kontura fází numerického výpočtu a na pravé záznam vzduchové kapsy z rotačně uložené kamery, pro provozní parametry 3 bar přetlaku na vstupu a otáčky 4000rpm.



Obr. 4.26 – Přímé porovnání vzduchové kapsy z experimentu a simulace

Jak u experimentu tak u numerických výpočtů bylo v průběhu možné sledovat pohyb bublinek vzduchu, a to nejen od vstupu k zóně vzduchové kapsy a jejich pohlcení, tak ale i z této kapsy směrem k výstupu. Bylo možné i zaznamenat jemný návrat malých bublinek od výstupní větve proti směru obecného proudu do vzduchové kapsy. U simulace i laboratorního měření byla také zaznamenána tendence k ustálení průběhu a objemu bublinky, přesto však v čase objem kapsy oscilloval.

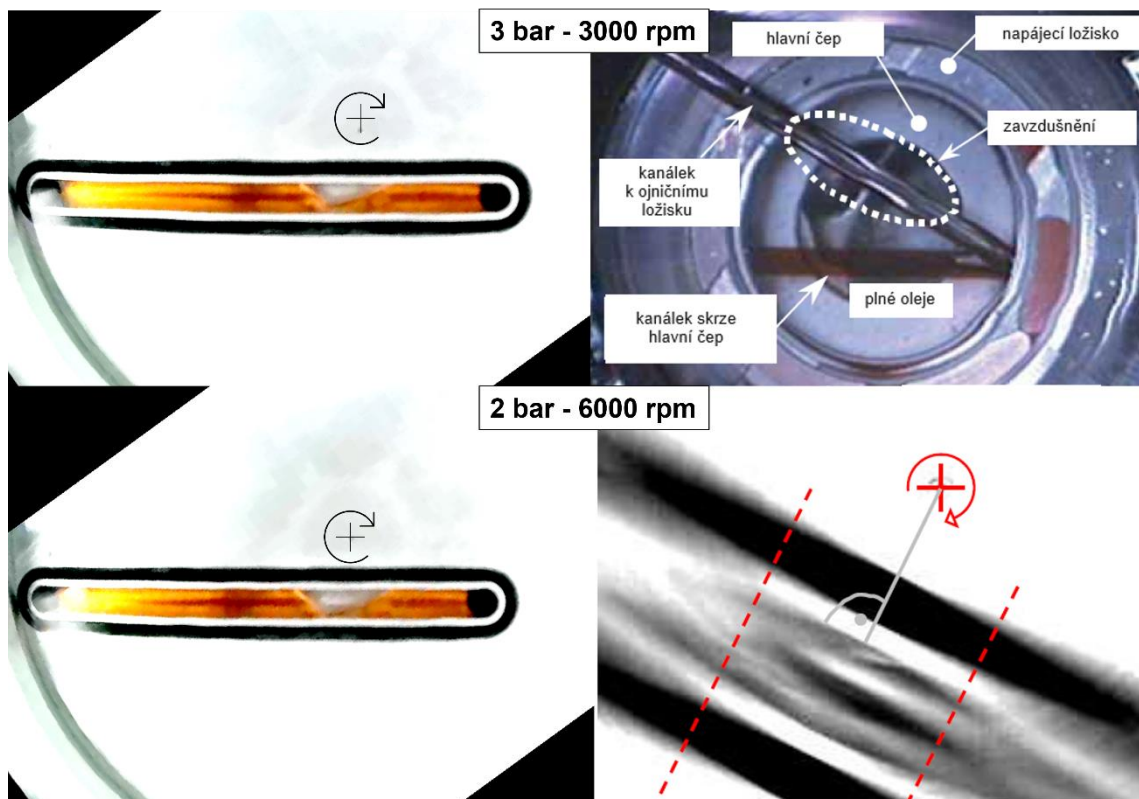
Důležité je zmínit nesourodost v nárůstu objemu vzduchové kapsy v závislosti na otáčkách, mezi experimentem a numerickými výpočty, ačkoliv toto nelze jednoznačně určit. Z průběhů fází na výpočetním čase 9s u simulací každý z průběhů poukazyval na mírně odlišnou velikost vzduchové kapsy – u experimentu kapsa s nárůstem otáček také rostla. Přesto tvar kumulované kapsy i průběh proudění si naprosto odpovídají.



5.2. Porovnání experimentu se studiem Toyota a ŠA [17,24]

Při porovnání výsledků, na obrázku 4.27, z laboratorních měření pro otáčky 3000rpm a vyšší tlakovou hladinu 3bar s výstupem Toyota pro otáčky 3000rpm a proměnnou tlakovou hladinu (nelze přímo určit tlak na vstupu u tohoto obrázku), je zřejmé, že i v případě Toyota zaznamenali oblasti s výskytem bublinek vzduchu, avšak nemohli přesně definovat jejich tvar či velikost.

U Toyota se jednalo o kanálek typu „V“, což zřetelně zkrusuje možnost porovnání s našimi výstupy, neboť z dosavadních bádání víme, že tento typ kanálku významně napomáhá kontinuitě průtoku maziva.



Obr. 4.27 – Přímé porovnání záznamů vzduchové kapsy z experimentů

Pod těmito dvěma obrazovými záznamy lze porovnat výstup z předchozí akademické práce v rámci Škoda Auto se zaměřením na recirkulační zónu s naším aktuálním, neboť provozní podmínky byly naprosto totožné: 2bar přetlak na vstupu, otáčky 6000rpm, olej 0W-20 o teplotě 80°C, 5% podílu vzduchu na vstupu.

Obecně lze shrnout obrovský posun v kvalitě obrazových záznamů fyzikálních dějů v průběhu měření a otevření nových dveří poznání nejen okolních vlivů působících na průtok maziva vrtaným kanálkem, ale i vlivu provozních parametrů či vlastností maziva.

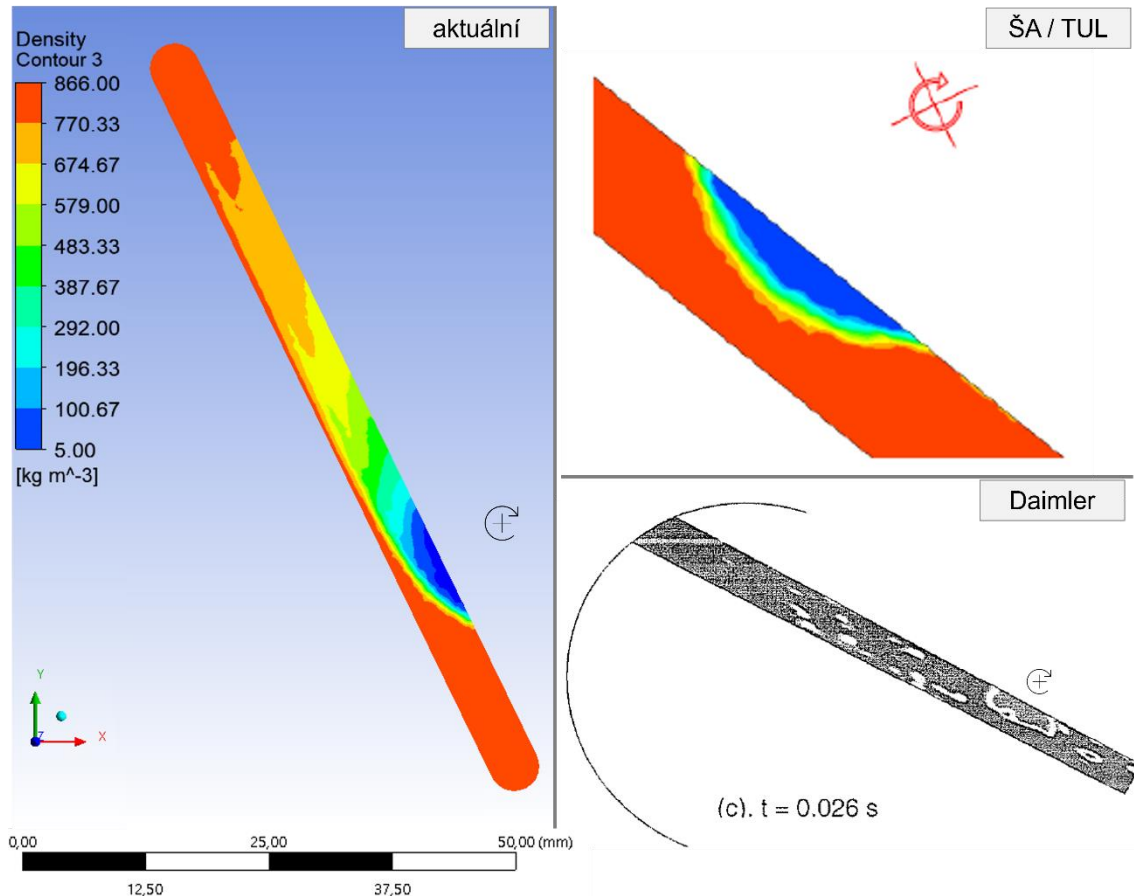
5.3. Porovnání simulačních výpočtů s výstupy Daimler a ŠA [17,25]

Nejprve uvedme pro vhodné porovnání souhrn okrajových podmínek jednotlivých výpočtů, ten je uveden níže v tabulce 4.5.

Tab. 4.5 – Souhrn okrajových podmínek numerických simulací

	diplovová práce	ŠA / TUL [17]	Daimler [25]
typ kanálku	typ "I"		
otáčky [rpm]	6000		
přetlak na vstupu [bar]	2		5.2 - 0.44
olej	0W-20 80°C		5W-30 120°C
zavzdušnění na vstupu [%]	5		10
doba výpočtu [s]	9	1	0.026

Přímé porovnání výstupů z numerických výpočtů CFD simulací lze pozorovat na obrázku 4.28. Na první pohled lze vidět značnou podobnost v kumulaci vzduchových bublinek formou kapsy v místě blízko ose rotace. V akademické práci [17] nebyl zaznamenán rozptyl bublinek dále do objemu kanálku, naproti tomu náš případ a Daimler ano. Oproti námi vytvořeným simulacím Daimler nezaznamenal přesnější tvar vzduchové kapsy. Jak je patrné z kapitoly 5.1, numerické simulace v rámci této diplomové práce se přiblížily laboratornímu měření nejznatelněji.



Obr. 4.28 – Přímé porovnání výstupů numerických simulací

5.4. Finální zhodnocení

Nakonec si stručně shrňme experimentální měření a numerické simulace provedené v rámci této diplomové práce.

Laboratorní měření a pozorování fyzikálních dějů v kanálku byla provedena shodným postupem pro obě tlakové hladiny 2 a 3bar. Na milnících otáček 3000, 4000, 5000 a 6000rpm byly zaznamenány hodnoty tlaků na snímači uloženém ve výstupní větvi kanálku, u vstupní větve tomu nebylo umožněno z důvodu vzájemného rušení signálu jednotlivých telemetrických zařízení. Po celou dobu měření byly pořizovány obrazové záznamy akční kamerou, uloženou stacionárně na čelní straně patrony.

Již od počátku měření bylo možné sledovat proudění malých bublinek kanálkem, postupně formujících vzduchovou kapsu blízko ose rotace hřídele. Ta následně s nárůstem otáček nabývala na objemu. Poměrně překvapivým výstupem byl fakt obecně větší vzduchové kapsy při vyšší tlakové hladině (čekali jsme opak). Domníváme se, že by k tomuto jevu mohlo docházet díky navýšenému průtoku maziva vrtaným kanálkem, tedy i navýšení dodávky vzduchu do objemu kanálku.

Numerické výpočty byly úspěšně provedeny v CFD softwaru Ansys Fluent opět pro všechny kombinace provozních podmínek, a to s úpravou zkrácení přívodní větve kanálku pro zefektivnění výpočetních časů a náročnosti na výpočetní techniku. Výsledky téměř souhlasí s výstupy z experimentální části této práce – kumulace bublinek do formy vzduchových kapes i její tvar korespondují s tlakovými poli uvnitř kanálku. Jedinou slabinou jsou numerické neshody v hodnotách tlaků na snímači a velikost vzduchových kapes v závislosti na provozních podmínkách.

Tyto neshody na odečtu hodnot tlaků ve výstupní větvi mohou mít několik příčin, mezi které patří kupříkladu uložení snímače tlaku, které nebylo geometricky zakresleno do CFD modelu, tedy neznáme jeho naprosto přesnou polohu a odečítáme hodnoty tlaku s přesností polohy $\pm 5\text{mm}$. Obdobně formace vzduchových kapes, při které pozorujeme mírný pokles objemu bublinky se zvyšujícími se otáčkami, což může mít spojitost s nevhodnou volbou některého z výpočetních modelů v nastavení Ansys Fluent či čerpání použitých konstant ze zkušeností předchozích výzkumných prací. Přesto lze hodnotit část numerických simulací jako velice úspěšnou, neboť obecný průběh toku maziva přímo odpovídá obrazovým záznamům z experimentálního měření.

6 Závěr

V rámci předložené diplomové práce byl v první – teoretické části proveden komplexní rozbor teorie vozidel a mazání spalovacích motorů. Byla představena problematika vrtaných kanálků i mazání kluzných ojničních ložisek, a to včetně doprovodných nežádoucích jevů, ke kterým během průtoku oleje kanálkem dochází, což může vést až k potencionálnímu selhání dodávky oleje.

Druhá kapitola byla věnována rešerši provedených experimentálních měření a numerických výpočtů z univerzit, konkurenčních automobilek i dodavatelů automobilového průmyslu. Načerpáné zkušenosti byly využity při tvorbě experimentální i výpočetní části a výstupy pro porovnání.

Třetí kapitola pojednává o vlastním laboratorním měření v laboratořích Škoda Auto, provedených vylepšeních i volbě jednotlivých provozních parametrů. Nakonec bylo provedeno seznámení s metodikou zaznamenávání výstupních dat a jejich popis.

Čtvrtá kapitola představuje téma CFD simulací a vlastní návrh numerického výpočtu dvoufázového proudění při stejných okrajových podmínkách jako u laboratorního měření. Popisuje metodiku zpracování výsledků a výstupních dat, která neúplně odpovídají výstupním datům z laboratorního měření – numerické hodnoty neodpovídají datům z experimentu. Tato skutečnost mohla být zapříčiněna několika faktory: nevhodnou volbou některého z výpočetních modelů numerických výpočtů, nevhodným odečtem hodnot ve výsledcích simulací, uvažováním ustálení simulací po době rotace hřídele 9s, či ještě neznámými vlivy.

Pátá – poslední kapitola je věnována porovnání výsledků, a to nejen z numerických výpočtů a laboratorních měření v rámci této práce, ale i porovnání s výstupy konkurenčních značek či předchozích akademických prací. Závěrem bylo uvedeno shrnutí a vyhodnocení dosažených cílů.

Závěrem této práce jako doporučení pro budoucí bádání uvádím vhodnost provést další parametrické studie, ať už s větším rozsahem tlaků i otáček či změnou dalších parametrů – typ kanálku, typy a teplota oleje, drážka v ložisku, etc. Obdobně prohloubení studia numerických modelů využívaných pro CFD simulace, neboť určení toho nejvhodnějšího pro daný, specifický, případ je bez provedení studie a odzkoušení jednotlivých modelů téměř nemožné.

Použitá literatura

- [1] **BASSHUYSEN, Richard van a Fred SCHÄFER.** *Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives.* Warrendale: SAE Permissions, 2004. ISBN 978-07680-1139-5.
- [2] **DIETSCHKE, Karl-Heinz a Konrad REIF.** *Automotive handbook.* 11th edition. Karlsruhe: Bosch, 2022. ISBN 978-1-119-91190-6.
- [3] **ŠKODA AUTO a.s.** *Interní zdroje.* Rozhovory s odborníky v oboru.
- [4] **PWC.com.** *Five trends transforming the Automotive Industry.* [online]. USA. [Citace: 23. února 2023] <https://www.pwc.com/gx/en/industries/automotive/assets/pwc-five-trends-transforming-the-automotive-industry.pdf>
- [5] **VRCHOTA, Matouš.** *Co je autonomní řízení a jak funguje? Poznejte všech pět stupňů automatizace.* [online]. Česká Republika. [Citace: 23. února 2023]. <https://elektrickevozy.cz/clanky/co-je-to-autonomni-rizeni-a-jak-funguje-poznejte-vsech-pet-stupnu-automatizace>
- [6] **EVROPSKÝ PARLAMENT.** *Zákaz prodeje nových benzinových a naftových aut od roku 2035: Co to znamená v praxi?.* [online]. Česká Republika. [Citace: 23. února 2023]. <https://www.europarl.europa.eu/news/cs/headlines/economy/20221019STO44572/zaka-z-prodeje-novych-benzinovych-a-naftovych-aut-od-roku-2035>
- [7] **VLK, František.** *Vozidlové spalovací motory.* Brno: František Vlk, 2003. ISBN80-238-8756-4.
- [8] **VOLKSWAGEN.cz.** *Motory TSI evo se zdvihovým objemem 1,0 a 1,5 litru jsou kompaktní a všestranné.* [online]. Česká republika, 2020. [Citace: 11. března 2023]. <https://www.volkswagen.cz/znacka-a-technologie/tiskove-zpravy/2151-motory-tsi-evo-se-zdvihovym-objemem-10-a-15-litru-jsou-kompaktni-a-vsestranne>
- [9] **PROUZA, Petr.** *Vývoj spalovacího motoru a jeho účinnosti.* Praha, 2015. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta dopravní. Vedoucí práce doc. Ing. Petr Bouchner, Ph.D.
- [10] **PÁV, Karel.** *Mechanická účinnost PSM.* [online]. TU v Liberci, 2021. [Citace: 13. března 2023]. <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2738>
- [11] **LÁBUS, Jiří.** *Chování kluzných ložisek řadového pětiválcového motoru při různých provozních podmínkách.* Brno, 2008. Diplomová práce. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [12] **JERMANN, Filip.** *Experimentální zařízení pro výzkum poměrů olejového systému v klikovém hřídeli za rotace.* Liberec, 2020. Bakalářská práce. TU v Liberci, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Václav Rychtář, Ph.D.
- [13] **REED, Richard.** *Can you mix synthetic oil with regular oil?.* THEVEHICLELAB.com. [online]. USA, 2021. [Citace: 23. března 2023]. <https://www.thevehiclelab.com/can-you-mix-synthetic-and-regular-oil/>
- [14] **ŠKODA AUTO a.s.** *Servisní příručky k motorům Škoda Auto a.s.*

- [15] **BRABEC, Pavel a Celestýn SCHOLZ.** *Mazací soustava motoru.* Pohonné jednotky II. TU v Liberci, Fakulta strojního inženýrství. [online]. 33 stran. [Citace: 6.ledna 2024]. <https://docplayer.cz/125678075-Mazaci-soustava-motoru.html>
- [16] **THEENGINEERSPOST.com.** *What is a crankshaft?.* Theengineerspost.com. [online]. Crankshaft, types, parts, uses and more. [Citace: 8.ledna 2024]. <https://www.theengineerspost.com/crankshaft-parts-and-function/>
- [17] **JERMANN, Filip.** *Analýza proudění oleje v mazacím kanálku klikového hřídele.* Liberec, 2022. Diplomová práce. TU v Liberci, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Václav Rychtář, Ph.D.
- [18] **DVOŘÁK, Václav.** *Relativní rovnováha kapalin, vlastnosti tekutin.* Mechanika tekutin. [online]. TU v Liberci, Fakulta strojního inženýrství, projekt TKMOST. [Citace: 8.ledna 2024]. <http://tkmost.kez.tul.cz/vystupy-projektu/inovace-vyuky-v-oblasti-technicke-mechaniky/mechanika-tekutin>
- [19] **ŠKODA AUTO a.s.** *Výzkum AUDI ve spolupráci s RWTH Aachen University.*
- [20] **BARAN, Bridget A.** *Engine lubrication oil aeration.* Master thesis. Massachusetts Institute of Technology. University of Rochester, 2007. Thesis supervisor Wai K. Cheng
- [21] **FITCH, Jim.** *5 Ways Aerated Oil Wrecks Machines.* Noria Corporation. [online]. Machinery Lubrication. Practising Oil Analysis, 2005. [Citace: 13.ledna 2024]. <https://www.machinerylubrication.com/Read/690/aerated-oil>
- [22] **HUJER, Jan.** *Mechanismy kolapsů kavitačních bublin v blízkosti pevných povrchů.* Liberec, 2013. Diplomová práce. TU v Liberci, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Miloš Müller, Ph.D.
- [23] **HOCHMAN, Ondřej.** *Využití fraktální geometrie při návrhu hydraulické clony.* Brno, 2017. Bakalářská práce. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce doc. Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.
- [24] **SUZUKI, Shigeo a Takashi NODA.** *Visualisation and measurement of oil flow in transparent oil passage of crankshaft.* Research Report, 2003. R&D Review of Toyota Central R&D Laboratories.
- [25] **SOCIETY of Tribologists and Lubrication Engineers.** *Engine lubrication system analysis by considering aeration and cavitation within the rotating oil supply passage.* [online]. Oakland University & DaimlerChrysler Corp., United States of America. Tribology Transactions, 2007. ISSN 1040-2004. [Citace: 27.ledna 2024]. <https://www.researchgate.net/publication/239393186>
- [26] **PISCHINGER, Franz, Franz Maasen a Franz Koch.** *Connecting Rod Bearing Operation with Aerated Lube Oil.* [online] SAE Technical papers, 1998. [Citace: 28.ledna 2024].
- [27] **RYCHTÁŘ Václav a Filip JERMANN.** *Oil flow through rotating channel.* LIII. International scientific conference of the Czech and Slovak universities and institutions dealing with research of motor vehicles and powertrains. Research report, 2022.

- [28] **Compact Air-X Technical brochure.** *Online Lubricant Aeration Measurement on Running Engines.* [online]. DSI, 2018. [Citace: 2.dubna 2024]. https://www.deltabeam.net/wp-content/uploads/2020/05/brochure_air_x.pdf
- [29] **TEL1-PCM Brochure.** *Digital Telemetry System for Strain Gage Application on Rotating Shafts.* [online]. KMT Telemetry, Germany. [Citace: 21.dubna 2024] <https://ipcteknik.dk/wordpress/wp-content/uploads/2015/06/TEL1-PCM-IND-DS1.pdf>
- [30] **VARNET a.s.** *Sportovní kamera CEL-TEC BK-10 + baterie navíc zdarma.* [online]. Technická specifikace. [Citace: 27.dubna 2024]. <https://www.cel-tec.cz/cel-tec-bk-10-baterie-navic-zdarma-p1267>
- [31] **MÁROVÁ, Kateřina.** *Využití matematických simulací ve vývoji motorů Škoda Auto.* [online]. Matfyz.cz. [Citace: 6.dubna 2024]. <https://www.matfyz.cz/clanky/vyuziti-matematickych-simulaci-ve-vyvoji-motoru-skoda-auto>
- [32] **Siemens Digital Industries Software.** *Simulace výpočetní dynamiky tekutin (CFD).* [online]. Siemens. [Citace: 6.dubna 2024]. <https://www.sw.siemens.com/cs-CZ/technology/computational-fluid-dynamics-cfd-simulation/>
- [33] **KRACÍK, Jan.** *Numerical Simulation in Machine Design (CFD).* [online]. TU v Liberci, Katedra energetických zařízení. Liberec, 2022. [Citace: 6.dubna 2024]. https://kez.tul.cz/files/galleryFS/d9e66d2ac031baf5d316d04bb4b70953eea14b4d/NSM_Lectures_2022-1.pdf
- [34] **PLÁNIČKA, Stanislav.** *Matematické modelování dvoufázového proudění.* Plzeň, 2018. Disertační práce. Západočeská univerzita v Plzni, Katedra mechaniky. Školitel Doc. Ing. Jan Vimmr, Ph.D.
- [35] **ANSYS, Inc.** *Ansys Fluent 12.1 Documentation.* [online] Ansys, Inc. User handbook. [Citace: 6.dubna 2024]. <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/index.htm>
- [36] **JANALÍK, Jaroslav.** *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje.* [online]. Ostrava, 2008. VŠB Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. [Citace: 6.dubna 2024]. <https://old.vscht.cz/uchi/ped/hydoteplo/materialy/skripta.Janalik.pdf>

Seznam použitých obrázků

Obr. 1.1 – Historie spalovacích motorů [1].....	14
Obr. 1.2 – Úrovně autonomního řízení [5]	15
Obr. 1.3 – Pístové motory: (a) reciproční, (b) rotační s pevnou osou, (c) Wankelův rotační píst [7]	16
Obr. 1.4 – Motor 1.5 eTSI EA211 evo pro Volkswagen Golf [8]	17
Obr. 1.5 – Sankeyův diagram čtyřdobého zážehového motoru [9].....	17
Obr. 1.6 – Mazací systém motoru [3].....	18
Obr. 1.7 – Stribeckova křivka [10].....	19
Obr. 1.8 – Oběh oleje řadového vznětového šestiválce Mercedes Benz OM 447 [7]...20	
Obr. 1.9 – Hydrodynamické kluzné ložisko [10]	21
Obr. 1.10 – Konstrukce sdruženého kluzného ložiska [11]	21
Obr. 1.11 – Demonstrace rozdílnosti viskozity oleje [13]	23
Obr. 1.12 – Průběh závislosti dynamické viskozity vybraných olejů na teplotě [3]	25
Obr. 1.13 – Olejová čerpadla: (a) zubové, (b) srpkovité, (c) trochoidní, (d) lamelové / lopatkové [13].....	26
Obr. 1.14 – Mazací okruh 2.5 TDI V6 vozidla Škoda Superb 1. generace [15]	27
Obr. 1.15 – Olejové čerpadlo Duocentric [14]	28
Obr. 1.16 – Dvoustupňové olejové čerpadlo [14]	29
Obr. 1.17 – Průběh tlaku v mazacím okruhu u dvoustupňového čerpadla [14]	29
Obr. 1.18 – Konstrukce lamelového čerpadla [14]	30
Obr. 1.19 – Porovnání průběhu tlaků v mazacím okruhu dle typu čerpadla [14]	31
Obr. 1.20 – Klikový hřídel [16]	32
Obr. 1.21 – Systém vrtaných kanálků typu „I“ uvnitř klikového hřídele [12,16]	32
Obr. 1.22 – Vrtané kanálky typu „Y“, „V“ a „H“ [16,17]	33
Obr. 1.23 – Relativní rovnováha kapaliny [18]	34
Obr. 1.24 – Teoretický průběh tlaku v kanálku [19].....	36
Obr. 1.25 – Interakce oleje se vzduchem [20].....	38
Obr. 1.26 – Parametry ovlivňující zavzdušnění motorového oleje [20].....	38
Obr. 1.27 – Závislost zavzdušnění oleje na otáčkách motoru [20]	39
Obr. 1.28 – Závislost zavzdušnění oleje na tlaku systému [20].....	40
Obr. 1.29 – Rovnovážný - fázový diagram [22].....	42
Obr. 1.30 – Kolaps kavitační bublinky [23].....	42
Obr. 1.31 – Formace bublinky ve vrtaném kanálku [20].....	43
Obr. 2.1 – Zkušební stav z MIT [20]	44
Obr. 2.2 – Variace síťových deflektorů z MIT [20]	45

Obr. 2.3 – Vliv objemu oleje na zavzdušnění mazacího okruhu [20].....	45
Obr. 2.4 – Disipace energie vlivem tření u zážehového motoru (Audi, RWTH) [19]	46
Obr. 2.5 – Rozmístění snímačů na klikovém hřídeli (Audi, RWTH) [19]	47
Obr. 2.6 – Uložení kabelových svazků (Audi, RWTH) [19].....	47
Obr. 2.7 – Průběh tlakových pulzací na natočení KH (Audi, RWTH) [19].....	48
Obr. 2.8 – Vliv použité konstrukce kanálku (Audi, RWTH) [19]	48
Obr. 2.9 – Vliv použité konstrukce kanálku (Audi, RWTH) [19]	49
Obr. 2.10 – Průtok oleje mazacím okruhem (Audi, RWTH) [19].....	49
Obr. 2.11 – Schéma experimentálního zařízení (Toyota) [24].....	50
Obr. 2.12 – Schematický pohled z CCD kamery (Toyota) [24].....	51
Obr. 2.13 – Porovnání kanálků (Toyota) [24].....	51
Obr. 2.14 – Záznam zavzdušnění z CCD kamery (Toyota) [24].....	52
Obr. 2.15 – Rozdíl limitu pozorování jevu zavzdušnění (Toyota) [24]	52
Obr. 2.16 – Závislost typu použitého kanálku na průtoku (Toyota) [24].....	53
Obr. 2.17 – Závislost vyplnění kanálku olejem na použitém typu (Toyota) [24].....	53
Obr. 2.18 – Geometrie kanálku v CFD (DaimlerChrysler) [25]	54
Obr. 2.19 – Průběh tlaku v kanálku (DaimlerChrysler) [25].....	55
Obr. 2.20 – Tendence vzniku kavitačních bublin (DaimlerChrysler) [25]	56
Obr. 2.21 – Tendence vzniku vzduchových bublin (DaimlerChrysler) [25]	57
Obr. 2.22 – Mapa doporučených provozních parametrů (DaimlerChrysler) [25]	58
Obr. 2.23 – Transparentní model vrtaného kanálku tvaru „Y“ (FEV) [26]	58
Obr. 2.24 – Umístění snímačů tlaku, výstupní data (FEV) [26]	59
Obr. 2.25 – Zaznamenané vzduchové kapsy (FEV) [26]	59
Obr. 2.26 – Promítnutí kanálku do roviny kolmé k ose rotace (TUL,ŠA) [27]	60
Obr. 2.27 – Experimentální stav (TUL,ŠA) [17].....	61
Obr. 2.28 – Výpočtová síť (TUL,ŠA) [17]	62
Obr. 2.29 – Výsledné porovnání výstupů studie (TUL,ŠA) [17].....	62
Obr. 2.30 – Průtok oleje kanálkem (Škoda Auto a.s.) [27]	63
Obr. 2.31 – Výstupy experimentu (Škoda Auto a.s.) [27]	64
Obr. 2.32 – Výstupy simulačního výpočtu (Škoda Auto a.s.) [27].....	64
Obr. 3.1 – Prvotní návrh experimentálního stavu [17].....	67
Obr. 3.2 – Průmět vrtaného kanálku do roviny kolmé k ose rotace [3]	68
Obr. 3.3 – Změna průřezu kanálku [12]	68
Obr. 3.4 – Model kanálku	69
Obr. 3.5 – Model napájecího ložiska se 150° drážkou [3]	70
Obr. 3.6 – Experimentální zařízení ve Škoda Auto	72
Obr. 3.7 – Komponentní stav laboratoří Škoda Auto [3].....	73



Obr. 3.8 – Patrona s vyfrézovanou drážkou [3].....	73
Obr. 3.9 – Air-X od společnosti DSI [28]	74
Obr. 3.10 – Metoda absorpce rentgenového záření [20].....	75
Obr. 3.11 – Obměna telemetrického systému.....	76
Obr. 3.12 – Schematické zapojení telemetrie [29]	76
Obr. 3.13 – Uložení záznamové kamery [30].....	77
Obr. 3.14 – Zaznamenaná vzduchová kapsa	79
Obr. 3.15 – Parametrická studie vzduchové kapsy v kanálku klikového hřídele.....	80
Obr. 4.1 – Turbulentní proudění u mezní vrstvy obtékané desky [36]	84
Obr. 4.2 – Pracovní prostředí Ansys Workbench.....	86
Obr. 4.3 – Upravená geometrie kanálku pro simulační výpočty	86
Obr. 4.4 – Rozměry upravené geometrie kanálku	87
Obr. 4.5 – Náčrt geometrie kanálku.....	87
Obr. 4.6 – Typy výpočetních sítí [33]	88
Obr. 4.7 – Ukazatele kvality výpočetní sítě [35].....	89
Obr. 4.8 – Výpočetní síť	90
Obr. 4.9 – Průběh tlaku v kanálku MS Excel.....	91
Obr. 4.10 – Průběh tlaku v kanálku původní geometrie	91
Obr. 4.11 – Průběh tlaku v kanálku upravené geometrie	92
Obr. 4.12 – Pracovní prostředí Ansys Fluent.....	93
Obr. 4.13 – Počáteční stav výpočetních buněk kanálku	96
Obr. 4.14 – Grafický report vývoje reziduí v průběhu výpočtu.....	97
Obr. 4.15 – Ustálení výpočtu hodnot tlaku na ose kanálku	98
Obr. 4.16 – Závislost fází v závislosti na čase	99
Obr. 4.17 – Průběh tlakových polí kanálku zaplněného olejem.....	100
Obr. 4.18 – Průběh tlakových polí při dvoufázovém proudění.....	101
Obr. 4.19 – Parametrická studie průběhu tlaku na ose kanálku.....	102
Obr. 4.20 – Kontury tlakových polí.....	103
Obr. 4.21 – Kontura rozložení fází v ustálené stavu pro 3000rpm a 2bar	104
Obr. 4.22 – Kontury rozložení fází z numerických simulací.....	105
Obr. 4.23 – Kontura rychlosti proudění oleje kanálkem	106
Obr. 4.24 – Kontura rychlosti dvoufázového proudění	107
Obr. 4.25 – Naměřené a odečtené hodnoty tlaků	108
Obr. 4.26 – Přímé porovnání vzduchové kapsy z experimentu a simulace	109
Obr. 4.27 – Přímé porovnání záznamů vzduchové kapsy z experimentů.....	110
Obr. 4.28 – Přímé porovnání výstupů numerických simulací	111

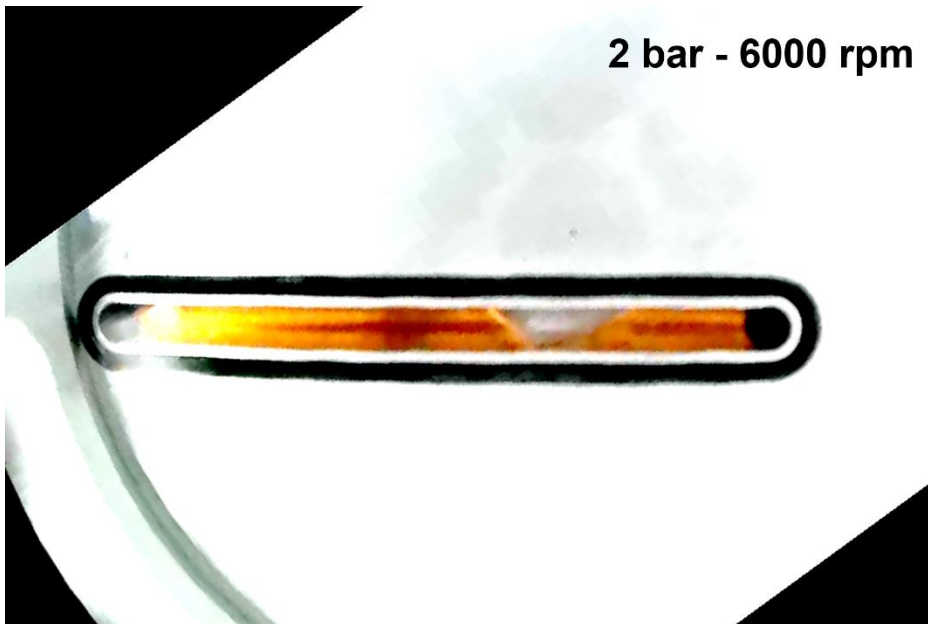
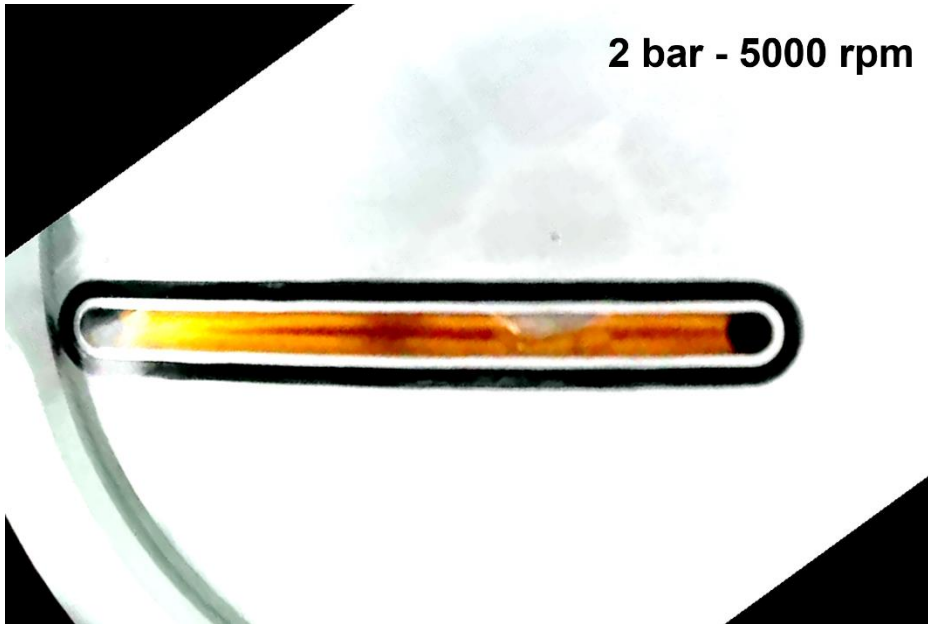
Seznam použitých tabulek

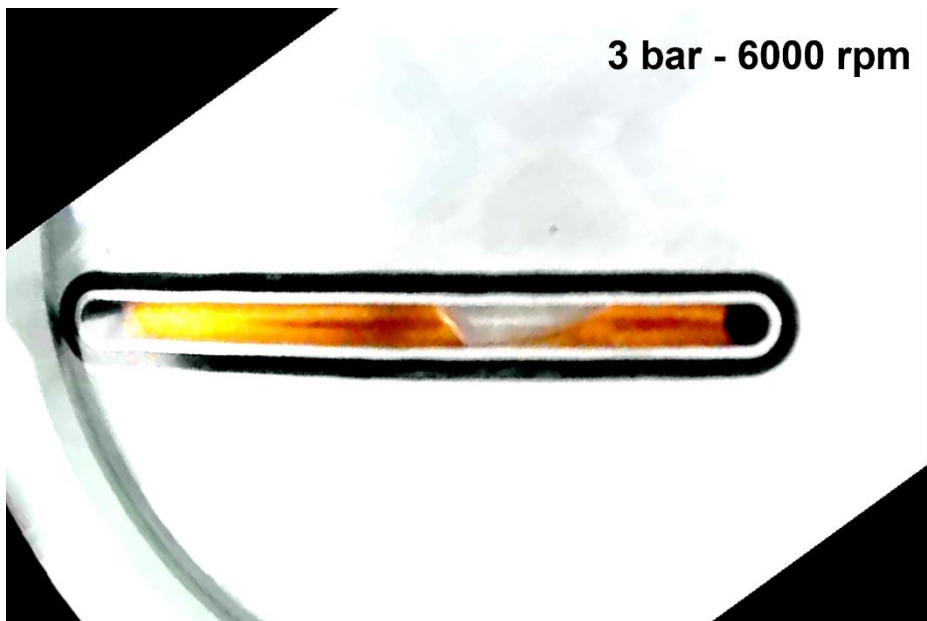
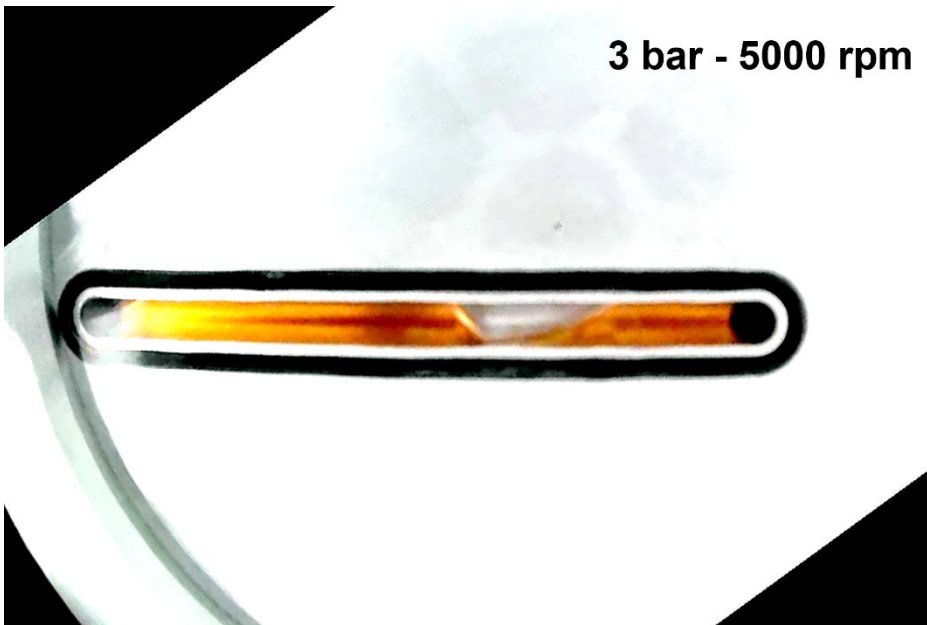
Tab. 1.1 – Přehled typů aditiv motorových olejů a jejich funkcí [2]	22
Tab. 1.2 – Viskózní třídy motorových a převodových olejů dle SAE (2015) [2]	24
Tab. 1.3 – Výkonnostní třídy motorových olejů dle firemní normy VW [3]	25
Tab. 1.4 – Technická specifikace motoru 2.5 V6 TDI AYM/BDG [14].....	27
Tab. 1.5 – Technická specifikace motorů s dvoustupňovým čerpadlem [14].....	28
Tab. 1.6 – Technická specifikace motoru 1.0 TSI 85 kW [14]	30
Tab. 3.1 – Parametry komponentního stavu Škoda Auto [3].....	72
Tab. 3.2 – Technická specifikace přístroje Air-X [28]	74
Tab. 3.3 – Technická specifikace kamery CEL-TEC BK-10 [30]	77
Tab. 3.4 – Naměřené hodnoty tlaku a průtoku.....	79
Tab. 4.1 – Porovnání výpočetních sítí	89
Tab. 4.2 – Porovnání teoretické správnosti hodnot.....	92
Tab. 4.3 – Nastavení parametrů a okrajových podmínek simulace.....	94
Tab. 4.4 – Nastavení výpočetních metod řešení simulace.....	95
Tab. 4.5 – Souhrn okrajových podmínek numerických simulací.....	111

Seznam příloh

P-1: Obrazové záznamy vzduchových kapes

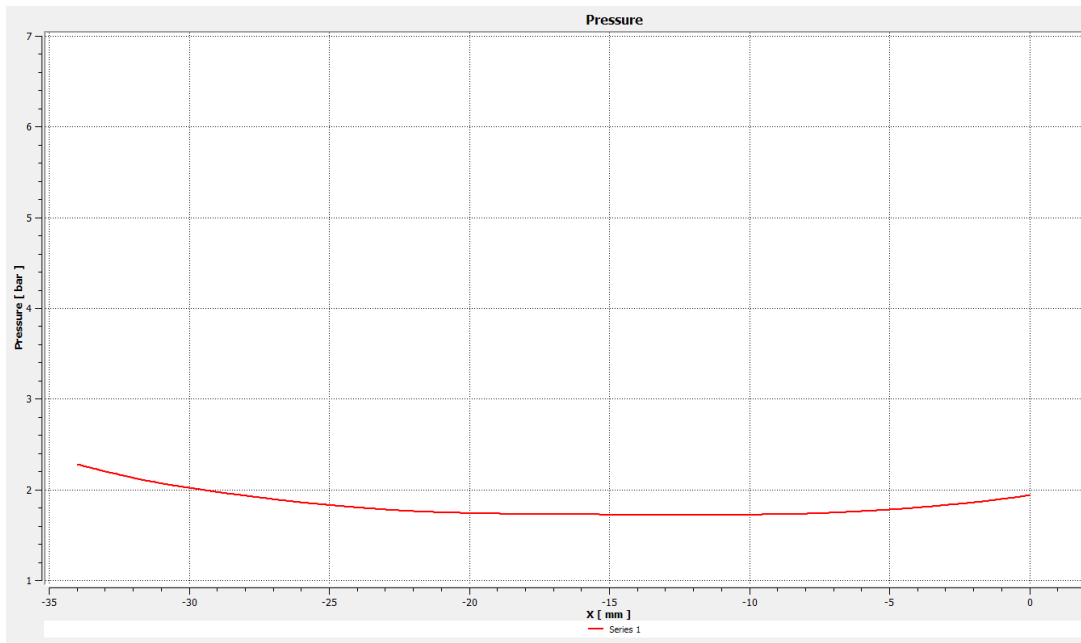
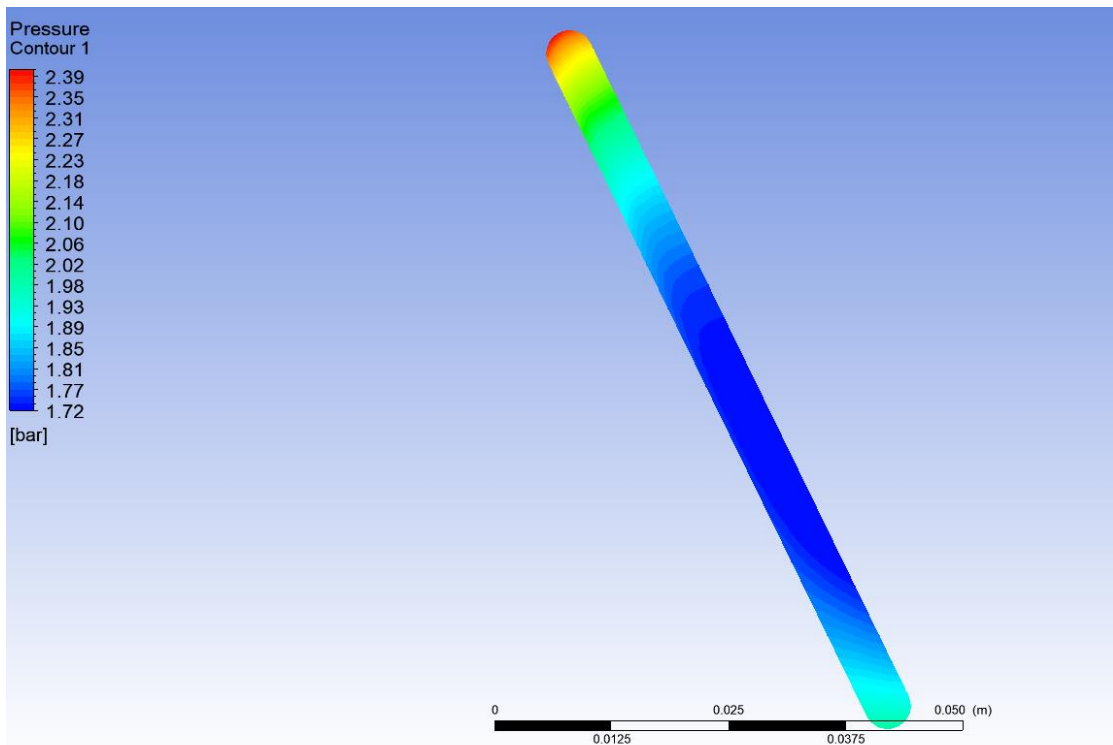






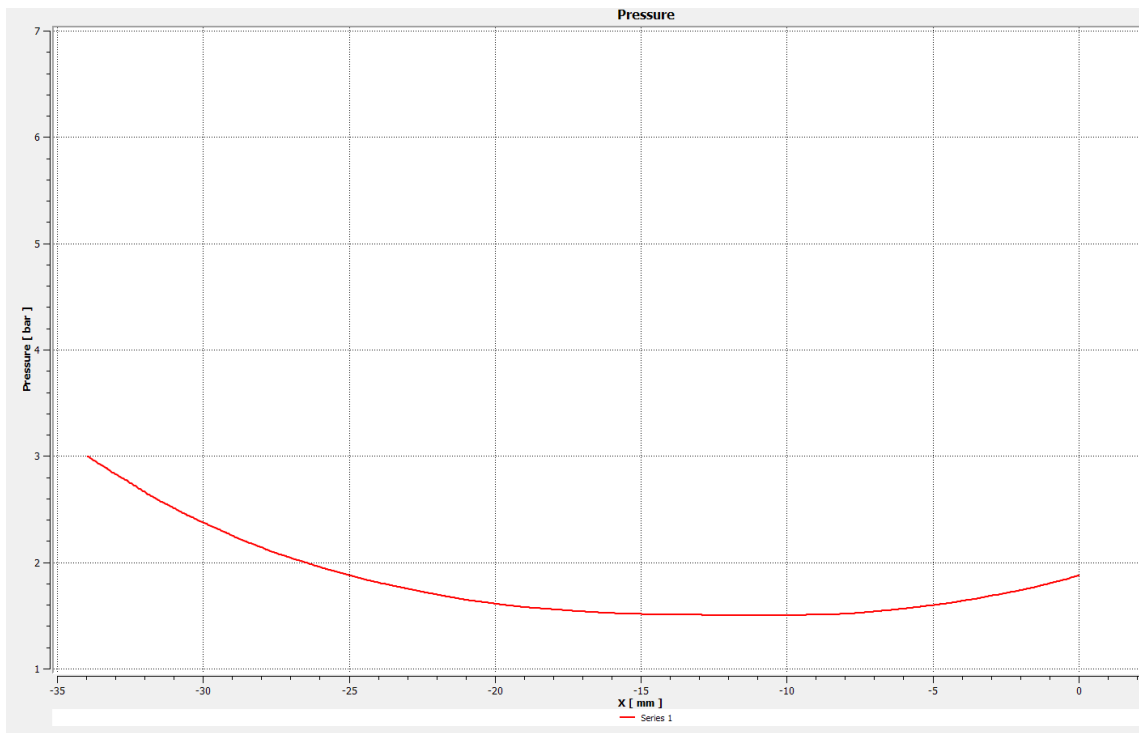
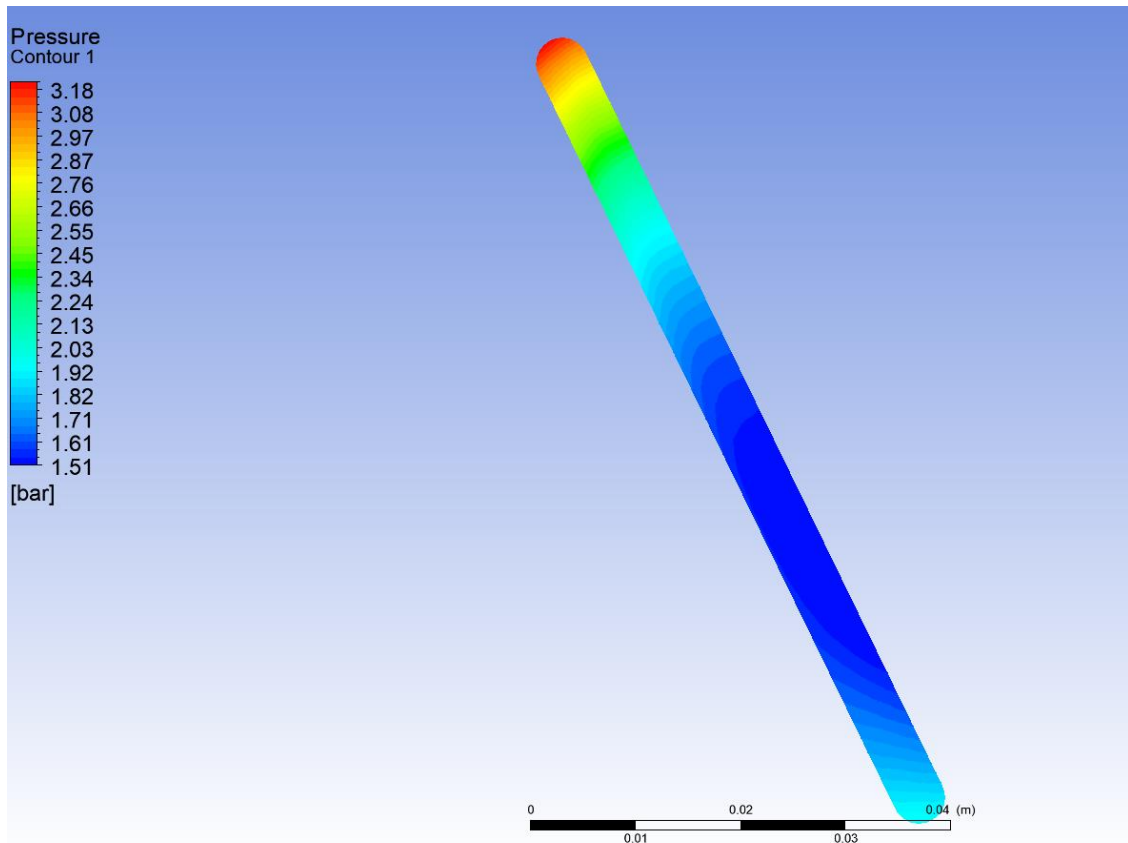
P-2: Numerické simulace - Záznamy hodnot tlaků

a) Proměnné provozní parametry: 2bar, 3000rpm, čas 9s

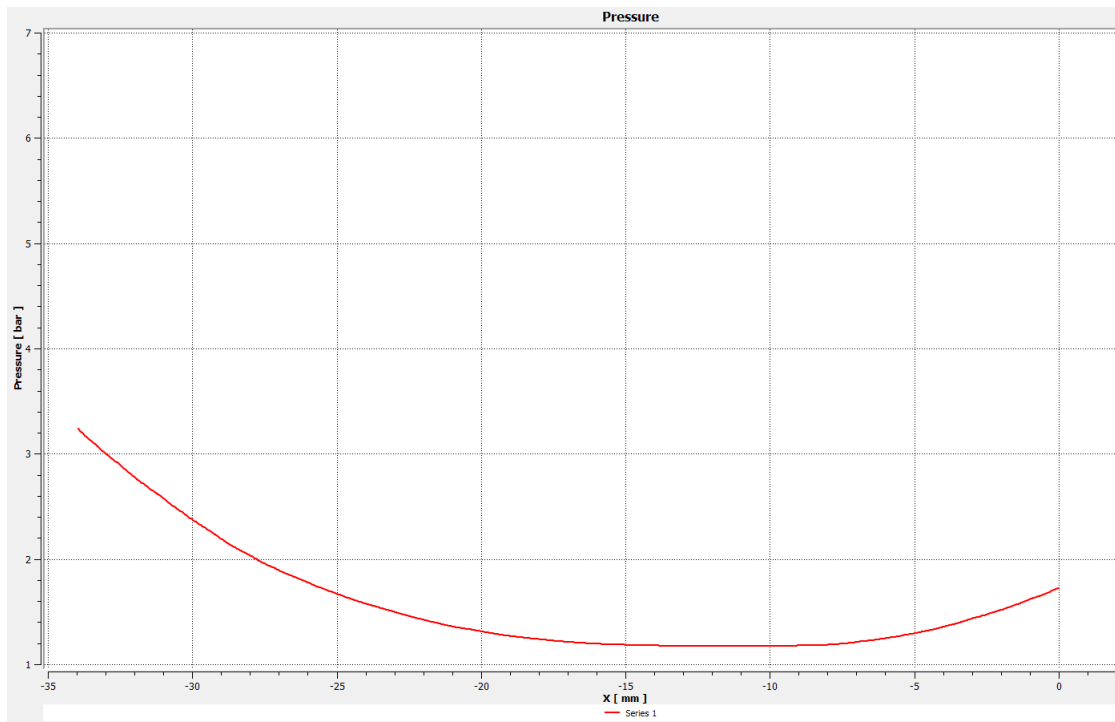
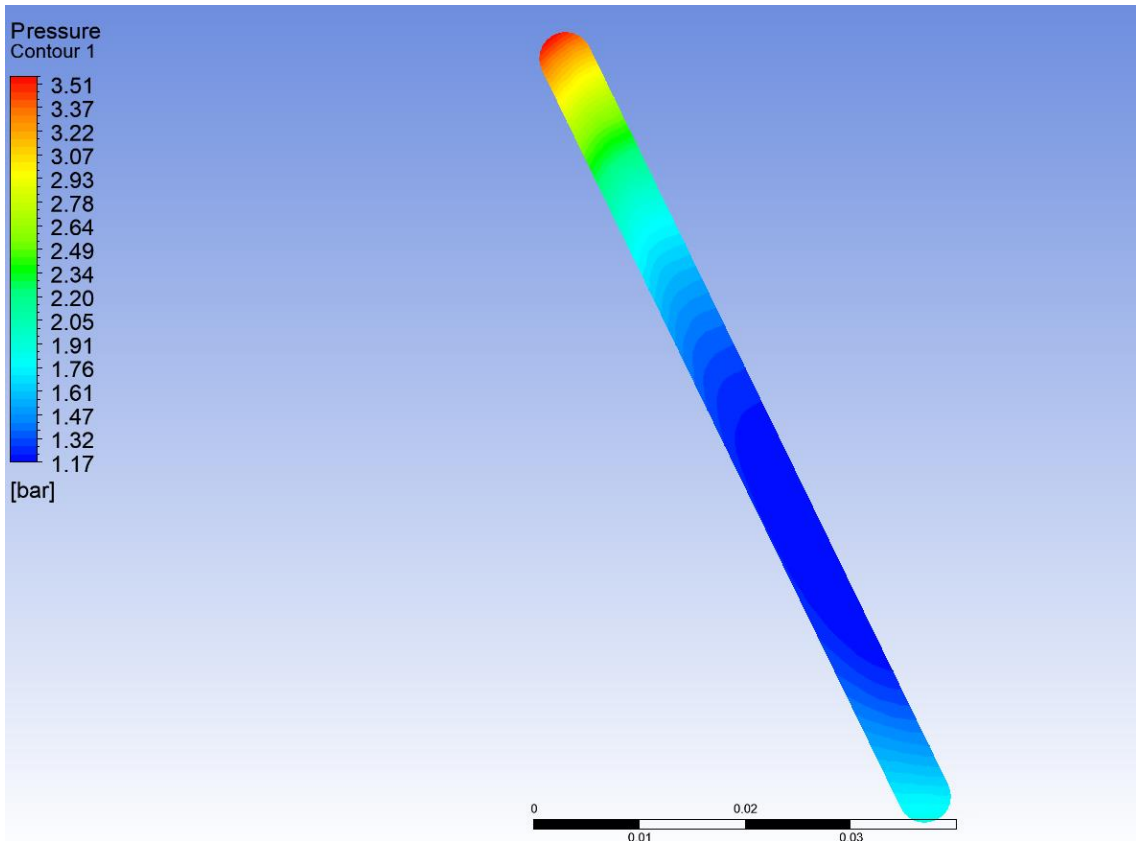




b) Proměnné vstupní parametry: 2bar, 4000rpm, čas 9s

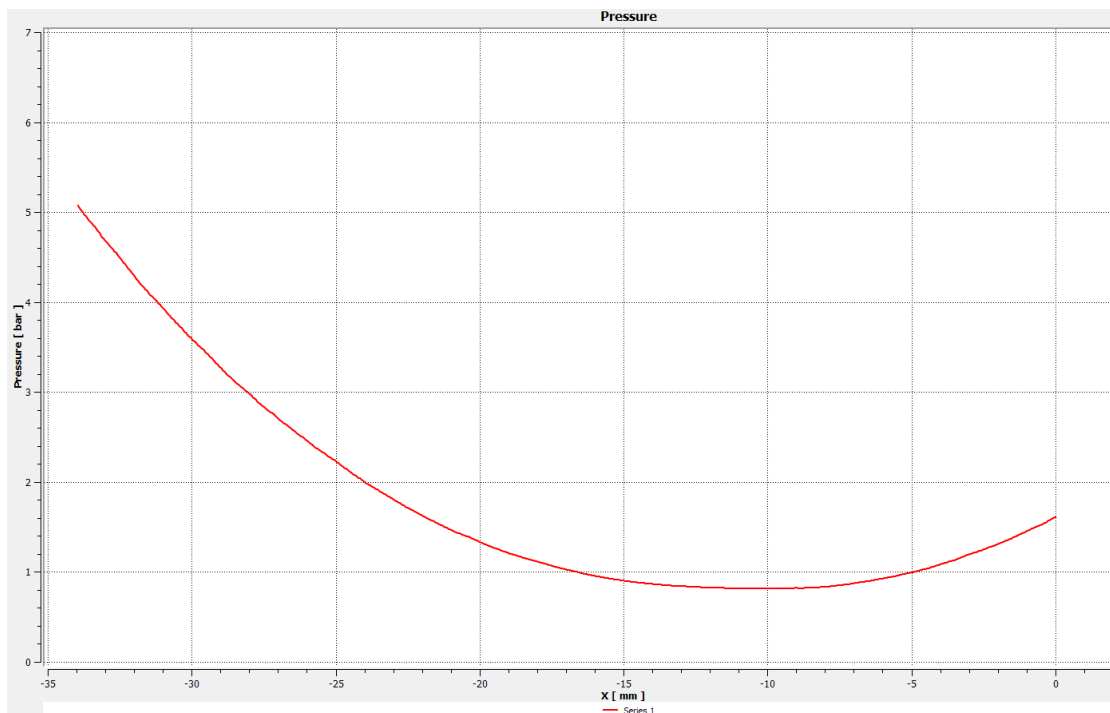
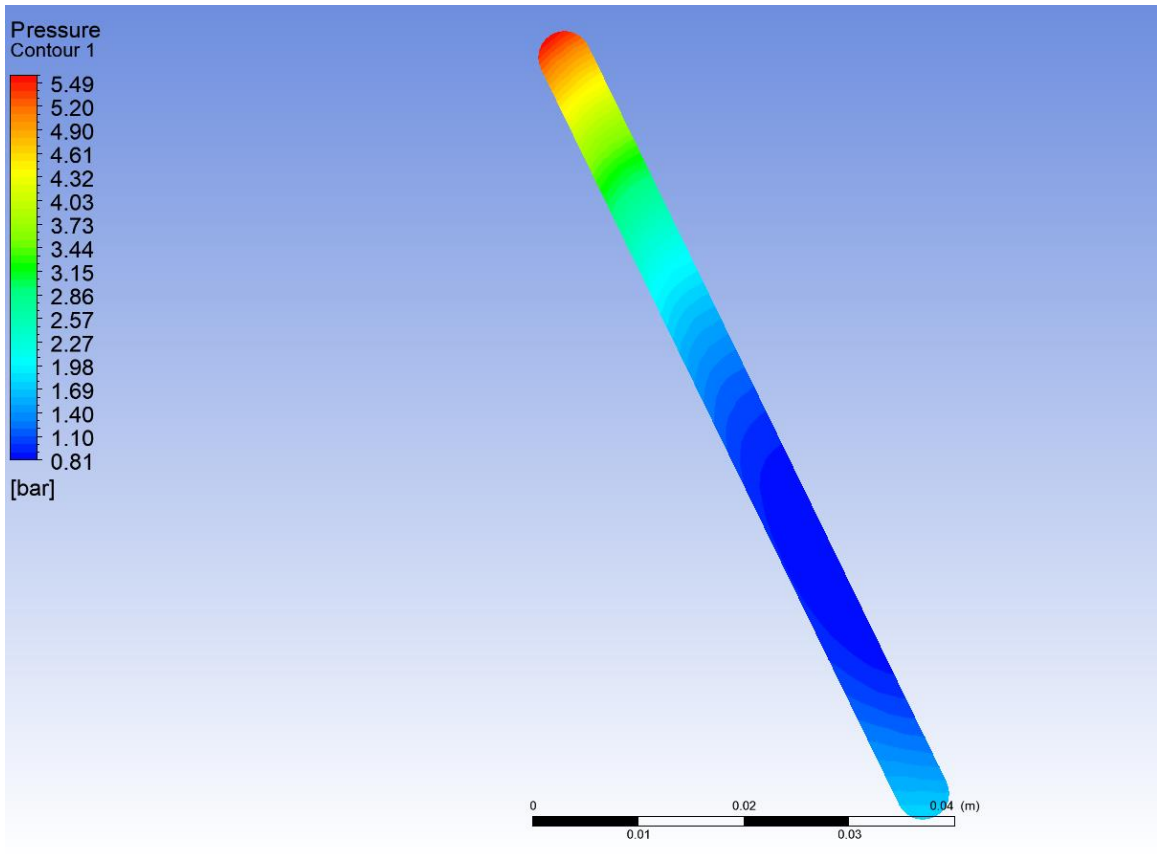


c) Proměnné vstupní parametry: 2bar, 5000rpm, čas 9s

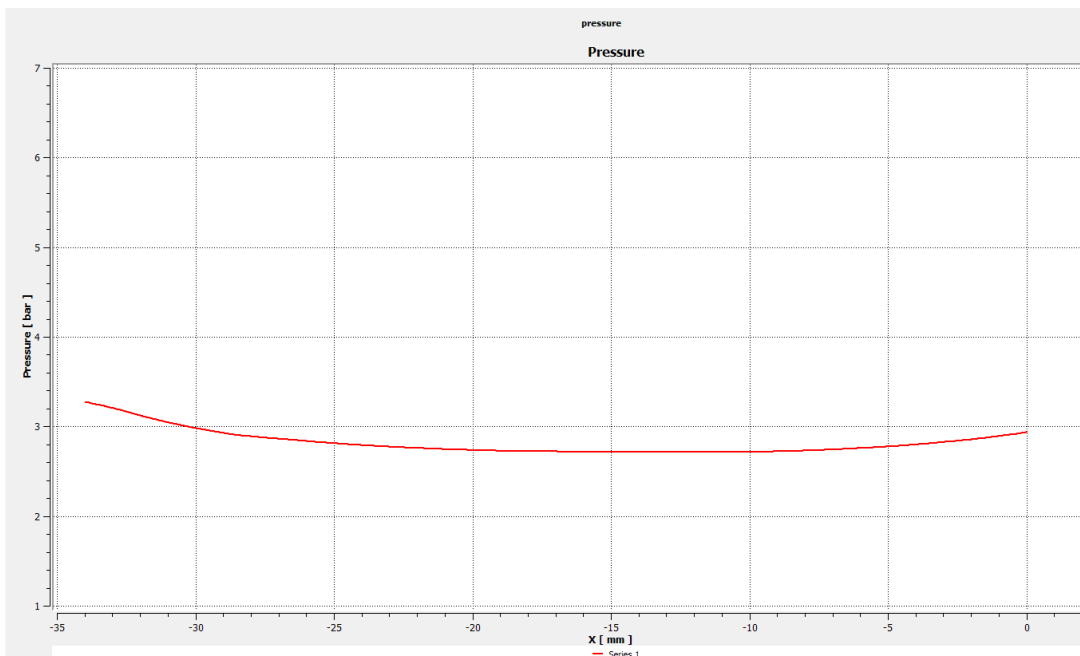
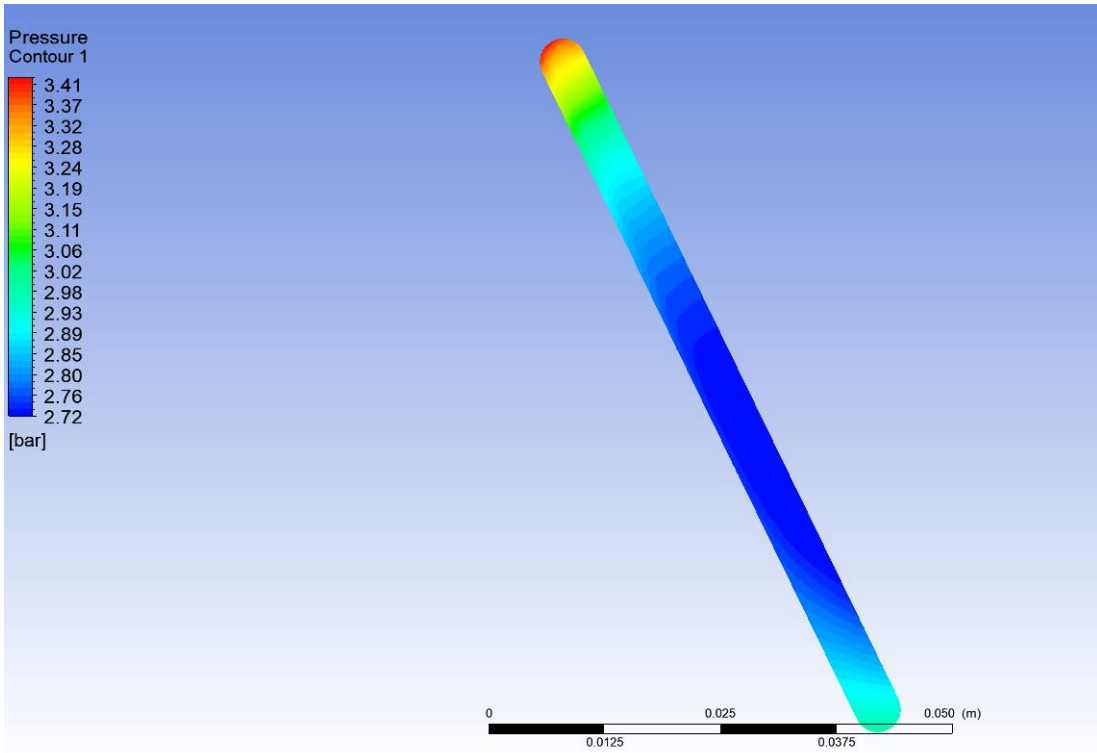




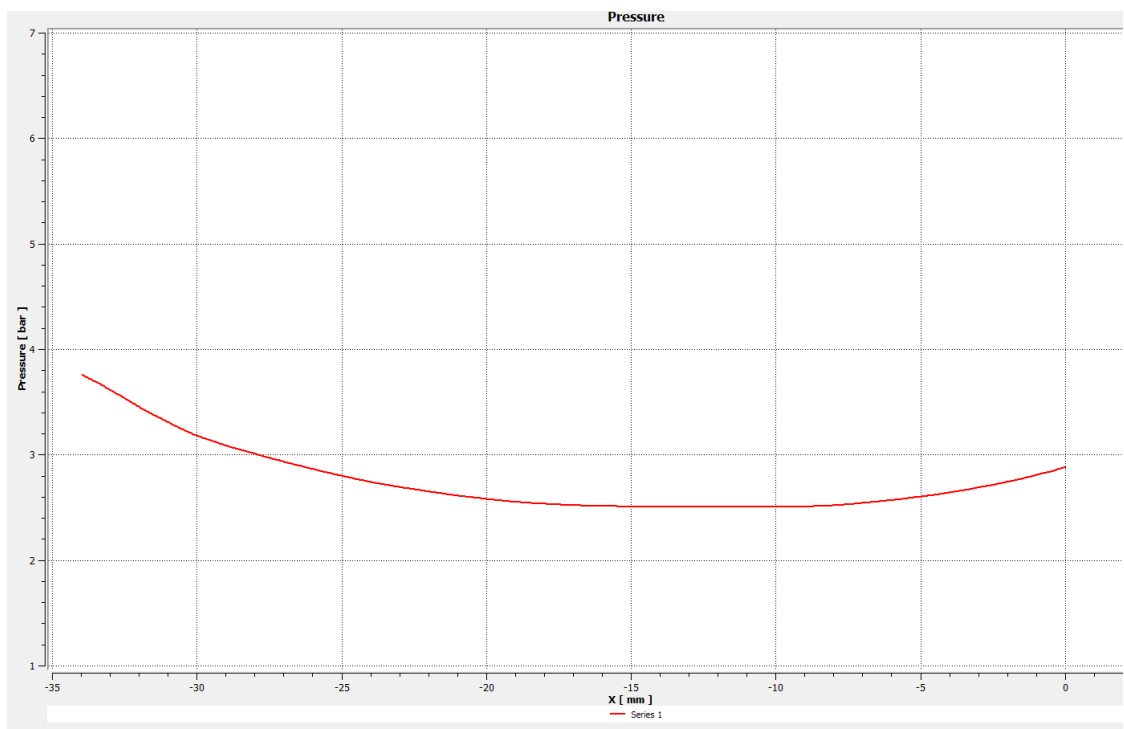
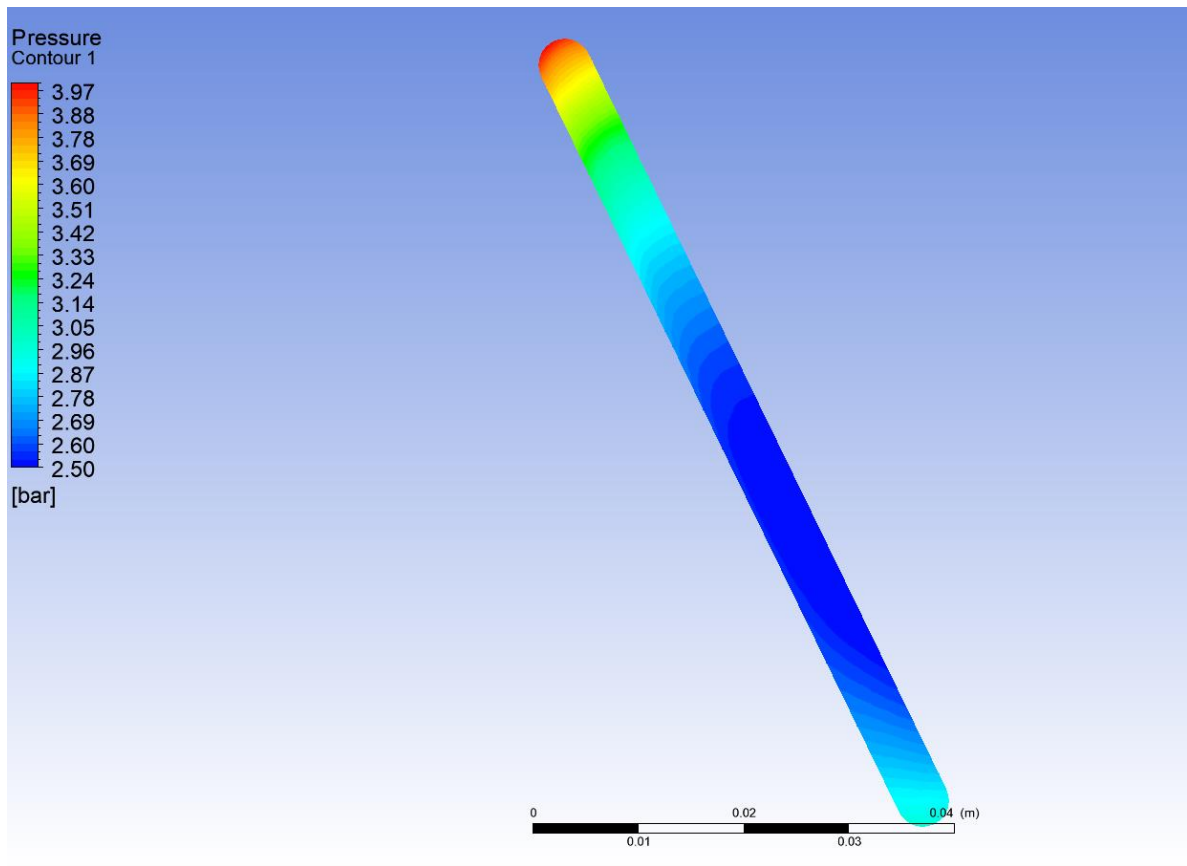
d) Proměnné vstupní parametry: 2bar, 6000rpm, čas 9s



e) Proměnné vstupní parametry: 3bar, 3000rpm, čas 9s

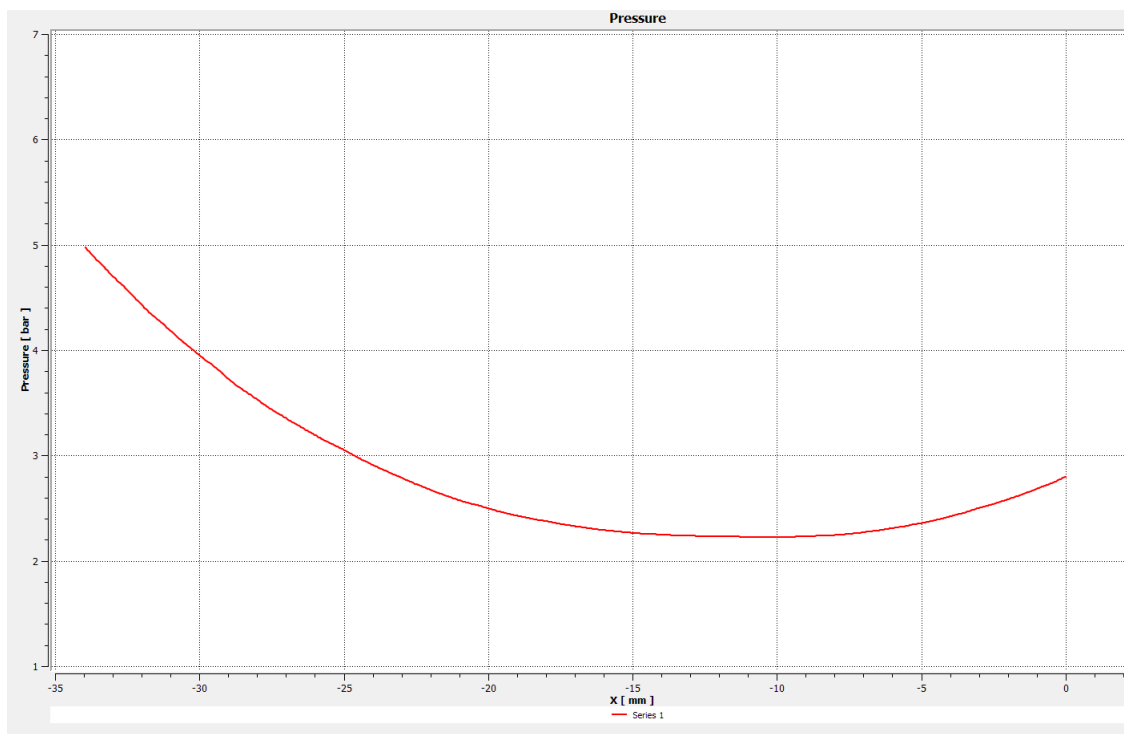
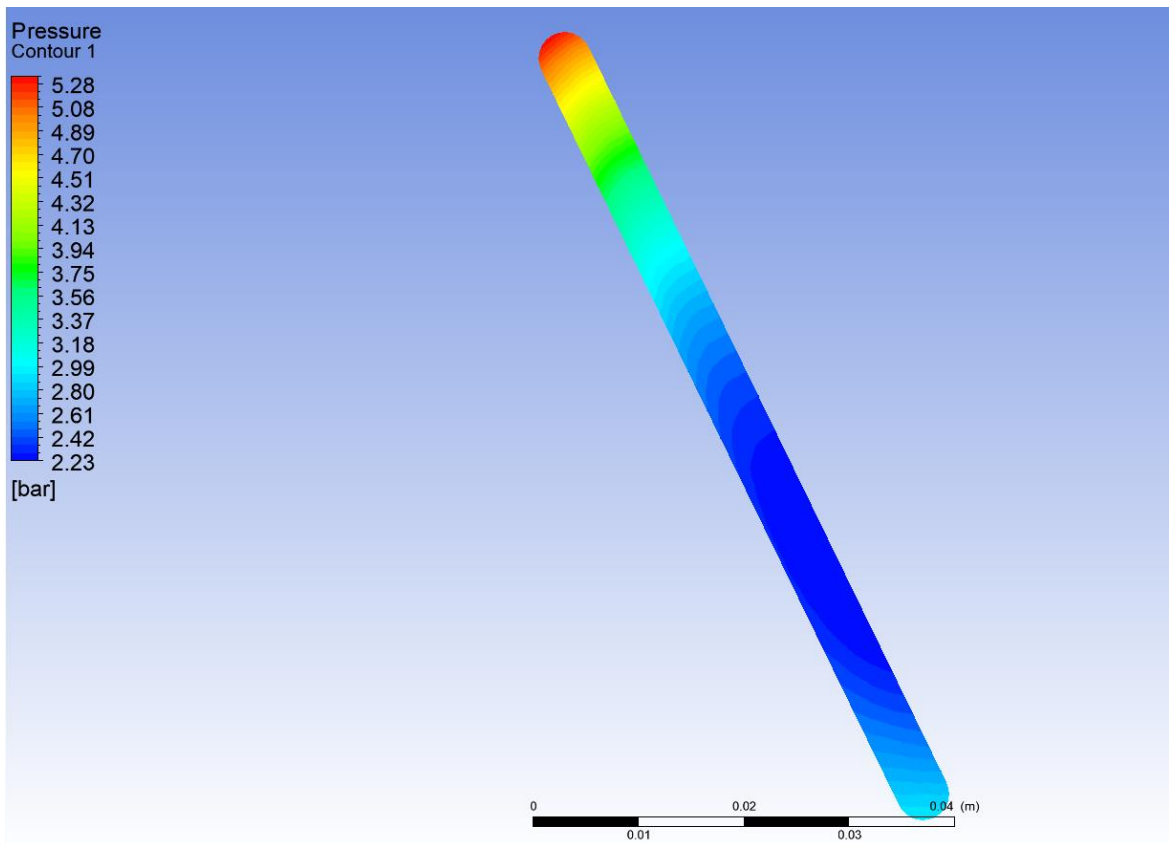


f) Proměnné vstupní parametry: 3bar, 4000rpm, čas 9s



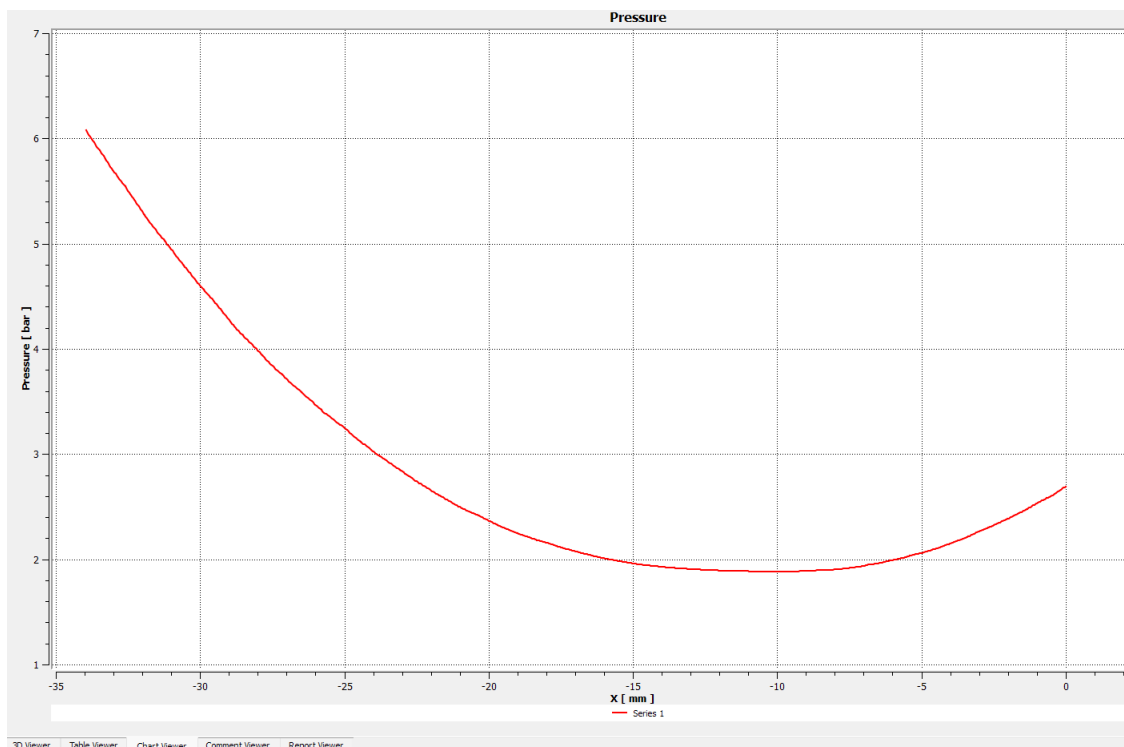
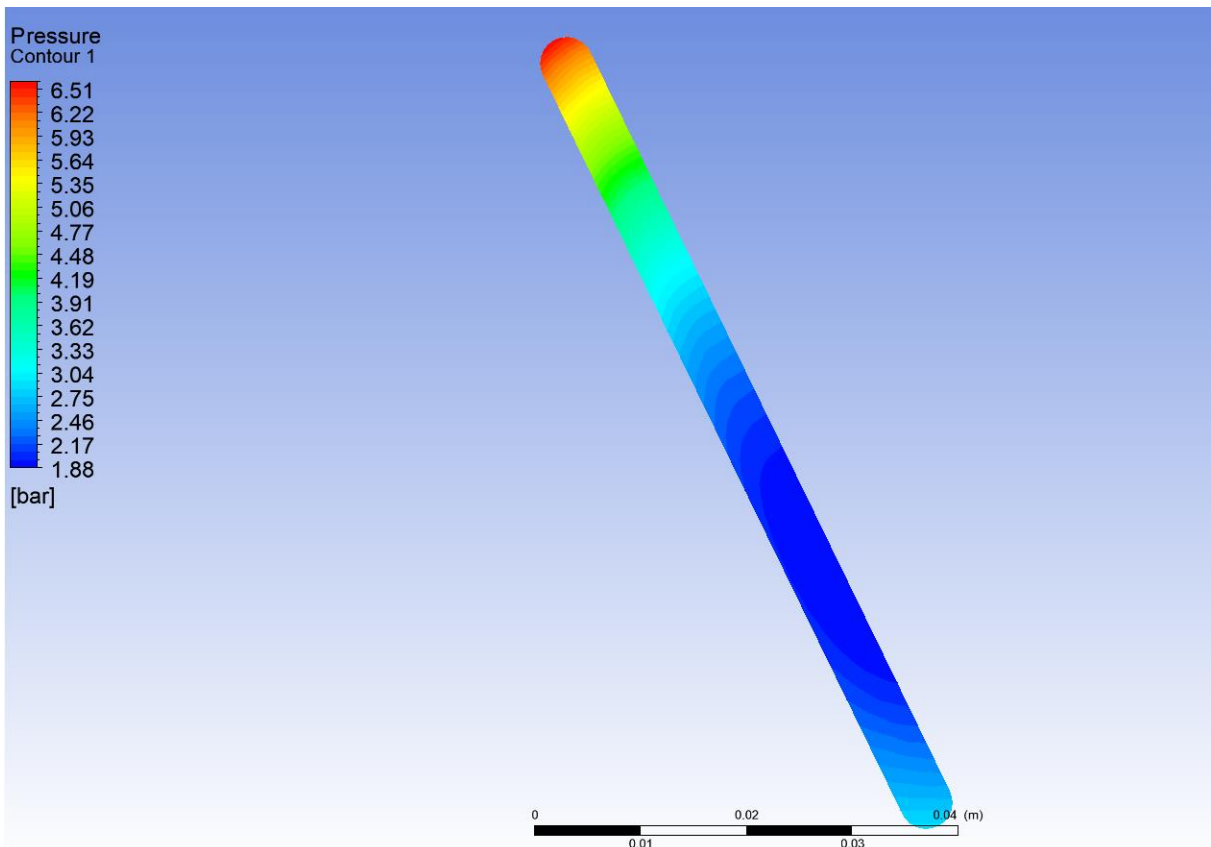


g) Proměnné vstupní parametry: 3bar, 5000rpm, čas 9s



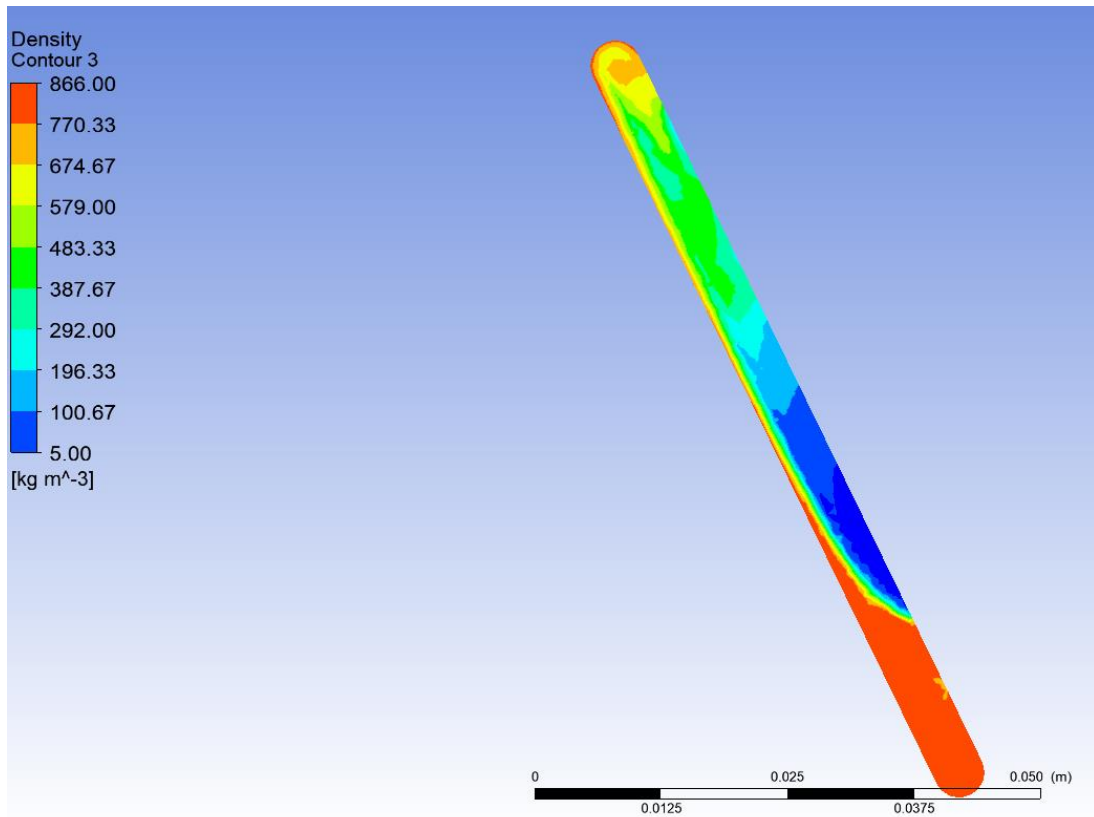


h) Proměnné vstupní parametry: 3bar, 6000rpm, čas 9s

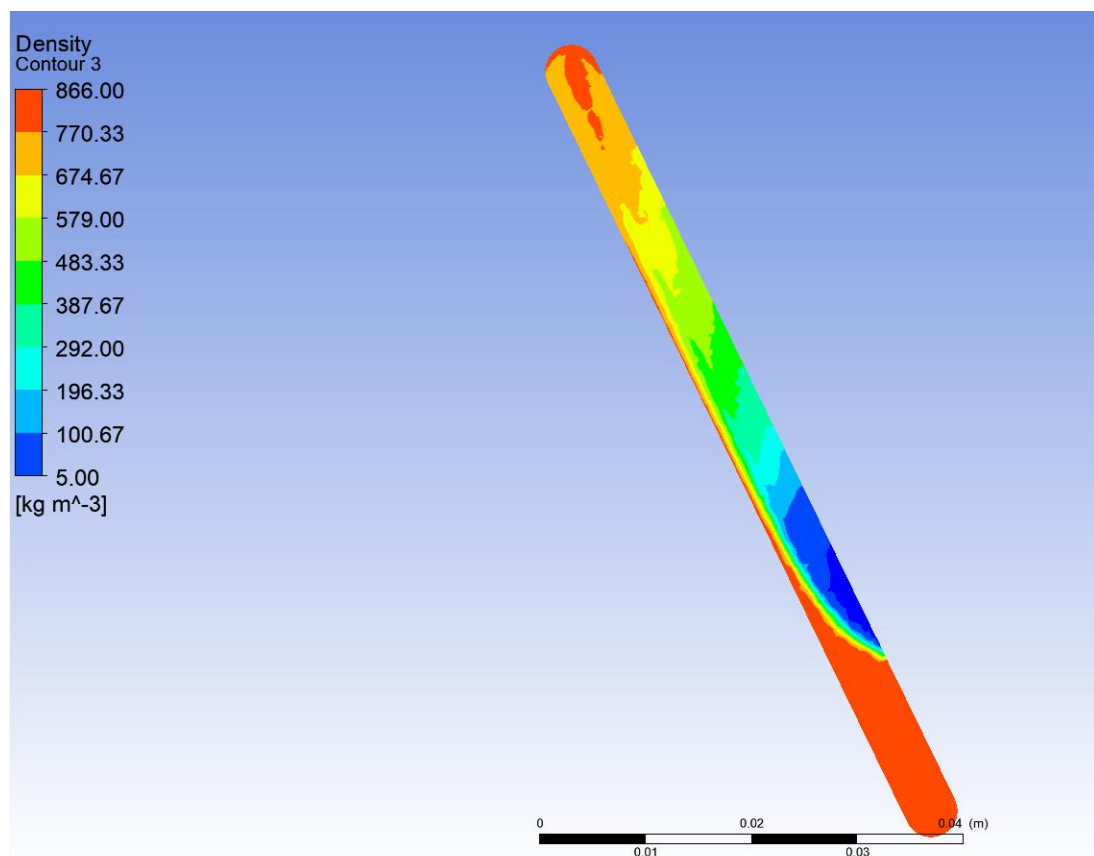


P-3: Numerické simulace – Záznamy rozložení fází

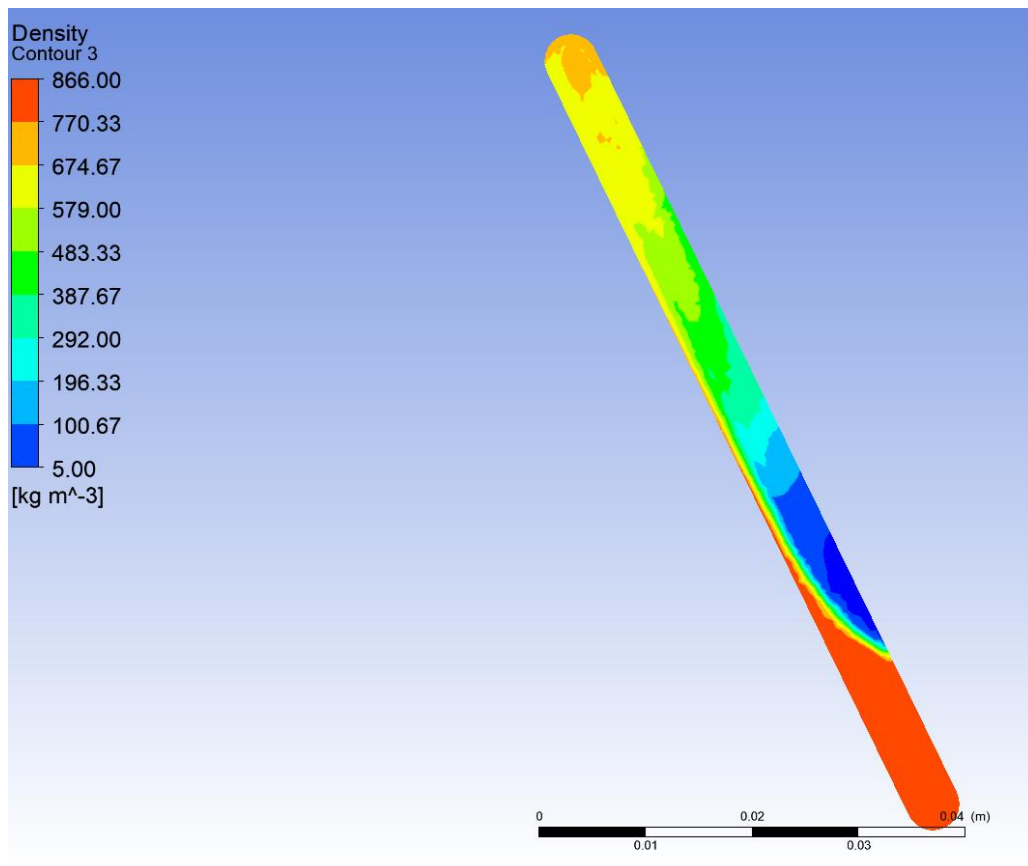
a) Proměnné provozní parametry: 2bar, 3000rpm, čas 9s



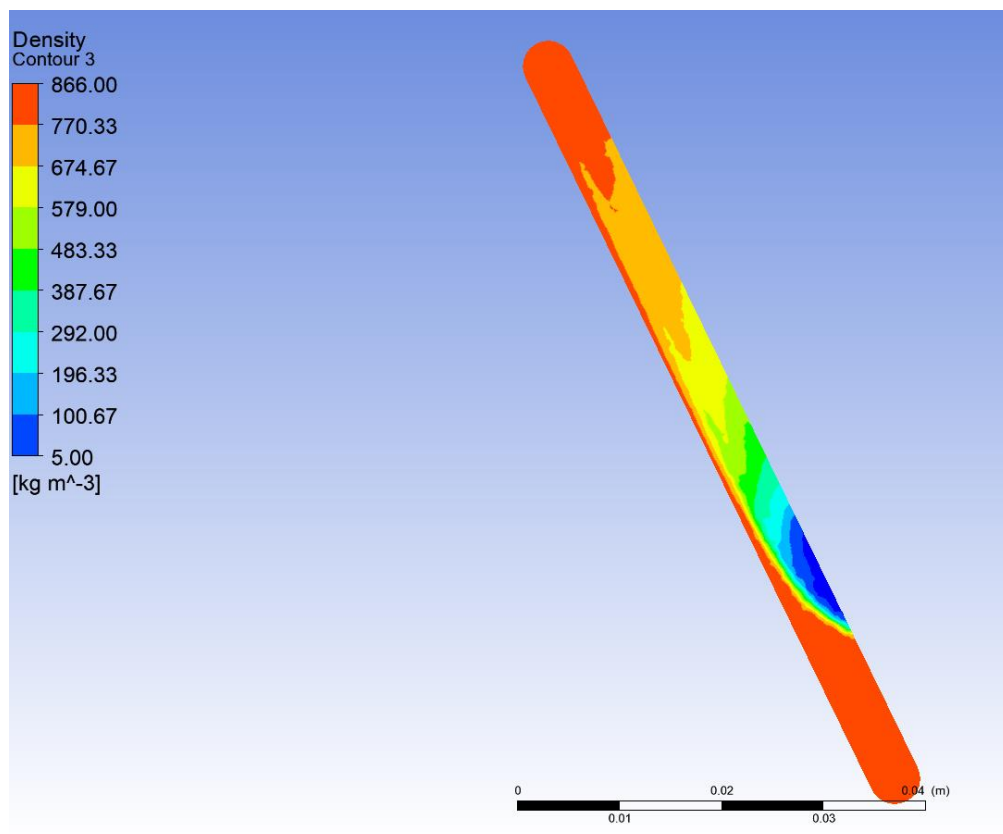
b) Proměnné provozní parametry: 2bar, 4000rpm, čas 9s



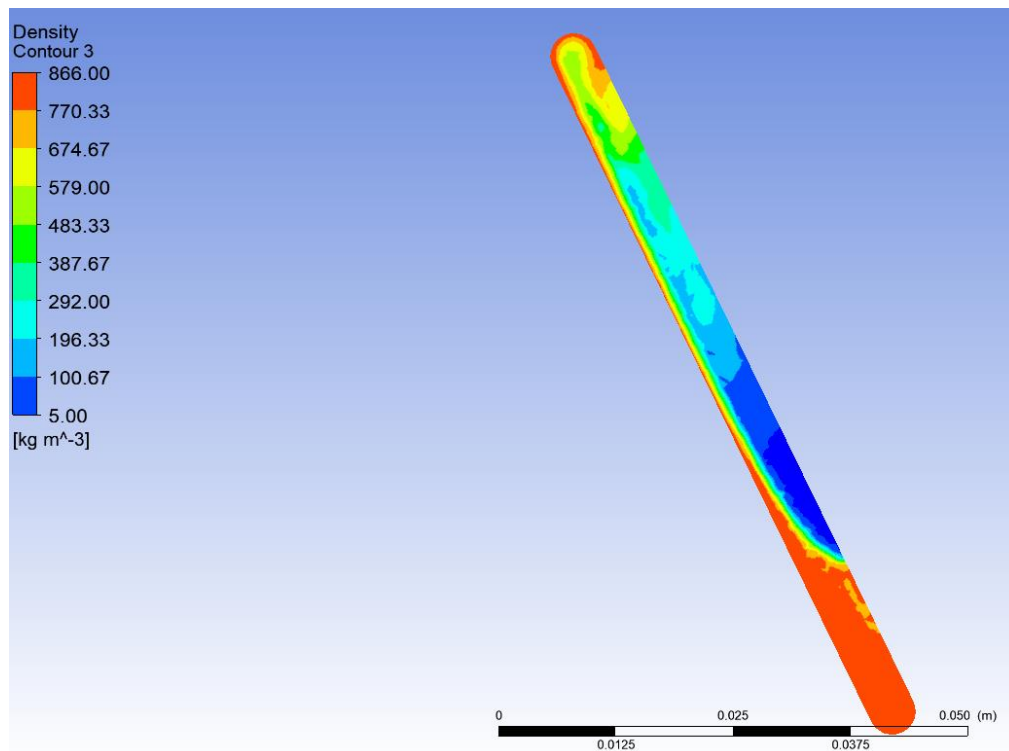
c) Proměnné provozní parametry: 2bar, 5000rpm, čas 9s



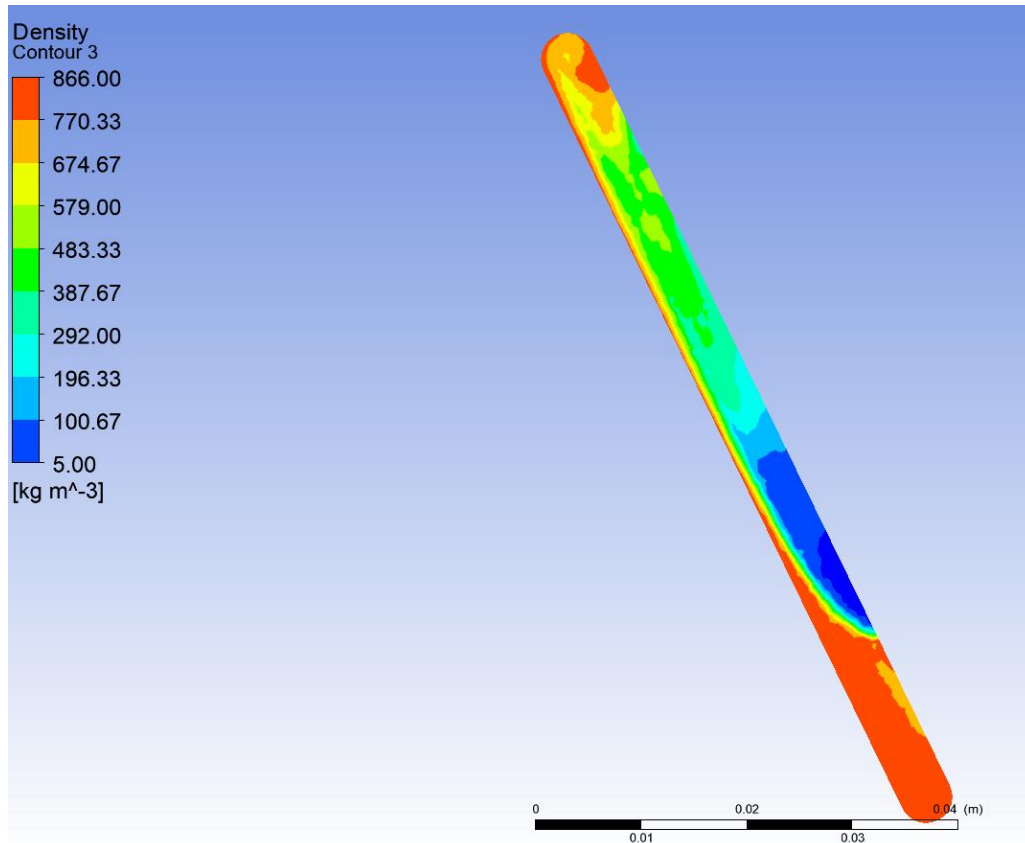
d) Proměnné provozní parametry: 2bar, 6000rpm, čas 9s



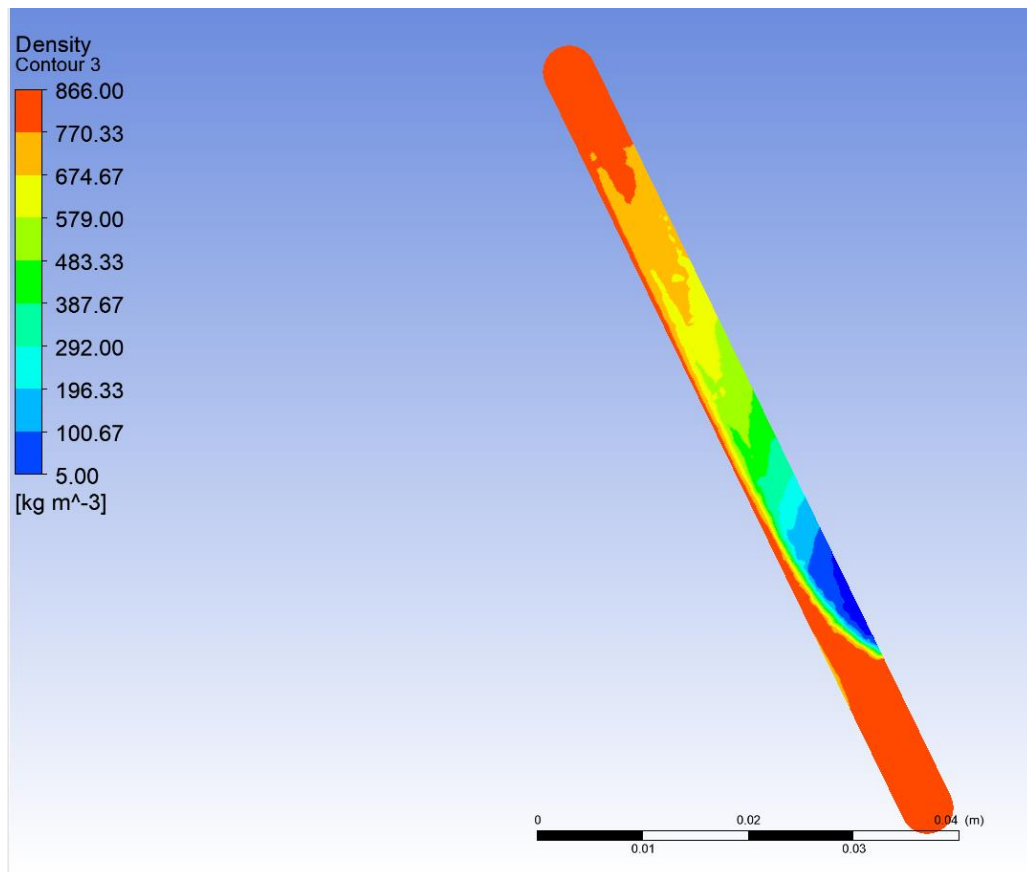
e) Proměnné provozní parametry: 3bar, 3000rpm, čas 9s



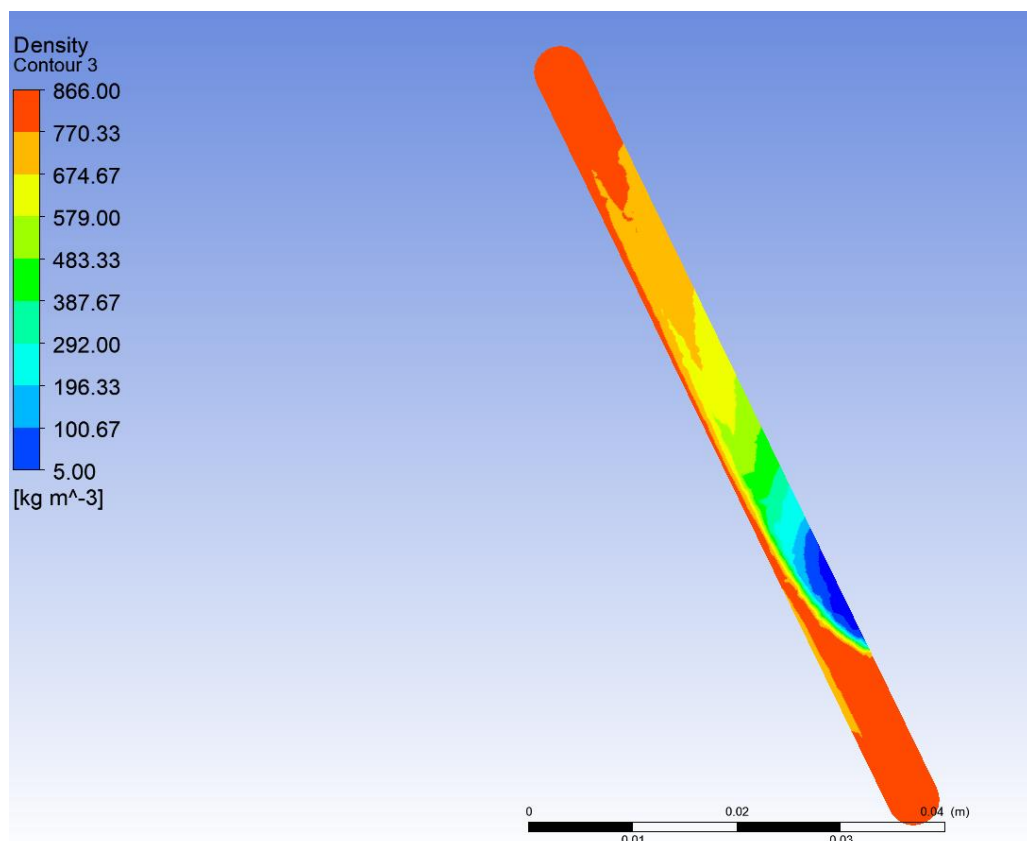
f) Proměnné provozní parametry: 3bar, 4000rpm, čas 9s



g) Proměnné provozní parametry: 3bar, 5000rpm, čas 9s

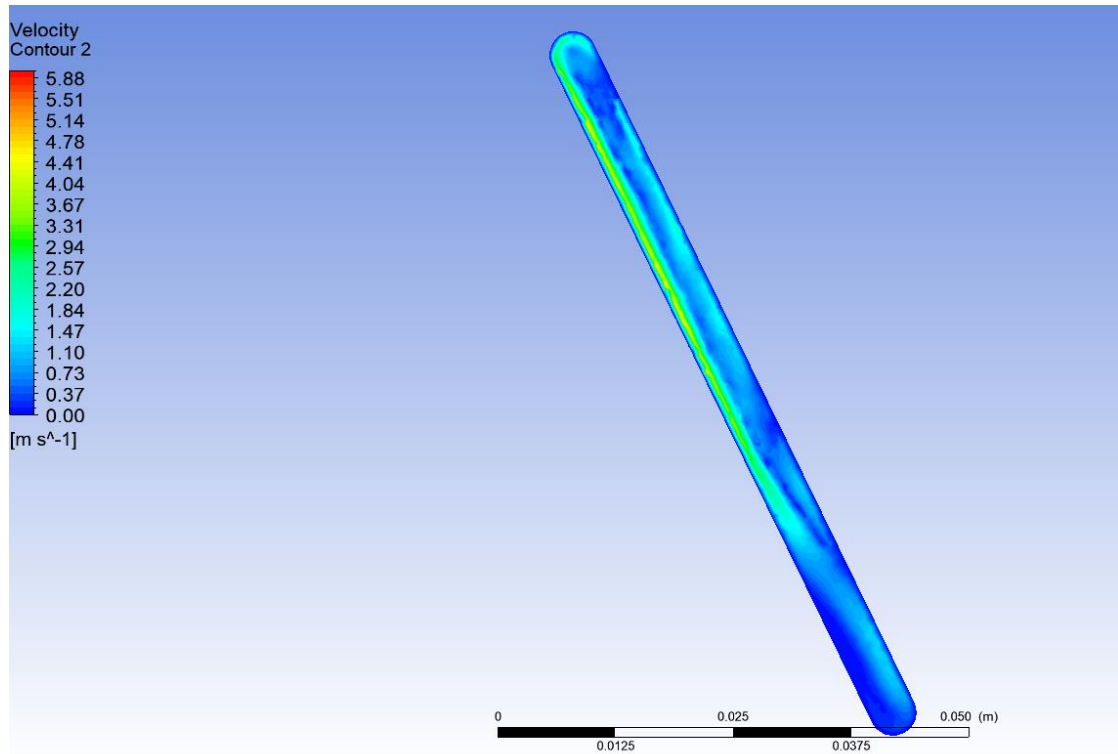


h) Proměnné provozní parametry: 3bar, 6000rpm, čas 9s

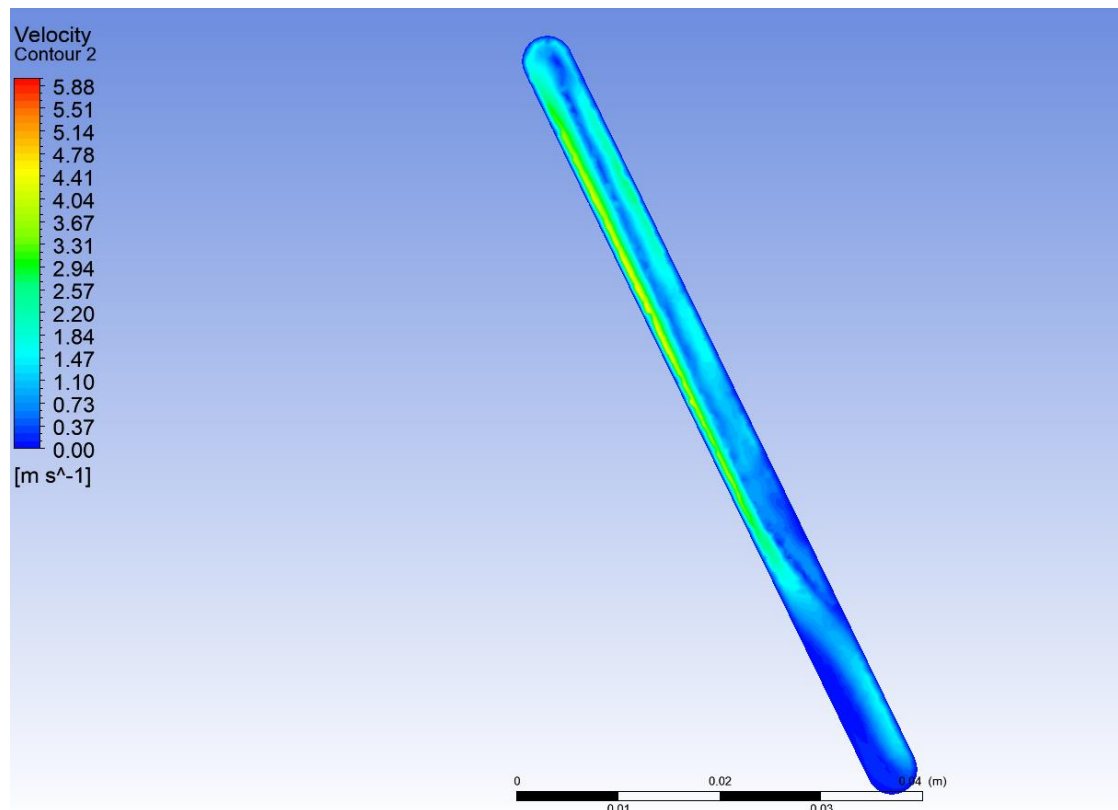


P-4: Numerické simulace – Záznamy průběhů rychlosti

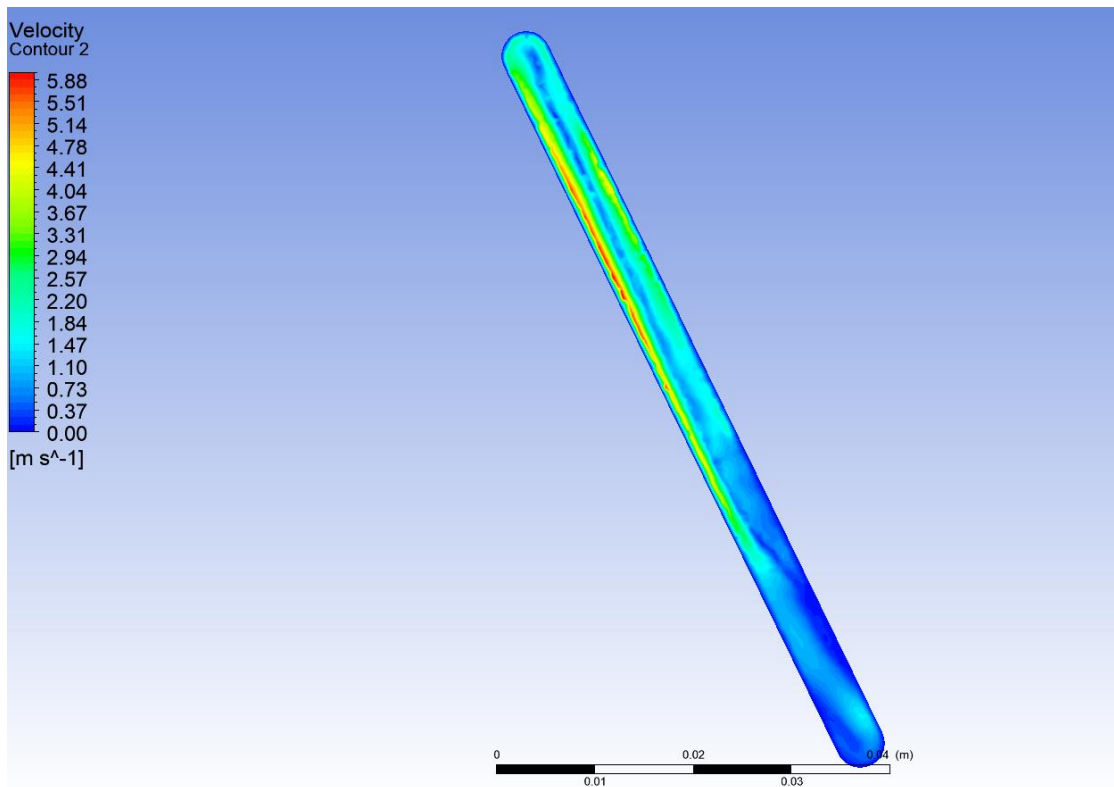
a) Proměnné provozní parametry: 2bar, 3000rpm, čas 9s



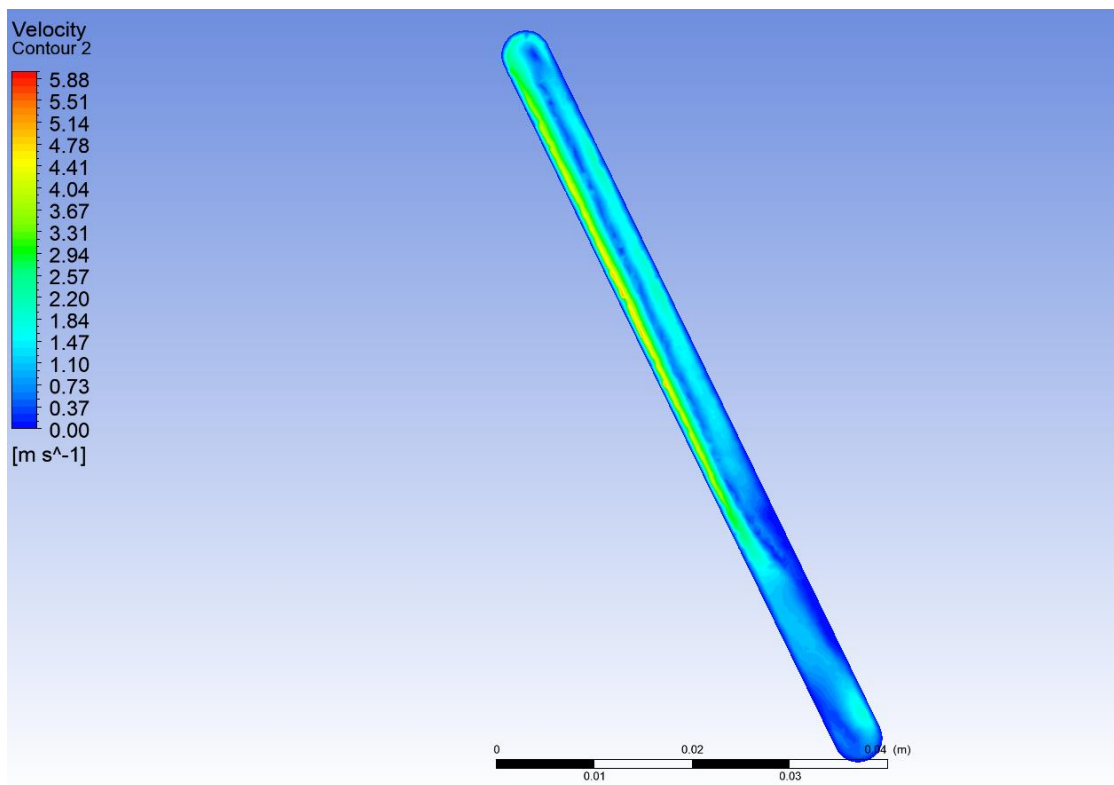
b) Proměnné provozní parametry: 2bar, 4000rpm, čas 9s



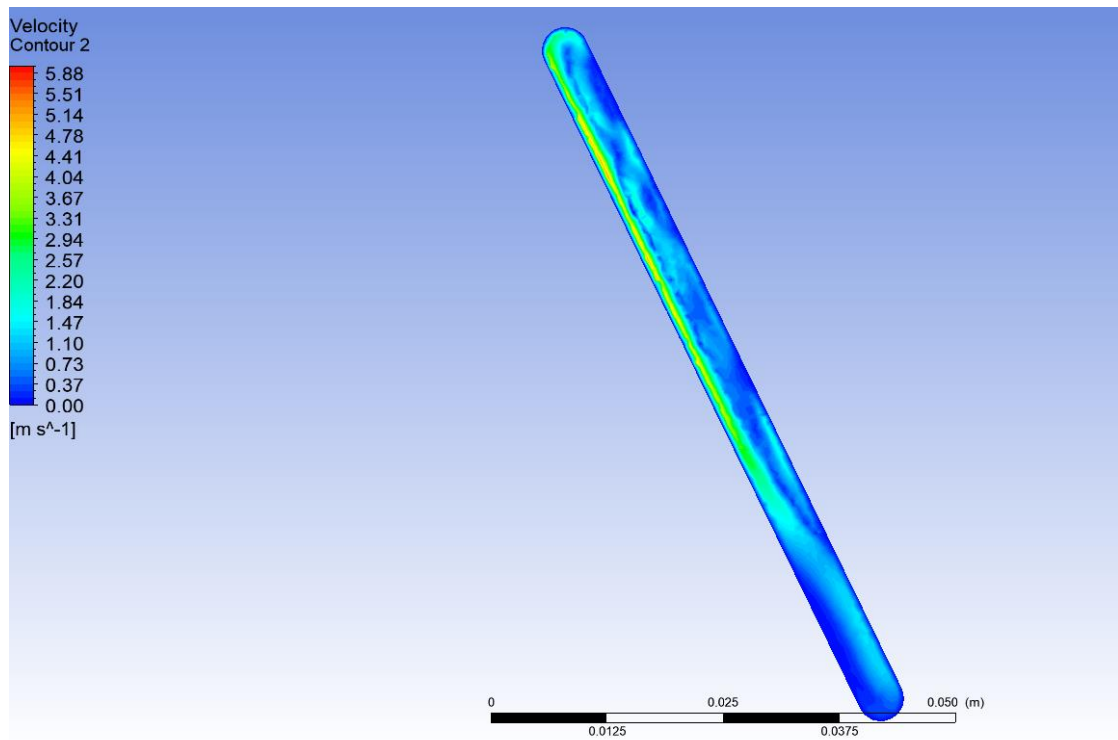
c) Proměnné provozní parametry: 2bar, 5000rpm, čas 9s



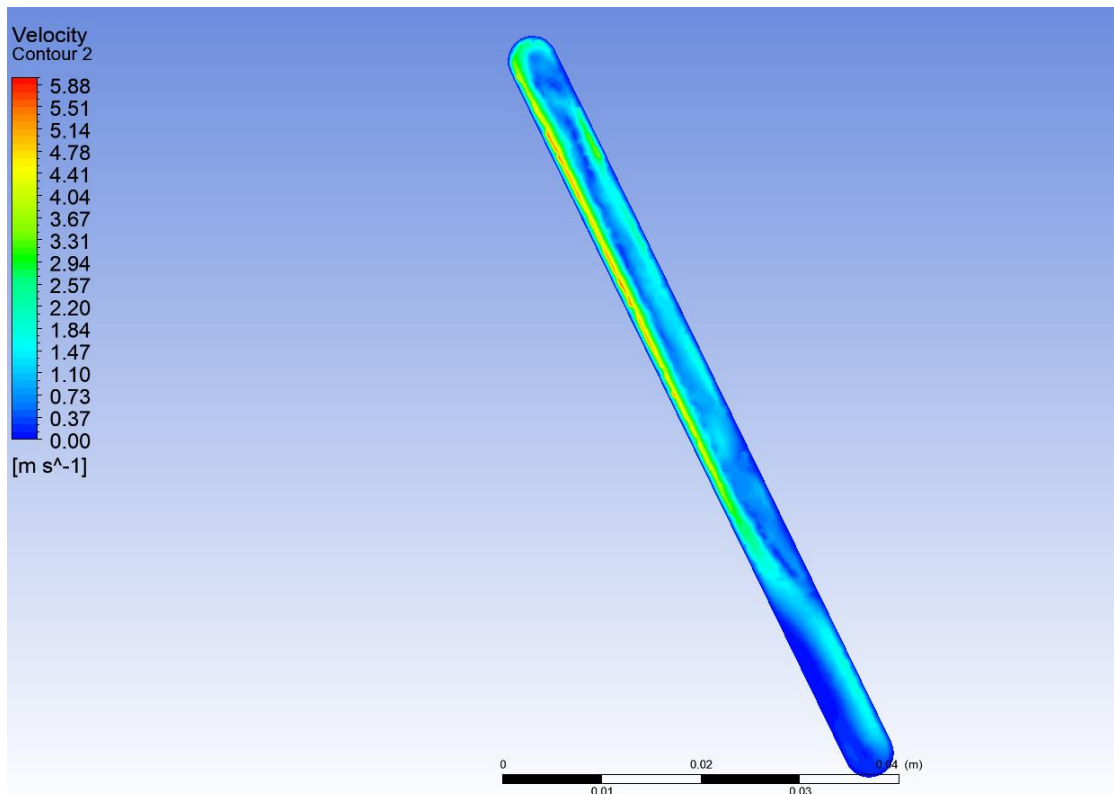
d) Proměnné provozní parametry: 2bar, 6000rpm, čas 9s



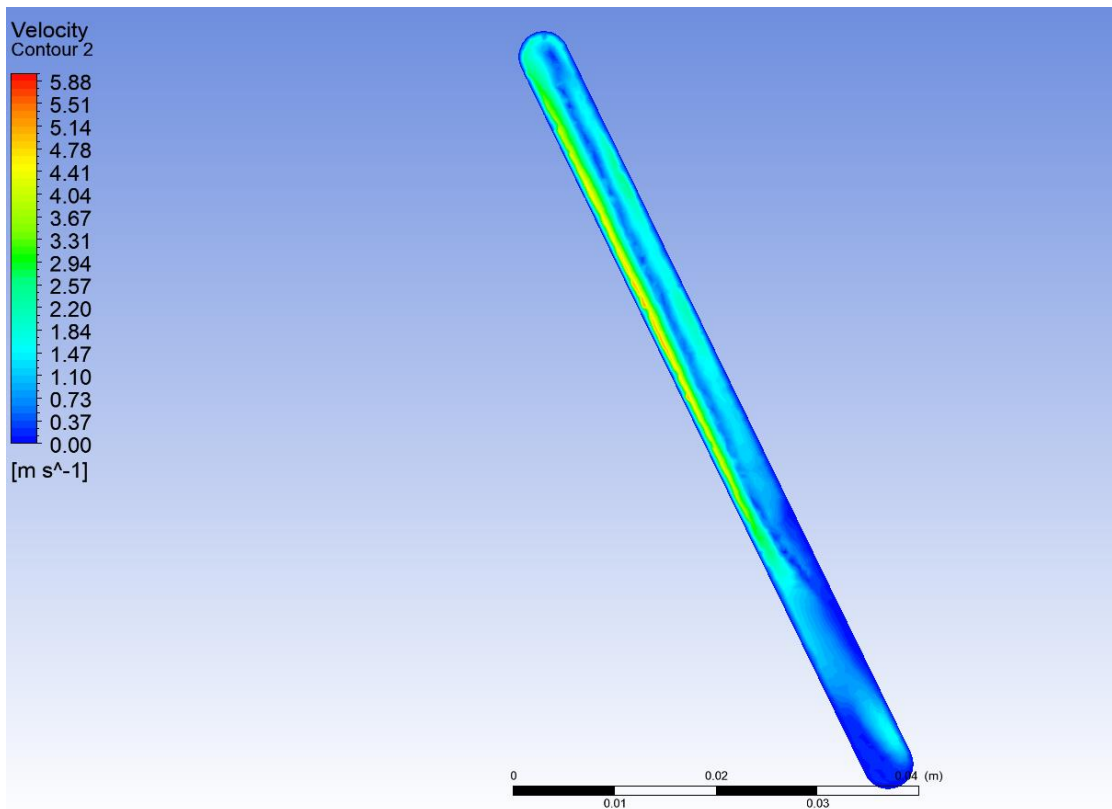
e) Proměnné provozní parametry: 3bar, 3000rpm, čas 9s



f) Proměnné provozní parametry: 3bar, 4000rpm, čas 9s



g) Proměnné provozní parametry: 3bar, 5000rpm, čas 9s



h) Proměnné provozní parametry: 3bar, 6000rpm, čas 9s

