



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NUMERICKÁ SIMULACE PROUDĚNÍ OLEJE V PŘEVODOVÉ SKŘÍNI

NUMERICAL SIMULATION OF OIL FLOW IN THE GEARBOX

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. VOJTĚCH ČINČÁR

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. KAMIL ŘEHÁK, Ph.D.

BRNO 2023



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Vojtěch Činčár**  
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství  
Studijní obor: bez specializace  
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**  
Akademický rok: 2022/23

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

## Numerická simulace proudění oleje v převodové skříně

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh převodového ústrojí je se vzrůstajícími požadavky značně komplikované. Jedním z důležitých kroků je začlenění proudění oleje včetně jeho schopnosti chlazení jako jeden z aspektů při návrhu celého převodového ústrojí. Při návrhu je možné využívat experimentální, ale i výpočtový přístup.

### Cíle diplomové práce:

Provedení rešerše.  
Přehled současně používaných přístupů při návrhu.  
Realizace vlastního přístupu pro řešení.  
Vyhodnocení dat.

### Seznam doporučené literatury:

Jl, Z., STANIC, M., Erwin Adi Hartono, Valery Chernoray, Numerical simulations of oil flow inside a gearbox by Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) method, Tribology International, Volume 127, 2018, s. 47-58, ISSN 0301-679X.

HAGA, M., KASAHARA, T. Simulation of Oil Separating Behavior for Engine

Breather System, Honda R&D Technical Review, 2014.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Návrh komponent, následné ověření funkčnosti a případné optimalizace jsou nedílnou součástí jakéhokoliv výrobního procesu. Na základě zvyšujících se požadavků zákazníků je snahou dosáhnout co nejmenších rozměrů a nejnižší ceny, a to při zachování bezpečnosti. Začlenění obou hledisek je možné docílit pomocí pokročilých výpočtových přístupů, přičemž tato práce je zaměřena na oblast simulace proudění. Konkrétně se zabývá analýzou proudění oleje v převodové skříni kolejového vozidla pomocí výpočetní dynamiky tekutin neboli CFD. Simulace proudění byly realizovány prostřednictvím softwaru ParticleWorks, který pracuje se semi-implicitní metodou pohyblivých částic MPS, jehož vhodnost se ověřila na krátkých rozborových pracích. Sledováním proudění v pracovním prostoru byla nejprve ověřena geometrie převodové skříně. Kritické jsou však oblasti ložisek, jejichž kvalita mazání byla analyzována pomocí řady výpočetních modelů, které zahrnovaly rozdílné provozní podmínky, jež mohou nastat. V závěru práce je mimo shrnutí celkového vyhodnocení, také nastíněn možný návrh na potenciálního zlepšení distribuce a kvality mazání ložisek.

## **Klíčové slova**

Převodovka, proudění oleje, distribuce, mazání, návrh převodovek, numerické simulace, CFD, ParticleWorks, MPS

## **Abstract**

Component design, subsequent functional verification and possible optimization are an integral part of any production process. Based on increasing customer requirements, the aim is to achieve the smallest possible dimensions and the lowest possible price, while maintaining safety. Incorporating both aspects can be achieved using advanced computational approaches, while this work focuses on the area of flow simulation. Specifically, it deals with the analysis of oil flow in a railway vehicle gearbox using computational fluid dynamics or CFD. The flow simulations were performed using ParticleWorks software, which works with the semi-implicit moving particle method MPS, whose suitability was verified by short analysis works. By monitoring the flow in the workspace, the geometry of the gearbox housing was first verified. However, the critical areas are the bearings whose lubrication quality was analysed using a series of computational models that included the service conditions that may occur. In addition to summarizing the overall evaluation, the paper concludes by outlining a possible suggestion for the potential improvement of bearing distribution and lubrication quality.

## **Keywords**

Gearbox, oil flow, distribution, lubrication, gearbox design, numerical simulation, CFD, ParticleWorks, MPS

ČINČÁR, V. *Numerická simulace proudění oleje v převodové skříni*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2023. 115 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci s názvem *Numerická simulace proudění oleje v převodové skříně* jsem vypracoval sám, po vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D., s použitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu na konci práce.

.....  
Bc. Vojtěch Činčár  
25. května 2023



Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce. Zejména za jeho odborný pohled na problematiku, rady a připomínky, které byly klíčové při jejím vypracování. Velké díky také patří rodině, přítelkyni a přátelům za všechnu podporu a motivaci během celého studia.

Bc. Vojtěch Činčár



# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>Převodová ústrojí kolejových vozidel</b>	<b>10</b>
2.1	Mechanický přenos výkonu . . . . .	11
2.2	Hydraulický přenos výkonu . . . . .	12
2.2.1	Hydrostatický přenos výkonu . . . . .	12
2.2.2	Hydrodynamický přenos výkonu . . . . .	13
2.3	Elektrický přenos výkonu . . . . .	13
2.4	Nápravové převodové ústrojí . . . . .	14
<b>3</b>	<b>Olej v převodovém ústrojí</b>	<b>16</b>
3.1	Mazací systémy . . . . .	17
3.1.1	Mazání olejovou lázní . . . . .	17
3.1.2	Nucené mazání . . . . .	19
3.2	Vlastnosti oleje . . . . .	21
3.2.1	Viskozita . . . . .	21
3.2.2	Viskózní index . . . . .	22
3.2.3	Oxidační stabilita . . . . .	23
<b>4</b>	<b>Technické experimenty</b>	<b>24</b>
4.1	Testovací zařízení . . . . .	24
4.2	Particle Image Velocimetry (PIV) . . . . .	25
4.2.1	Typy PIV . . . . .	26
4.2.2	Stereoskopické PIV . . . . .	26
<b>5</b>	<b>Výpočetní dynamika tekutin</b>	<b>28</b>
5.1	Fáze CFD analýz . . . . .	30
5.2	Síťové metody . . . . .	31
5.2.1	Strukturované sítě . . . . .	31
5.2.2	Nestruturované sítě . . . . .	32
5.2.3	Finite Volume Method - FVM . . . . .	34
5.2.4	Volume of Fluid Method - VOF . . . . .	36
5.3	Bezsíťové metody . . . . .	37
5.3.1	Výhody a nevýhody . . . . .	39
5.3.2	Smoothed Particle Hydrodynamics Method - SPH . . . . .	40
<b>6</b>	<b>Simulační software ParticleWorks</b>	<b>42</b>
6.1	MPS teorie . . . . .	43
6.1.1	Řídící rovnice . . . . .	43
6.1.2	Kernelova funkce . . . . .	43
6.1.3	Hustota částic . . . . .	43
6.1.4	Výhody a nevýhody . . . . .	44
6.2	Postup . . . . .	44
6.2.1	Pre-processing . . . . .	45
6.2.2	Processing . . . . .	45

6.2.3	Post-processing . . . . .	45
6.3	Realizované výzkumy . . . . .	46
<b>7</b>	<b>Rotační nádrž</b>	<b>48</b>
7.1	Geometrie . . . . .	48
7.2	Nastavení simulace . . . . .	49
7.3	Vyhodnocení . . . . .	51
7.3.1	Rychlostní pole . . . . .	51
7.3.2	Vývoj hladiny . . . . .	52
<b>8</b>	<b>Planetová převodovka</b>	<b>54</b>
8.1	Zkoumaný objekt a provozní podmínky . . . . .	54
8.1.1	Geometrie . . . . .	54
8.1.2	Mazivo . . . . .	55
8.1.3	Provozní podmínky . . . . .	55
8.2	Nastavení simulace . . . . .	56
8.3	Vyhodnocení . . . . .	57
<b>9</b>	<b>Jednoduchá převodovka</b>	<b>62</b>
9.1	Zkoumaný objekt a provozní podmínky . . . . .	62
9.1.1	Geometrie . . . . .	62
9.1.2	Mazivo . . . . .	63
9.1.3	Provozní podmínky . . . . .	63
9.2	Nastavení simulace . . . . .	64
9.3	Vyhodnocení . . . . .	65
9.3.1	Mazací ztráty . . . . .	65
<b>10</b>	<b>Dvoustupňová vlaková převodovka</b>	<b>69</b>
10.1	Zkoumaný objekt a provozní podmínky . . . . .	69
10.1.1	Geometrie . . . . .	69
10.1.2	Mazivo . . . . .	71
10.1.3	Provozní podmínky . . . . .	72
10.2	Nastavení simulace . . . . .	73
10.3	Vyhodnocení výsledků . . . . .	75
10.3.1	Vliv geometrie . . . . .	75
10.3.2	Jízda vpřed . . . . .	81
10.3.3	Jízda vzad . . . . .	92
10.3.4	CPU vs GPU . . . . .	103
<b>11</b>	<b>Závěr</b>	<b>104</b>
<b>12</b>	<b>Literatura</b>	<b>107</b>
<b>13</b>	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů</b>	<b>113</b>

# 1 Úvod

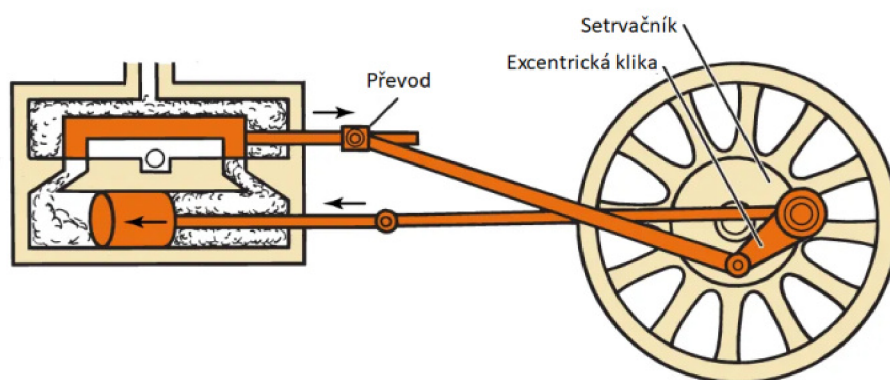
Železniční průmysl je nedílnou součástí našich životů již několik desetiletí. Kolejová vozidla jsou využívána ať už k osobní přepravě v podobě městských tramvají, osobních vlaků nebo metra, tak pro import a export. Konkrétně v této oblasti jsou kolejová vozidla využívána na velmi dlouhé cesty. Vzhledem jejich vysoké nájezdnosti je zapotřebí, aby měly všechny komponenty dlouhou životnost a hlavně bezchybnou funkčnost i pod neustálým zatížením. Ačkoliv už samotná kolejová vozidla dosahují hmotnosti několika desítek tun, tak jsou v závislosti na typu dané lokomotivy spřaženy s dalšími osobními nebo průmyslovými vozy přepravující materiál. V případě, že se jedná o vlakovou soupravu, lze předpokládat hodnotu průměrné hmotnosti v rozmezí 3000 až 18000 tun [1]. Z tohoto důvodu je nutné zajistit bezchybný přenos hnacího momentu pomocí převodových ústrojí.

V minulosti bylo možné převodová ústrojí vyrábět a následně testovat pouze omezeným množstvím způsobů. Využívaly se konvekční metody obrábění a tváření. Překonat tuto skutečnost pomohl neustálý vývoj nových výrobních technologií, sofistikovaných technických experimentů a výpočtových technik, jako je například Particle Image Velocimetry, výpočtové modelování strukturální problematiky komponent, či výpočtové modelování proudění tekutin. Ačkoli výroba jako taková se nijak značně nezměnila, velkého pokroku se dosáhlo při jejich návrhu, a to právě díky výkonné výpočetní technice, která umožnila využívání široké škály simulačních softwarů. Hlavními zástupci jsou například strukturální analýzy jednotlivých součástí nebo výpočetní dynamika tekutin neboli CFD (Computational Fluid Dynamics). S její pomocí je možné určit předpokládané proudění oleje v převodové skříni, provést potřebné úpravy před samotnou výrobou a tím zajistit správné mazání a chlazení ozubených soukolí, ložisek a všech potřebných komponentů.

Hlavním cílem této práce je výzkum problematiky proudění oleje v převodové skříni s využitím CFD analýz. Metod a přístupů, kterými lze k této problematice přistupovat, je velké množství, je tedy klíčové, aby se vždy zvolila vhodná metoda pro řešení konkrétního problému. V problematice dynamiky tekutin (voda, olej apod.) je hlavním aspektem ten, zda se má řešit proudění v uzavřeném prostoru, jako je například doprava palivové směsi do spalovacího motoru nebo jeho chlazení. Proudění je v těchto případech dáno provedením trubek, hadiček a podobně. Deformace tekutiny jsou zde minimální a proudění je tak možné kvalitně zkoumat metodami využívající Eulerův přístup, kde se využívá kontrolních objemů, ve kterých se sleduje změna uvažovaných veličin. Každá veličina zde musí být popsána příslušnou transportní rovnicí. Odlišná situace však nastává v momentě, kdy je potřeba sledovat pohyb tekutiny s otevřenou hladinou nebo rozstřík kapaliny. V těchto případech je vhodnější použít tzv. Lagrangeovské metody, kde je kapalina reprezentována jednotlivými částicemi, které nesou fyzikální vlastnosti. Tímto typem metod, konkrétně tedy semi-implicitní metodou pohyblivých částic (MPS), budou provedeny simulace pro analyzování proudění potřebné pro splnění cílů této práce.

## 2 Převodová ústrojí kolejových vozidel

Úkol převodových ústrojí kolejových vozidel je zřejmý. Musí bezchybně přenést mechanickou energii produkovanou pohonnou jednotkou na dvojkolí s minimálními výkonnostními ztrátami. Podobně jako tomu bylo v automobilovém průmyslu, tak i v železničním došlo k značnému vývoji převodových ústrojí. První lokomotivy využívaly parní stroje jako pohonné jednotky a ve své podstatě ani převodové ústrojí jako takové neměly. Lokomotivy poháněné parním strojem byly vynalezeny již na počátku 19. století [2]. Zde byl přenos mechanické energie na dvojkolí uskutečněn pouze pomocí pístní tyče a excentrické kliky upevněné na hnací kola. Vzniklá pára byla přiváděna do válce, kde poháněla píst. Následně byl pomocí zmíněného jednoduchého mechanismu posuvný pohyb přeměněn na pohyb rotační. Jednoduché schéma parního stroje je vyobrazené na Obrázku 2.1 níže.



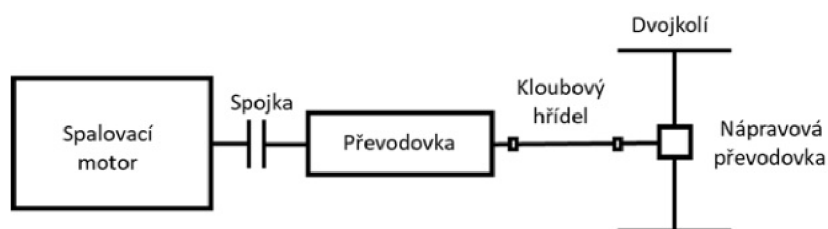
Obrázek 2.1: Schéma parního stroje [3]

V průběhu dalších let a díky vznikajícím novým technologiím začaly parní stroje postupně nahrazovat spalovací pohonné jednotky. S tím se přešlo na používání ozubených soukolí a mechanického přenosu energie. Následně pak vznikala převodová ústrojí využívající také hydraulický nebo elektrický přenos energie. Ačkoliv jsou tyto způsoby velmi odlišné, ve všech třech případech se využívá kombinace s ozubenými soukolími, u kterých je potřeba mazání. V současnosti je možné převodové ústrojí kolejových vozidel kategorizovat více způsoby. První možností je rozdělení dle již zmíněného způsobu přenosu výkonu, tyto způsoby budou uvedeny v následujících kapitolách. Druhým způsobem je podle pohonné jednotky nebo typu vozidla, podle kterého lze převodové ústrojí dělit na použití pro:

- dieselové jednotky (DMU),
- elektrické jednotky (EMU),
- elektrické a diesel-elektrické lokomotivy,
- diesel-hydraulické lokomotivy,
- lehká kolejová vozidla a tramvaje,
- metro,
- vysokorychlostní vlaky,
- vozidla pro speciální účely [4].

## 2.1 Mechanický přenos výkonu

Mechanický neboli přímý přenos výkonu se ve velké míře využíval zejména v minulosti. Hlavními důvody byla poměrně jednoduchá konstrukce a vysoká mechanická účinnost (90-97 %) [5]. Mechanickou energii v tomto případě nebylo nutné převádět na jinou formu, jako tomu je u hydraulického a elektrického přenosu uvedeného na nadcházejících stránkách. Převodové ústrojí je u kolejových vozidel konstrukčně podobné s automobilovými. Charakteristickým znakem mechanického přenosu výkonu je spojení spalovacího motoru a hnacího dvojkolí pomocí vložené mechanické převodovky a spojky [6]. Schéma mechanického přenosu výkonu je možné vidět na Obrázku 2.2 níže. Ke změně energie se využívá mechanické převodové ústrojí, které je s pohonnou jednotkou (v tomto případě spalovacím motorem) spojeno pomocí spojky. Dále je přenos realizován pomocí kloubového hřídele a převodové jednotky na hnací nápravě, kterým se obecně říká nápravové převodové jednotky. Tento druh převodové jednotky je zároveň i oblastí, ve které se bude analyzovat problematika proudění v této práci.



Obrázek 2.2: Mechanický přenos výkonu [6]

Jak již bylo zmíněno výše, mechanická převodová ústrojí, byla hojně využívána v minulosti. Jedním z důvodů byly relativně malé technické parametry tehdejších spalovacích motorů. V době prvních lokomotiv se spalovacími motory a převodovkami dosahoval výkon motorů hodnot v řádu desítek až stovek kilowatt. Například lokomotiva jménem Rail Motor No.2 [7] byla osazena vznětovým motorem s výkonem 100 koňských sil při 1000 otáčkách za minutu. Dosahovaná rychlost byla pouze 64 kilometrů v hodině a výkon byl přenášen pomocí třístupňové manuální převodovky. Pro srovnání, dnešní lokomotivy využívající elektromotory jako pohonné jednotky dosahují výkonu v řádu tisíců kilowatt. Konkrétně Pendolino, provozované Českými drahami, má k dispozici výkon téměř 4000 kW [8].

V převodových ústrojích a nápravových převodových jednotkách se vyskytují zejména soukolí se šikmými zuby, jelikož má na rozdíl od přímého ozubení plynulejší a delší záběr. Díky tomu dosahuje nižší hlučnosti a kultivovanějšího chodu i v případě vyšších rychlostí. Vyšší součinitel záběru má také za následek lepší rozložení zatížení mezi zuby při záběru a dovoluje tak přenášet větší moment. Mechanické převodové jednotky, které se vyznačovaly jednoduchou konstrukcí a vysokou účinností, fungovaly na principu skokové změny kroutícího momentu. Nevýhodou byl značně omezený přenášený výkon a jeho následné neúplné využití. Ke změně došlo až s příchodem inovativních řešení v podobě hydraulického nebo elektrického přenosu momentu. Na rozdíl od jednoduchého mechanického přenosu výkonu jsou ale komplikovanější a náročnější na provoz. Problém je jejich velikost a přeměna mechanické energie. Další způsoby přenosu momentu jsou uvedeny v následujících kapitolách 2.2 a 2.3.

## 2.2 Hydraulický přenos výkonu

Druhou možností, jak přenášet výkon, je pomocí hydraulických převodových ústrojí. Převodovky tohoto typu lze popsat jako zařízení s účelem zprostředkovat přenos výkonu z primárního zdroje (pohonné jednotky) na výstupní člen (hnací dvojkolí) pomocí hydraulického oleje jako pracovního média. Přenos výkonu probíhá využitím tlakové energie hydraulického oleje, respektive jeho potenciální energie nebo kinetické energie [6]. Ta vzniká přeměnou mechanické energie produkované diesellovým motorem. Následně se však tato energie transformuje zpět na mechanickou a přenáší se na hnací dvojkolí. V závislosti na způsobu transformace energie je dále možné hydraulický přenos výkonu dělit na dva typy [6, 8]. První typ je hydrostatický přenos výkonu, využívající přeměny na potenciální energii. Druhým a vhodnějším typem je hydrodynamický přenos, který pohání dvojkolí nepřímo kinetickou energií.

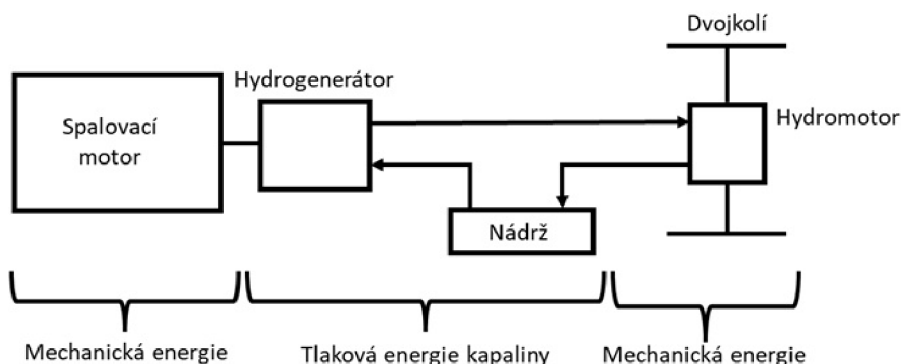
### 2.2.1 Hydrostatický přenos výkonu

Z předchozího odstavce již víme, že při hydrostatickém přenosu figuruje tlaková energie. Přesněji řečeno statický tlak v soustavě hydrogenerátor-hydromotor. Celá sestava pohonného ústrojí je ilustrována níže na Obrázku 2.3. Mechanickou energií vzniklou spalovacím motorem se pohání hydrogenerátor, která se následně přemění na energii tlakovou. Dále se pomocí tlakové soustavy tvořené hadicemi a trubkami přenáší na hydromotor, kde se mění opět na mechanickou energii a přes nápravovou převodovku přenáší na dvojkolí. Hydrostatický přenos výkonu disponuje výhodami jako je:

- konstrukční variabilita uspořádání,
- plynulá regulace přenášeného výkonu,
- hydrostatické brždění. [9]

Hydrostatický přenos je ale doprovázen nevýhodami, díky kterým se používá zejména pro transportní stroje pracující v malých rychlostech, například při stavbě železnic, nebo jako pohon ventilátorů pro chlazení pohonné jednotky. Omezená použitelnost je výsledkem nevýhod, mezi které se například řadí:

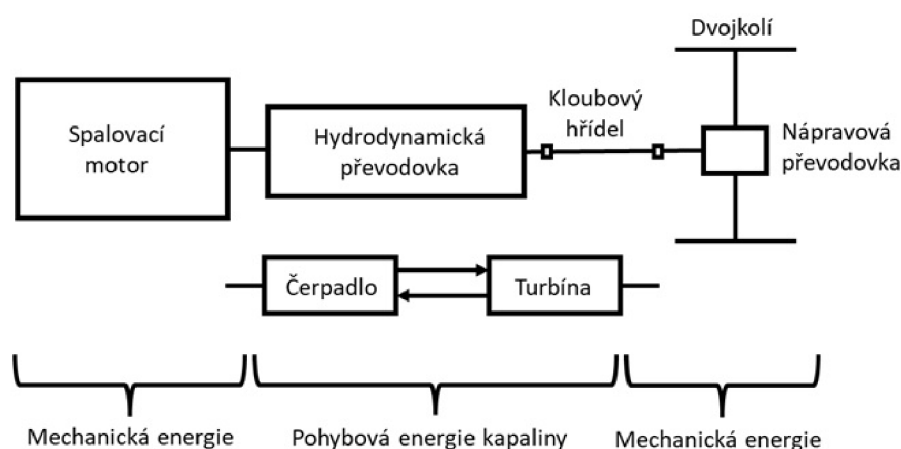
- vysoká náchylnost na poruchy,
- citlivost na změnu teplot,
- omezený regulační rozsah,
- nemožnost krátkodobého přetížení [6, 9].



Obrázek 2.3: Hydrostatický přenos výkonu [6]

### 2.2.2 Hydrodynamický přenos výkonu

Hydrodynamický přenos výkonu pracuje na principu přeměny mechanické energie na kinetickou energii kapaliny a zpět. K této přeměně dochází v hydrodynamické převodové skříní umístěné mezi pohonnou jednotkou a hnací nápravou, viz Obrázek 2.4 níže. Převodové ústrojí je v tomto případě soustava hydrodynamických měničů nahrazující jednotlivé převodové stupně, které se mění pomocí olejových šoupátek [6, 8]. Každý měnič se dále skládá z hydročerpadla, volnoběžného reaktoru a lopatkového kola. Z hydročerpadla se lopatkovým kolem vede kapalina přes volnoběžný reaktor na turbínu [6]. Tím se proudící kapalina usměrní na turbínu a zvýší tak účinnost celého zařízení až na 90 % [5]. I přes zvýšení volnoběžným reaktorem je však dosahovaná účinnost nižší než v případě mechanického přenosu momentu (viz kapitola 2.1), na druhou stranu hydrodynamický přenos dokáže přenést vyšší výkony. Z turbíny energie vystupuje opět ve formě mechanické, která se dále přenáší pomocí kloubových hřídelů jako v případě mechanického přenosu.



Obrázek 2.4: Hydrodynamický přenos výkonu [6]

### 2.3 Elektrický přenos výkonu

Poslední možností, jak přenášet výkon ze spalovacího motoru na dvojkolí, je cestou elektrického přenosu. K přeměně energie dochází díky generátorům a trakčním elektromotorům [6]. Zjednodušené schéma je možné vidět na Obrázku 2.5 na konci této kapitoly. K první změně na elektrickou energii dochází ve stejnosměrném trakčním generátoru, který je spojen s hnacím motorem prostřednictvím spojky. Výkon generátoru lze určit pomocí budiče, což má za následek plynulý přenos výkonu. Vzniklý elektrický proud je přenášen vedením přes spínací zařízení až do trakčního motoru, kde se transformuje zpět na mechanickou energii a následně se opět pomocí nápravové převodovky přenáší na hnací dvojkolí. I přes své nevýhody elektrický přenos výkonu disponuje řadou výhod, díky kterým se z elektrického přenosu výkonu stal nejrozšířenější způsob. Vybrané výhody a nevýhody jsou sepsány na následujících řádcích [6, 8].

## 2.4 NÁPRAVOVÉ PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ

### Výhody:

- plynulý průběh tažné síly
- snadná změna směru jízdy
- jednoduché dělení výkonu mezi nápravy
- neomezený přenos výkonu

### Nevýhody:

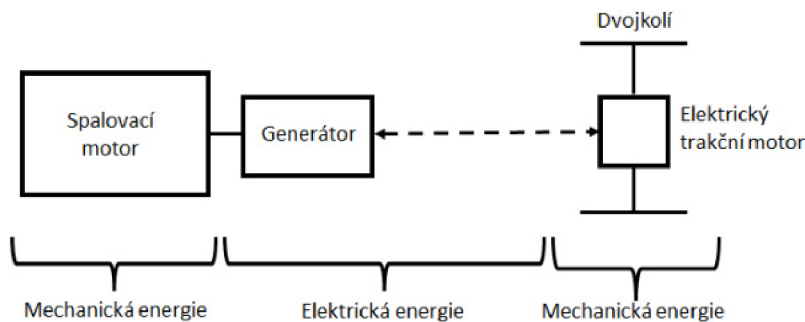
- hmotnost hnacího ústrojí
- nutnost regulace přenosu

K výrobě elektrického proudu a jeho následného přenosu je možné využít až tři přenosová zařízení:

**Stejnoseměrné** - Skládá se z trakčního dynama připojeného na spalovací motor, stejnosměrného trakčního elektromotoru a trakční jednostupňové převodovky. Zároveň je to nejstarší způsob přenosu výkonu.

**Střídavý** - Trakční alternátor je zdrojem proudu. Jeho změna probíhá v synchronních nebo asynchronních trakčních elektromotorech, které jsou napájeny polovodičovými měniči.

**Smíšený** - Stejnoseměrné trakční elektromotory pracují v kombinaci s usměrňovači a jsou napájeny alternátorem.

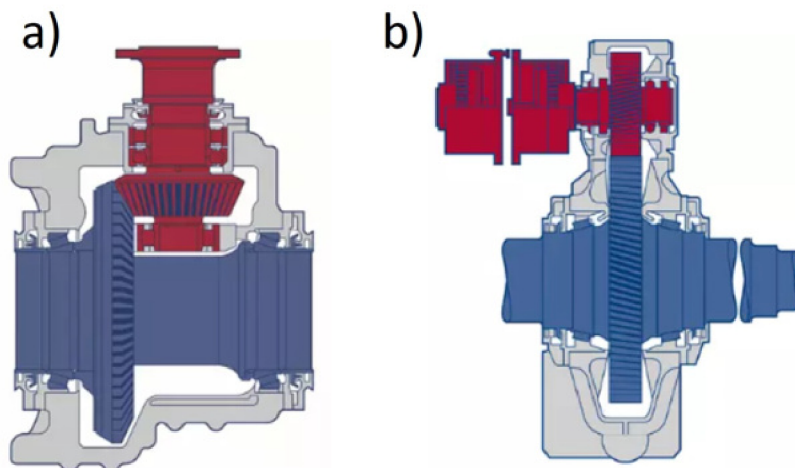


Obrázek 2.5: Elektrický přenos výkonu [6]

## 2.4 Nápravové převodové ústrojí

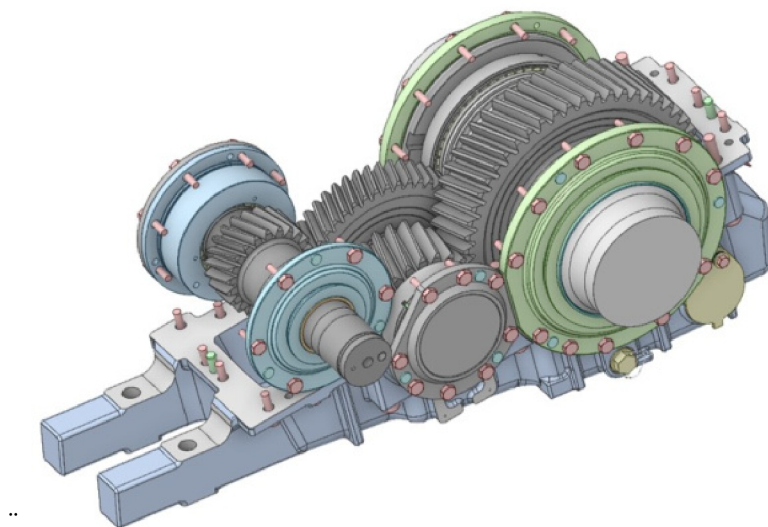
V předcházejících podkapitolách byly uvedené tři možné způsoby přenosu točivého momentu. Ačkoliv jsou všechny zcela odlišné mají jeden společný prvek, kterým je poslední část převodového traktu, nápravová převodovka. Stejně jako způsoby přenosu a přeměny energie i nápravové převodovky lze dělit dvěma způsoby [10]. Podle počtu stupňů nebo podle použitých ozubených soukolí, příklad provedení je zobrazen na Obrázku 2.6 níže. Podle počtu stupňů se dělí na jedno stupňové a vícestupňové a podle typu použitého soukolí na čelní a kuželové. Toto převodové ústrojí je zároveň hlavním objektem zájmu v této práci, konkrétně tedy čelní dvoustupňová převodovka.





Obrázek 2.6: Jednostupňová kuželová a), jednostupňová čelní b) nápravová převodovka [10]

Volba nápravové převodovky závisí na více faktorech, jako jsou rozměry, typ hnacího ústrojí nebo rychlostní spektrum, ve kterém daný vlak pracuje, hlavním rozhodovacím faktorem je však maximální možný přenášený moment a zatížení hřídele [11]. Převodovky s čelním ozubením dokážou přenést maximální moment pouze v řádech tisíců newtonmetrů, zatímco při použití čelní převodovky je možné přenést moment v řádu deseti tisíců newtonmetrů. S tím úzce souvisí i maximální zatížení na hřídeli, která může být u čelní převodovky až 32 tun, kdežto kuželové mohou mít maximální zátěž pouze 15 tun. Širší pole použitelnosti mají tedy jednoznačně převodovky s čelními soukolími, které je možné použít od malých lokomotiv až po vysokorychlostní lokomotivy, zde jsou však provedeny jako jednostupňové. Niže ilustrovaný Obrázek 2.7 zobrazuje model dvoustupňového převodového ústrojí, ve kterém se bude analyzovat distribuce oleje.



Obrázek 2.7: Model čelní dvoustupňové nápravové převodovky bez horní části skříně

# 3 Olej v převodovém ústrojí

Převodové ústrojí je jeden ze základních a nejdůležitějších prvků jakéhokoliv pohonného ústrojí. V minulé kapitole jsme se dozvěděli možnosti přenosu výkonu od pohonné jednotky na hnací dvojkolí a z čeho se dané typy převodových ústrojí skládají. Tato kapitola se zabývá prouděním oleje v mechanických částech těchto zmíněných ústrojí, jako je třeba mechanické převodové ústrojí nebo zejména nápravové převodovky. Proudění oleje v převodové skříni je nutné zkoumat z mnoha hledisek. Správná distribuce oleje má vliv nejen na správnou funkčnost, má také rovněž značný vliv na bezpečnost provozu. Při opakovaném dlouhodobém nedostatku oleje, například v místě styku ozubených kol nebo v ložiscích, se zvyšuje riziko vzniku poruchy. V případě poruchy pak hrozí riziko, že nedostatek oleje vzniklé poškození umocní. Zajistit vhodné mazání a chlazení, zkrátka celkové proudění oleje v převodové skříni, je tedy jednou z hlavních priorit při jejich návrhu. Problematika proudění oleje a jeho výzkum bude dále uvedena v následujících kapitolách 4 a 5.

Podobně, jako tomu je u motorových olejů, i převodové oleje musí na základě výše zmíněných a dalších vlivů splňovat řadu požadavků, přičemž za základní požadavky lze považovat:

- ochranu proti opotřebení soukolí,
- snížení hlučnosti,
- dlouhou životnost náplně,
- nízkou pěnivost,
- snášenlivost s těsnícími materiály,
- antikorozi vlastnosti [12].

Převodové oleje je možné vyrábět více způsoby. Jejich výrobní proces probíhá z olejů minerálních, syntetických a polosyntetických. Chemické složení těchto olejů je velmi složité, každý z nich však obsahuje dvě základní složky určující vhodnou oblast použití [13, 14], základní olej a přídatná aditiva. Právě přídatná aditiva hrají hlavní roli při výrobě. Jejich účelem je vyzdvihnouti potřebných vlastností a naopak potlačení těch, které mají nežádoucí vliv na schopnosti oleje. Můžeme tedy říct, že aditiva jsou základním kamenem funkčnosti a kvality převodového oleje.

Stejně jako u motorových olejů, tak i u převodových olejů je důležité vybrat olej se správnými vlastnostmi a parametry. Zvolením vhodného oleje je v budoucnu možné ušetřit značné množství financí, zároveň takovýto olej zajistí nejlepší možnou funkčnost celého převodového ústrojí a podpoří tím jeho životnost. Při výběru je tedy nutné zaměřit se na následující atributy [13]:

**Tepelné vlastnosti** - Olej musí být teplotně stabilní a nesmí docházet k jeho oksidování při vysokých teplotách, čímž se zabrání tvorbě kalu. Dodržováním těchto podmínek se docílí prodloužení výměnných intervalů, jelikož při každém zvýšení teploty o 10° nad teplotou oleje 60° dochází ke snížení životnosti maziva až o polovinu.

**Provozní podmínky** - Je-li převodové ústrojí použito v situacích, kdy je pod velkým zatížením nebo nárazovým zatížením, je potřeba zvolit olej s výbornými tlakovými vlastnostmi, které mají příměs takzvaných EP aditiv (extreme pressure).

Viskozita - Viskózní vlastnosti se volí na základě namáhání, typu soukolí a období, kdy je daný stroj v provozu.

### 3.1 Mazací systémy

Mazání komponent v převodových ústrojích je velmi složitý proces, u kterého je nutné vzít v úvahu i parametry jako je geometrie převodové skříně nebo počet stupňů. Případů, kde se využívá mazání za pomoci příslušného oleje nebo jiného lubrikantu, je velké množství, mazání komponent v převodových ústrojích, zejména ozubených kol je ale velmi složité, díky jejich kinematice. Olej je potřeba dopravit do záběrů zubů. Za provozu vůči sobě konají dva pohyby, smýkavý a valivý pohyb [13]. Mimo tuto skutečnost se také předpokládá, že převodová ústrojí kolejových vozidel pracují pod velkým zatížením působícím po dlouhou dobu a často za vysokých teplot.

Jak již bylo naznačeno výše, mazací systémy převodových ústrojí se používají kvůli dvěma hlavními důvodům. Snížit třecí koeficient mezi povrchy boků zubů, které se po sobě navzájem smýkají, a tím přispět k jemnějšímu a tiššímu chodu [13]. Následně pak limitovat zvyšující se teplotu právě v důsledku smýkání a valení boků zubů nebo ložisek. Zmíněného výsledku je možné docílit díky mazacím systémům. Způsobů, jakými lze mazání provádět je více [15]. Stejně, jako tomu je u volby převodového oleje, i zde není jedna metoda, která by byla nejvhodnější a realizovatelná pro všechna převodová ústrojí. Hlavními faktory ovlivňujícími použití metody mazání jsou velikosti tangenciálních rychlostí a otáčkového spektra, kterých jsou ozubená kola schopna dosáhnout. Následně lze vybírat mezi mazáním pomocí plastického maziva, olejové lázně (rozstříkem) nebo nuceným mazáním. Mazání plastickým mazivem je však pro kolejová vozidla nevhodné a nebude tedy v této práci zmiňováno. Na Obrázku 3.1 níže lze vidět dovolené tangenciální rychlosti pro jednotlivé metody.

Způsob mazání	Spektrum tangenciální rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )					
	0	5	10	15	20	25
Plastické mazivo	←→					
Olejová lázeň		←→				
Nucené mazání			←→			

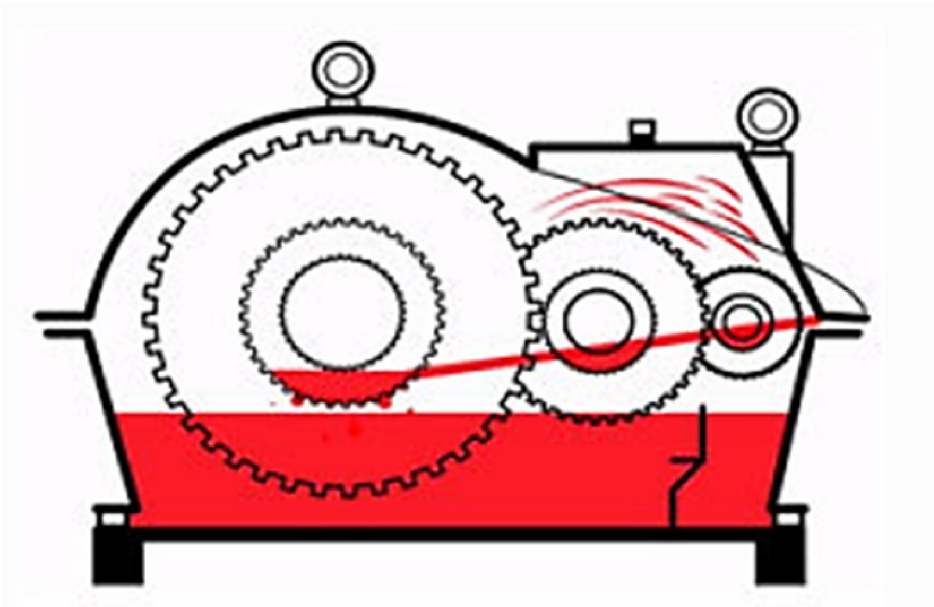
Obrázek 3.1: Rozsah tangenciálních rychlostí pro přímé a kuželové soukolí (upraveno) [15]

#### 3.1.1 Mazání olejovou lázní

Prvním zmíněným a nejběžněji používaným mazacím systémem je mazání pomocí olejové lázně. Tato metoda je vhodná pro zcela zapouzdřené převodové skříně, kde je jakýkoliv únik oleje znemožněn těsněními, drážkami apod. [16]. Na rozdíl od metod zmíněných dále v této práci se nejedná o komplexní systém, a ve většině případů nejsou potřeba žádné další komponenty jako jsou čerpadla, filtry, trysky apod. Mazání pomocí olejové lázně

### 3.1 MAZACÍ SYSTÉMY

je možné nazývat také alternativními názvy, jako je mazání broděním nebo rozstříkem. Jak už název napovídá, klíčovým parametrem zaručujícím správnou funkci je převodová skříň z části naplněná olejem zaručujícím dostatečný rozstřík. Výška statické hladiny oleje závisí na typu ozubených kol a také na jejich parametrech, jako je výška zubu, průměr roztečné kružnice a tak dále [16]. Při pohybu ozubených kol dochází k narážení zubů do olejové hladiny, k jeho následnému nabírání zubovou mezerou a poté k distribuci v převodové skříni. Účinnost této metody závisí hlavně na tangenciální rychlosti ozubených kol, viz Obrázek 3.1. U vysokorychlostních převodovek může docházet k tvorbě tzv. "olejového tance", kdy se olej rozstříkne všemi směry [17]. I přes tuto skutečnost se však může stát, že na některá z požadovaných míst se dopraví nedostatečné množství oleje. Tento způsob mazání je zároveň uvažován při realizaci simulací v této práci. Možností, kterými lze nedostatečnou distribuci zlepšit je více, přičemž jednou z nich je úprava geometrie skříně tak, aby jedno z ozubených kol pracovalo jako čerpadlo (viz Obrázek 3.2), kde se využívá kanálku, pomocí kterého se dopravuje olej na kritická místa. Účinnější, ale složitější způsob je kombinace s nuceným mazáním. Tento systém je probírán v další kapitole 3.1.2.



Obrázek 3.2: Mechanismus mazání rozstříkem[18]

Ačkoli se jedná o nejběžnější způsob mazání převodových ústrojí, vyskytují se zde problémy, které je nutné brát při návrhu v potaz. Tyto problémy souvisí zejména s hladinou oleje a teplotními limity oleje. V případě vysoké hladiny se sice zvýší kvalita mazání a chlazení, ale zároveň dojde ke zvýšení ztrát. Velké převodovky mají navíc menší poměr objemu oleje vůči povrchu skříně a bývají uloženy nehybně bez možnosti vnějšího chlazení. Je tedy nutné provést důkladný rozbor chlazení a ověřit, jak bude probíhat přenos tepla z místa kontaktu přes olej až na povrch skříně. Za tímto účelem je hojně využívána metoda konečných prvků. Také je potřeba monitorovat hladinu oleje za provozu, jelikož vůči klidovému stavu poklesne. Problémů spojených s teplotou převodového systému je hned několik. Teplota převodového ústrojí může vzrůst díky tření ozubených kol, v ložiskách nebo mícháním oleje. Zvýšená teplota může vést k jednomu nebo více z následujících problémů:

- změně viskozity oleje,
- zrychlené degradaci oleje,
- možné deformaci součástí (skříň, hřídel, ozubená kola),
- snížení vůle [17, 19].

### 3.1.2 Nucené mazání

Pomocí systému nuceného mazání lze dosáhnout nejkvalitnějšího mazání ozubených soukolí v převodovém ústrojí. Tento mazací mechanismus nachází využití zejména u převodových ústrojí, kde ozubená kola dosahují velmi vysokých otáček, viz Obrázek 3.1. V případě, kdy by při takto vysokých tangenciálních rychlostech byl použit například mechanismus využívající olejové lázně, riziko nedostatečného přívodu maziva do kritického místa by značně vzrostlo. Do zubové mezery se nenabere potřebné množství oleje, což vede k nedostatečnému přívodu oleje. Dalším problémem je vzniklá odstředivá síla, která odvede olej ze zubu ještě před stykem ozubených kol. Z těchto důvodů se tedy používá mechanismus nuceného mazání, který lze dle způsobu dopravy oleje dále rozdělit na tři metody:

- mazání pomocí trysky,
- mazání ostříkem,
- mazání olejovou mlhou [20].

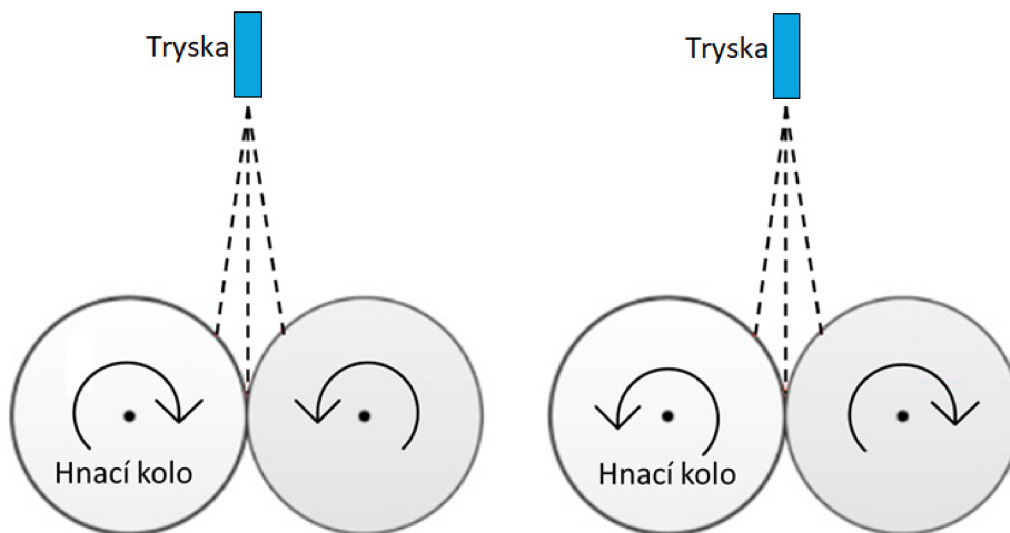
Mazací mechanismus využívající trysku nebo ostřík je velmi podobný a v mnoha zdrojích popisován stejně, proto budou popsány jako jeden i zde. Tyto mechanismy se používají díky jejich kvalitnímu mazání a také dostatečnému chlazení. Na druhou stranu jsou zde potřeba přídatná olejová čerpadla, která zaručují cirkulaci oleje v převodové skříni. V momentě, kdy je použito mazání pomocí olejové lázně, tato potřeba odpadá. Jde o velmi komplexně zpracovaný systém, kde se olej dopravuje v trubičkách až k záběru ozubených kol. Na kontaktní plochy se aplikuje přesně pomocí trysky a po jeho odtečení je přečerpán a znovu použit. Systém oběhového mazání tryskou může zahrnovat tyto komponenty:

- čerpadla,
- nádrž na olej,
- chlazení nebo ohřev,
- filtry,
- kontrolu kvality oleje,
- tlakové senzory,
- separátory vody [17].

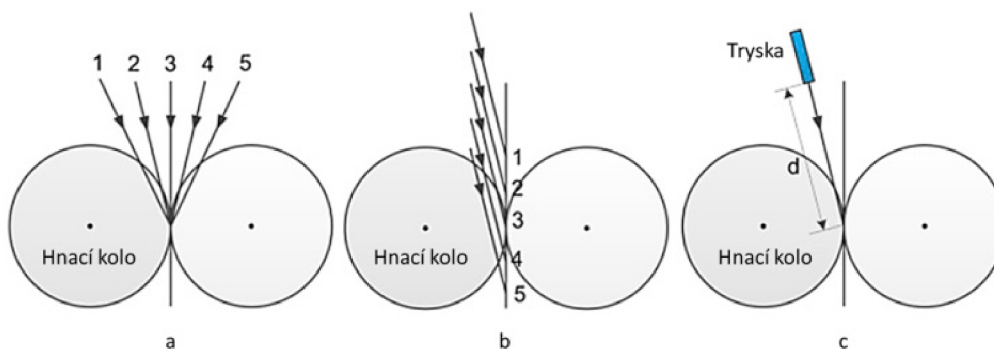
Nejlepších mazacích schopností lze dosáhnout v případě, kdy je rychlost oleje na výstupu trysky stejná jako rychlost na roztečné kružnici, čímž se docílí vstupu požadovaného množství maziva do záběru. Při vyšší rychlosti oleje než kol hrozí jeho brzký kontakt se soukolím, díky čemuž by se následně olej od soukolí naopak odrazil. Toto však platí pouze u mazání, kdy je směr proudu oleje souhlasný se směrem otáčení ozubených kol. Podle smyslu otáčení ozubených kol lze tuto metodu dále dělit na dva typy (viz Obrázek 3.3) [21]. Je-li smysl otáčení kol souhlasný se směrem vstřikovaného oleje, jedná se o mazání

### 3.1 MAZACÍ SYSTÉMY

s takzvaným vstřikem do záběru ("into mesh injection"). Pokud je smysl otáčení opačný a zuby se pohybují proti trysce, jedná se o mazání se vstřikem ven ze záběru ("out of mesh injection"). Chladicí a mazací schopnost této metody závisí na několika různých faktorech [22]. Příklady těchto faktorů lze vidět na Obrázku 3.4. Dříve v tomto odstavci byl zmíněn poměr rychlosti vstřiku a rychlosti na roztečné kružnici. S pomocí tohoto parametru je potřeba vybrat vhodnou metodu [21]. V případě, kdy je tento poměr větší než pět, lepšího mazání se dosáhne využitím metody vstřiku do záběru. Je-li poměr menší než pět, vhodnější je metoda vstřiku maziva ze záběru. Dalšími faktory jsou například pozice trysky, její vzdálenost od místa dopadu maziva nebo úhel natočení trysky v případě, že není přímo nad místem záběru ozubených kol [23].



Obrázek 3.3: Metoda "into mesh" vlevo, metoda "out of mesh" vpravo (upraveno)[21]



Obrázek 3.4: Úhel vstřiku a), pozice trysky b), vzdálenost trysky c)[22]

## 3.2 Vlastnosti oleje

### 3.2.1 Viskozita

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, převodové oleje mají dvě základní, ale velmi důležité funkce. Odvádět teplo uvnitř zařízení generované třením povrchů a poskytovat sebeochranu před tepelnou degradací. Tyto funkce jsou ovlivněny viskozitou, což je jedna z nejdůležitějších fyzikálních vlastností maziv, která se interpretuje jako schopnost kapaliny odolávat smykovým silám při jejím pohybu [24]. S rostoucí teplotou se viskózní vlastnosti oleje snižují a s rostoucím tlakem se naopak zvyšují, čímž se zvyšuje odpor ve stříhu. Následkem jsou vyšší ztráty výkonu a větší generované teplo. U ozubených převodů je vliv tlaku velice znatelný, jelikož v místě kontaktu je možné, že charakteristiky oleje se budou podobat pevnému tělesu [24]. Pro zajištění správného mazání musí mít mazivo takovou viskozitu, aby vznikl adekvátní lubrikační film ve všech potřebných místech, a to za jakýchkoliv provozních podmínek. Tento film však nesmí dosáhnout takové výšky, při které by došlo ke vzniku nového třecího povrchu [24, 25].

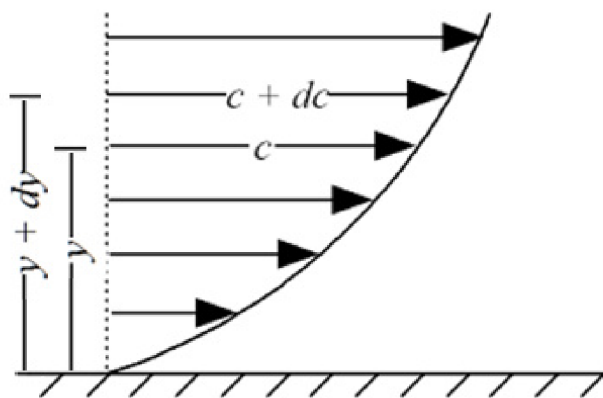
Na viskózní vlastnosti se zaměřuje při analyzování chování a pohybu tekutiny, například potrubím pro dopravu oleje nebo při jeho stékání po stěnách převodové skříně a soukolí. Pro analýzu a další výpočty se dále dělí na dynamickou a kinematickou viskozitu.

#### Dynamická viskozita

Dynamická, někdy též označována jako absolutní viskozita, je míra vnitřního odporu molekul kapaliny. Jednotka SI pro dynamickou viskozitu je Pa·s a lze ji interpretovat jako tečnou sílu působící na jednotku plochy, která je nezbytně potřebná k pohybu jednotlivých vrstev kapalin vůči sobě [25]. Předchozí definice platí pouze pro jednotkovou rychlost, tedy pro stav, kdy se zachovává jednotková vzdálenost v kapalině. Dynamická viskozita je definována Newtonovým zákonem tření z roku 1687 s následujícím tvarem [26]:

$$\eta = \frac{\tau}{\gamma'}, \quad (3.1)$$

kde  $\tau$  [ $\text{N}\cdot/\text{m}^{-2}$ ] je smykové napětí a  $\gamma'$  je smyková rychlost [ $\text{s}^{-1}$ ].



Obrázek 3.5: Smykového napětí při pohybu kapaliny [25]

### 3.2 VLASTNOSTI OLEJE

#### Kinematická viskozita

Místo již popsané dynamické (absolutní) viskozity je v mnoha případech vhodnější používat viskozitu kinematickou. Jednotka SI soustavy je zde metr na druhou za sekundu [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ]. Běžně se však jako jednotka používá stoke [St], kde jeden stoke je roven jednomu centimetru čtverečnímu za sekundu [ $\text{cm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] [26]. Kinematická viskozita je definována jako poměr dynamické viskozity a hustoty a je dána vztahem:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad (3.2)$$

kde  $\eta$  [Pa·s] je dynamická viskozita a  $\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] je hustota kapaliny.

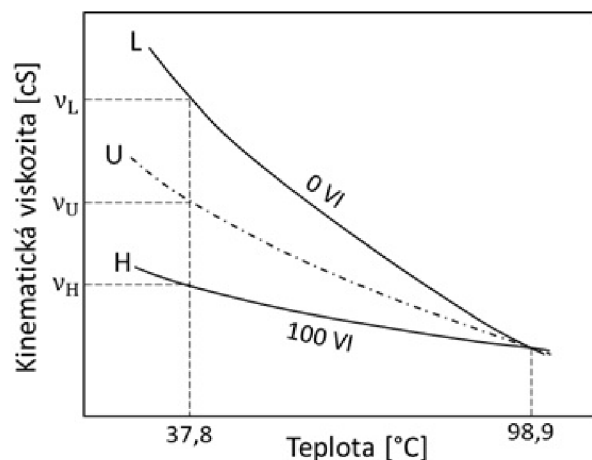
S převody je blízce spjato elastohydrodynamické mazání (EHL), pro jehož výpočet je nezbytně nutná znalost dynamické viskozity. Zjištění kinematické viskozity je však dostatečně přesné a velice snadné určit pomocí experimentálních metod a je tedy pro charakterizaci maziv preferována [26].

#### 3.2.2 Viskózní index

Viskózní index je zcela empirický parametr vyvinutý v roce 1929 za účelem popsání teplotně-viskózních charakteristik. Slouží pro porovnávání kinematické viskozity dvou referenčních olejů se značně odlišnou viskózní citlivostí na teplotě. Dle [27] probíhá určení viskózního indexu následovně. Výběr referenčních olejů probíhá takovým způsobem, že při 100 °F (37,8 °C) má jeden z nich tento index roven stu (VI=100), druhý ho má roven nule (VI=0). Zároveň ale oba musí mít 210 °F (98,9 °C) viskozitu stejnou jako zkoumaný olej, viz Obrázek 3.6. Při výpočtu viskózního indexu dle vztahu 3.3 níže byl zjednodušující předpoklad, kdy je kinematická viskozita měřena při 40 °C a 100 °C. Olej rafinovaný z minerálních olejů dosahuje viskózního indexu okolo VI=100, v dnešní době syntetických olejů lze ale dosáhnou viskózní indexu až VI=150.

$$VI = \frac{L - U}{L - H}, \quad (3.3)$$

kde  $VI$  [-] je viskózní index,  $L$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ] je kinematická viskozita oleje s VI=0 při 40°C,  $U$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ] je kinematická viskozita oleje s VI=100 při 40°C a  $H$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ] je kinematická viskozita zkoumaného oleje při 40°C.



Obrázek 3.6: Vyhodnocení viskózního indexu [27]



### 3.2.3 Oxidační stabilita

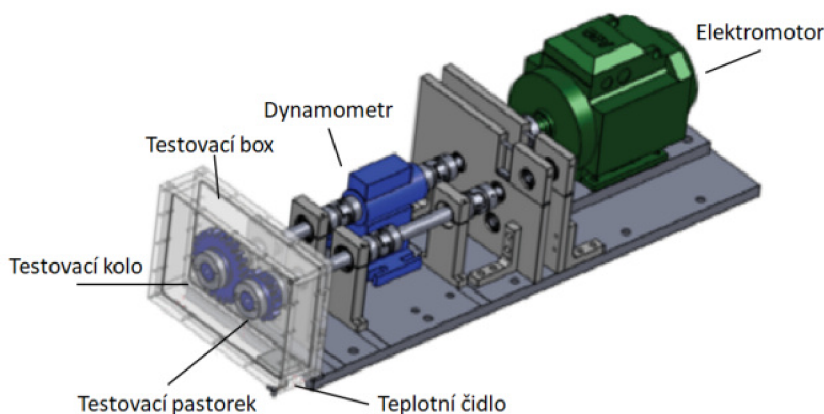
Životnost oleje je silně ovlivněna rostoucí teplotou uvnitř pracovního prostoru. Nárůst teploty je zejména ovlivněn probíhající oxidací, která je závislá na teplotě vzduchu. V případě příliš vysokých teplot bude docházet k rychlejší oxidaci a tím i k degradaci oleje, kterou lze omezit pomocí tzv. oxidační stability oleje. Touto stabilitou je myšlena schopnost oleje odolávat rozpadu nebo změně uspořádání na molekulární úrovni při vystavení vzdušnému prostředí. Míru oxidace ovlivňuje jemnost oleje, přítomnost nečistot (rez, kal, kovové šupinky atd.) a provozní podmínky (způsob pohybu oleje). Následkem oxidace je vznik produktů, které jsou nežádoucí hned z několika důvodů jako je například ucpání způsobené nerozpuštěním produktů a nedostatečné mazání nebo náchylnost vzniku koroze a pittingu.

## 4 Technické experimenty

Díky výkonnosti moderní výpočetní techniky, jaké dosahují dnešní výpočetní stanice je návrh převodových ústrojí značně zjednodušen. V minulosti nebyla tato možnost příliš dostupná a rozšířená a zkoumání proudění oleje v převodových skříních tak záviselo hlavně na technických experimentech. Ty jsou i dnes nedílnou součástí vývoje, současně s nimi se ovšem provádí výpočtové modelování, o kterém bude řečeno více v následujících kapitolách 5 a 6, ve kterých budou i praktické ukázky. Mezi technické experimenty se řadí testovací zařízení a metody pro měření rychlosti. Mezi metody měření rychlostního pole kapaliny patří například hot-wire anemometry (HWA), laser Doppler velocimetry (LDV) nebo laserová anemometrie (Particle image velocimetry, PIV) [28]. Nejrozšířenější metoda v oblasti vývoje převodových ústrojí je PIV, která bude blíže popsána v této kapitole. Pro správnost výsledků je zapotřebí kombinace zmíněných dvou technických experimentů, kdy jedna slouží jako náhrada převodovky a uvede olej do pohybu a druhá následně měří jeho rychlostní pole.

### 4.1 Testovací zařízení

Při navrhování a s ním spojeném testování jsou tato ústrojí velice důležitá, jelikož se v prvotní fázi provádí spousta změn a vyrábět pokaždé celou převodovku by bylo neekonomické. Místo toho se využívají testovací zařízení/lavice, tzv. "test rigy", které představují náhradu převodového ústrojí, konkrétně tedy jako náhrada ozubeného soukolí. Koncepce těchto zařízení je téměř neměnná a jeho schéma je možné vidět na Obrázku 4.1 níže. Každé testovací zařízení obsahuje pohonnou jednotku, soustavu hřídelů s převodovým mechanismem pro přenos točivého momentu a dokonale utěsněný box, který slouží jako náhrada převodovky. Poslední nezbytnou částí je dynamometr pro stanovení otáček. Některé dále mohou mít spojku pro přerušení přenosu krouťacího momentu nebo kvůli bezpečnosti. Přesné provedení testovacího zařízení se odvíjí od koncepce převodového ústrojí. Nejčastěji se využívají zpětné, tzv. "back-to-back" testovací zařízení od FZG ("*Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebebau*", the Technical Institute for the Study of Gears and Drive Mechanisms), případně jsou upravené pro dané požadavky [29]. Pokud není možné vybrat žádný z dostupných testovacích zařízení, je nutné vyrobit takové zařízení, které bude splňovat náležitě požadavky.



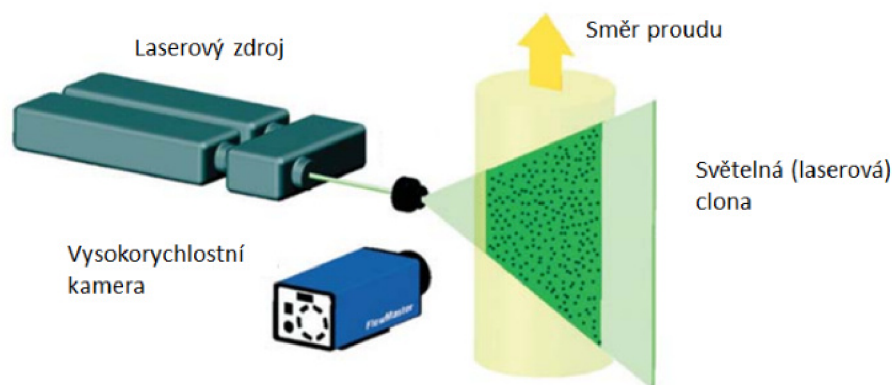
Obrázek 4.1: Schéma testovacího zařízení [29]

Z přiloženého obrázku je zřejmé, že se rychlostní pole oleje nesleduje pro celé převodové ústrojí, ale využívá se zejména pro určení vhodných parametrů jednoho ozubeného soukolí. Díky tomu je možné minimalizovat vznikající výkonnostní ztráty. Tyto ztráty ovšem souvisejí také s použitým převodovým olejem, jeho vlastnostmi a množstvím. Množstvím je myšlena hlavně hloubka ponoru ozubených kol, což je další parametr, který je lze zjistit pomocí tohoto experimentu.

## 4.2 Particle Image Velocimetry (PIV)

Particle Image Velocimetry (dále pouze PIV) je optická technika sloužící k měření rychlosti proudící tekutiny (viz Obrázek 4.2 na konci kapitoly). Měření rychlosti tekutiny je velice náročné. V případě kapalin i plynů nejsou běžným okem vidět jejich pohybující se částice, proto byly vyvinuty techniky jako PIV a další, které umožňují zjišťování rychlosti proudění nepřímo. Termín PIV je považován jako specifický výraz pro principy využívající laserové techniky, které měří okamžité rychlostní pole tekutin pomocí kamer. Pro dosažení korektních výsledků je nutné do sledovaného toku přidat fluorescenční sledovací částice [29]. Následně se kamerami nahrává a poté analyzuje posuv těchto částic v daném časovém intervalu. Je tedy nutné získat alespoň dva po sobě jdoucí obrazové záznamy se známým časovým intervalem, v opačném případě by nebylo možné určit posuv částic. Časový interval by měl být tak malý, aby byl střední posuv částic přibližně 5 pixelů a maximální posuv obrazu by měl být menší než čtvrtina velikosti dotazovacího okna [29]. Celý postup měření a vyhodnocování experimentálních PIV systémů, včetně potřebných subsystémů, lze charakterizovat následujícími pojmy [30]:

- Seeding - přidání stopovacích částic do kapaliny.
- Iluminace - osvětlení stopovacích částic v rovině nebo objemu proudu.
- Nahrávání - zaznamenání dvou snímků nebo sekvence snímků.
- Kalibrace - za účelem určení vztahu mezi posuvem ve sledované rovině a stopovacích částic v proudu je nutná kalibrace.
- Vyhodnocení - vyhodnocení posuvu mezi světelnými pulzy ze záznamu.
- Post-processing - k rozlišení a odstranění neplatných měření a získání požadovaných dat je nutný složitý post-processing.



Obrázek 4.2: Principiální schéma PIV metody [29]

## 4.2 PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY (PIV)

### 4.2.1 Typy PIV

V posledních letech se PIV stalo běžným nástrojem v experimentální mechanice tekutin, což mělo za následek také vývoj více přístupů, které lze využít. Za nejznámější a nejpoužívanější jsou považovány:

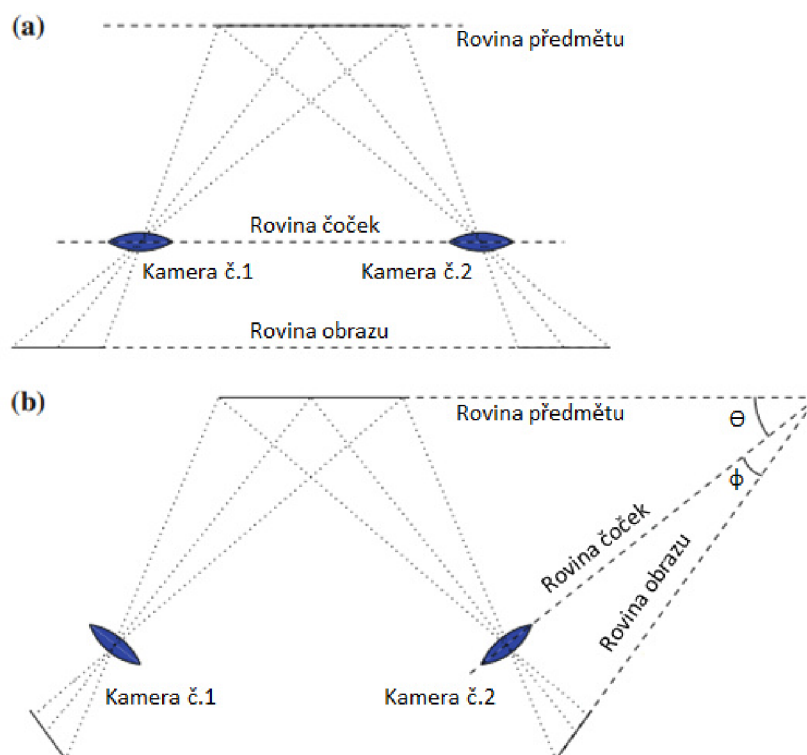
- 2D-2C PIV,
- 2D-3C (Stereographic) PIV,
- 3D-3C (Tomographic) PIV,
- Multiplane PIV [28, 29].

2D-2C PIV (dva rozměry-dva komponenty) při měření pracuje pouze s jednou kamerou a jedním laserovým listem a výstupní data jsou ve formě dvourozměrného rychlostního pole. Pomocí 3D-3C PIV (tři rozměry-tři komponenty), neboli stereoskopické PIV, jsou finální data ve formě třírozměrného rychlostního pole. Jednotlivých metod je velké množství, pro měření rychlostního pole proudícího oleje v převodovém ústrojí se ovšem ve velkém množství studií používá metoda stereoskopického PIV a proto bude zmíněno i v této práci.

### 4.2.2 Stereoskopické PIV

Ačkoli má klasické PIV (2D-2C) řadu výhod, je zde možné nalézt nedostatky, které jsou klíčové pro další vývoj. Zejména se jedná o schopnost zaznamenávat vektor rychlosti pouze v rovině světelné clony (viz Obrázek 4.2), což může vést ke značným chybám v měření. Následkem snahy odstranit tyto chyby vzniklo stereoskopické PIV, které využívá dvou kamer. Je zde tedy kromě vektoru rychlosti ve světelné cloně známa také rychlostní složka mimo tuto rovinu a výsledkem je 3D rychlostní pole. V tomto případě může docházet k zobrazovacím chybám, jejichž minimalizování je možné zajistit pomocí nastavení vhodné pozorovací vzdálenosti vzhledem k zobrazované ploše. Další výhodou stereoskopického PIV je poměrně vysoká variace konfigurací [30]. Nejjednodušší konfigurace pro získání třetí složky je přidání druhé kamery. Jsou zde ale i možnosti, jako použití jedné kamery a sady zrcadel nebo rozšíření využívající čtyř kamer a čtyř laserů, takzvané multiplane PIV.

Zásadním parametrem ovlivňujícím měření je zvolený úhel, který svírají kamery [29]. Čím větší tento úhel bude, tím větší může být nejistota měření rychlostní složky mimo světelnou clonu. Na druhou stranu se zvětšujícím se svíraným úhlem snižuje nejistota měření složek v rovině clony. Proto se dává přednost konfiguraci s úhlem  $90^\circ$ , kde si je nejistota všech složek rovna. Pro záznam je možné využít dva druhy uspořádání [30]. Tato uspořádání jsou známa jako translační metoda a metoda úhlového posunutí. Oba přístupy jsou schematicky zobrazené na Obrázku 4.3 na následující straně. Využitím translační metody lze omezit komplikace spojené s analýzou obrazu, jelikož zde nedochází k jeho deformacím. Druhou výhodou je vysoká ostrost všech částic díky rovnoběžnosti hloubky ostrosti s hlavní rovinou čočky, jejich vzdálenost je však značně omezena. Tento nedostatek odstraňuje metoda úhlového nastavení čoček, s ní naneštěstí dojde ke zkreslení snímku. Při volbě vhodné konfigurace kamer je tedy nutné vzít v potaz váhu výhod a nevýhod obou metod pro daný experiment.



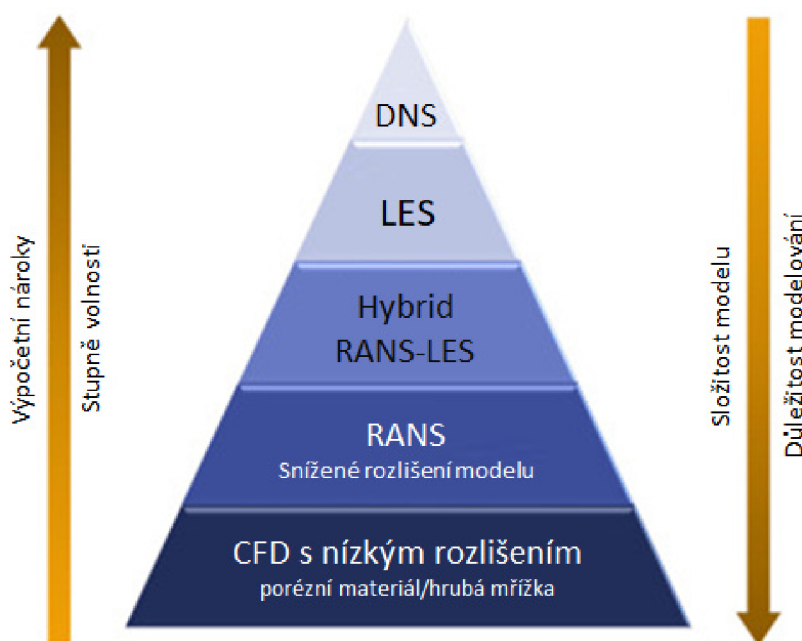
Obrázek 4.3: Translační metoda a) a metoda úhlového posunutí b) konfigurace kamer pro stereoskopické PIV [30]

# 5 Výpočetní dynamika tekutin

Numerické simulace jsou v dnešní době nedílnou součástí téměř každého výrobního nebo optimalizačního procesu. Nejčastěji se s nimi lze setkat například při navrhování komponent v automobilovém průmyslu, kde se může jednat o strukturální, harmonické nebo modální analýzy. Druhý případ je navrhování a optimalizace komponent, kde dochází k proudění tekutin. Například aerodynamika celého vozu nebo proudění oleje v komponentech jako je turbodmychadlo nebo, v případě této práce, převodová skříň. Simulace zabývající se prouděním jsou obecně nazývány jako výpočetní dynamika tekutin, zkráceně CFD (Computational Fluid Dynamics). Metody CFD jsou založeny na modelu proudící tekutiny, který je tvořen algebraickými lineárními rovnicemi popisujícími veličiny, jako je tlak, teplota a rychlost. Proudění jako takové je popsáno parciálními diferenciálními rovnicemi. Tyto rovnice mají základ ve třech fyzikálních zákonech [31]:

- Zákon zachování hmotnosti - řešením je rovnice kontinuity.
- Zákon zachování hybnosti - řešením jsou Navier-Stokesovy rovnice (dále N-S).
- Zákon zachování energie - řešením je energetická rovnice.

V momentě, kdy proudění začne produkovat vírové struktury turbulentního proudění, řešení se značně komplikuje. V tomto případě je pro výpočet nutno použít Reynoldsovy rovnice, neboli Reynoldsovo středování [32]. Proudové pole je zde popsáno N-S rovnicemi, které jsou doplněny o rovnici kontinuity. Předpokládá se, že je možné sledovanou veličinu rozdělit v turbulentním proudění na dvě složky, a to na složku střední hodnoty a složku fluktuace [32]. Pro modelování turbulentního proudového pole je možné v současnosti použít více přístupů. Mezi nejznámější patří modely turbulence DNS (Direct Numeric Simulation), LES (Large Eddy Simulation), RANS (metoda časového středování) nebo jejich kombinace [32, 33]. Jejich použitelnost a nároky jsou ilustrovány schématem na Obrázku 5.1.

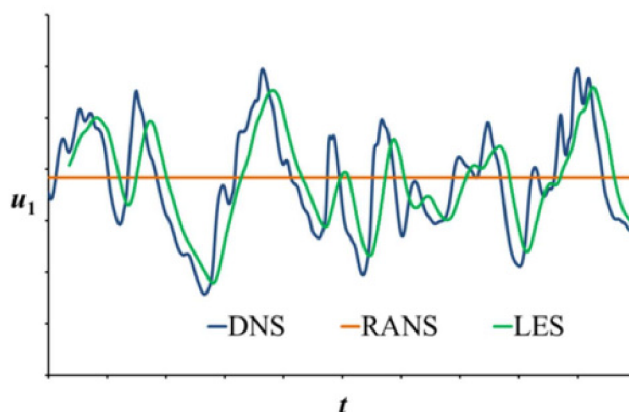


Obrázek 5.1: Modely turbulence [34]

Podstata metody DNS spočívá v řešení N-S rovnic pomocí postupů numerické matematiky, na základě čehož lze dosáhnout nejpřesnějších výsledků pro odhad chování turbulentního proudění. Jedná se o přímý popis proudění, kterým lze teoreticky popsat všechna turbulentní proudění. Problematika proudění se v tomto případě řeší jak v prostoru, tak i v čase. Použitelnost této metody je však podmíněna výkonností počítače, jelikož je potřeba velice jemná síť a řeší se úplné N-S rovnic. Diskretizace prostoru musí být tedy taková, aby bylo pokryto celé vírové spektrum a finálním výsledkem je přesný průběh sledované veličiny v čase (viz Obrázek 5.2). Tato metoda se používá pouze pro velmi nízká Reynoldsova čísla nebo základní popis proudění. Jelikož se zde řeší vírové struktury celého spektra, je tato metoda velice výpočetně náročná a pro praktické použití téměř nepoužitelná.

Jak už napovídá název, metoda LES, která využívá modelování velkých vírů, je založena na myšlence filtrování N-S rovnic. Řešený problém je rozdělen na dvě části. Na struktury větší než jistá mezní velikost, která je dána velikostí Kolmogorova měřítka, a na ty menší, které jsou modelovány odděleně pomocí modelů podsítového napětí. Obě části jsou provázané a nelze je řešit jednotlivě. Je možné říct, že velké víry jsou modelovány jako u metody DNS a malé jsou modelovány podobně jako u metody RANS. Výsledek této metody je vyhlazený průběh sledované veličiny (viz Obrázek 5.2). Příklad použití LES je možné nalézt například ve studii [35] o problematice aerodynamického hluku vnějšího zpětného zrcátka.

Poslední ze tří zmíněných metod je metoda RANS, která má základ v Reynoldsových středovaných Navier-Stokesových rovnicích. Ačkoliv je tato metoda jedna z nejstarších, dokáže řešit složité výpočty turbulentního proudění díky možnosti použití vysokého Reynoldsova čísla. Na rozdíl od metod DNS nebo LES se zde modelují všechny délkové škály turbulence a řeší se časově zprůměrované hodnoty proudění [36]. Vyskytuje se zde však problém neuzavřenosti systému, tzv. disclosure problem, jedná se situaci, kdy neexistuje popis Reynoldsova napětí. Při průměrování rovnic se v případě nestlačitelného proudění zvýší počet řešených rovnic na 10. Tento problém se odstraní použitím modelu turbulence, který dodá potřebné rovnice. Turbulentní modely lze rozdělit na modely založené na Boussinesquově hypotéze o turbulentní viskozitě a modely založené na metodě popisu Reynoldsových napětí. Vhodnost modelu záleží na typu řešeného problému, nejrozšířenější modely jsou však  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$ , model Reynoldsova napětí nebo SST model.



Obrázek 5.2: Přesnost výsledků modelů turbulence [32]

## 5.1 Fáze CFD analýz

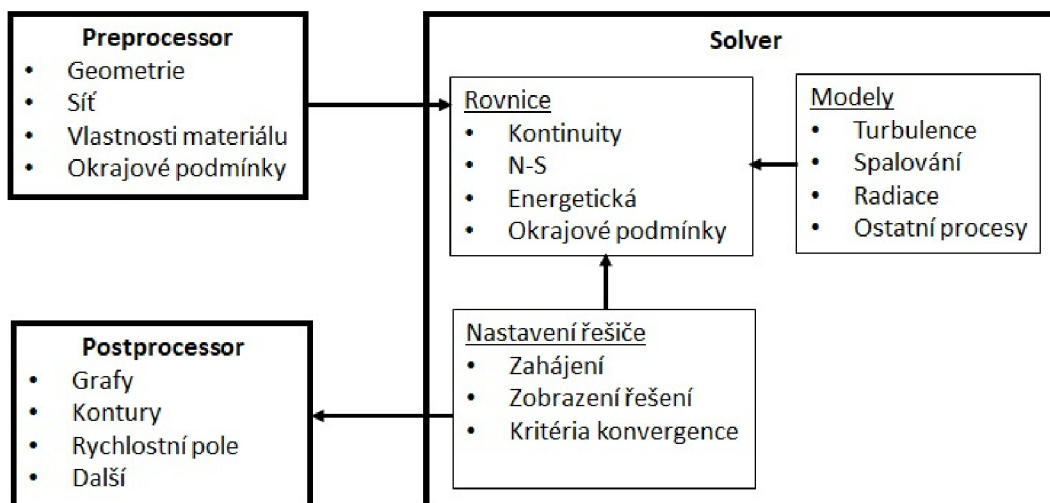
Každá analýza provedená numerickými metodami musí pro obdržení kvalitních výsledků dodržovat určitý postup. Správný postup je možné rozdělit do tří fází. Obsah jednotlivých fází je ilustrován níže na Obrázku 5.3.

- Pre-processing
- Processing
- Post-processing

První fázi je možné dále rozdělit do tří menších podčástí. Jako první je potřeba pochopit řešenou problematiku. Na základě toho je možné správně definovat cíle a parametry. Následuje tvorba geometrického 3D modelu. Softwarů, pomocí kterých je možné požadovaný model vytvořit je více, za neznámější se považuje například Pro/Engineer (nyní Creo Parametric), SolidWorks, Inventor a další. Jako další následuje tzv. diskretizace modelu neboli převod spojitého modelu pomocí diskretních bodů (tzv. síťování), které slouží pro popsání stavů pomocí fyzikálních vlastností. Proces síťování je nutné provést pouze v případě konvenčních síťových metod, při využití částicových metod (SPH, MPS atd.) tento proces odpadá.

Ve fázi processingu probíhají samotné numerické simulace, jejichž výpočetní čas je značně ovlivněn mírou zjednodušení sítě nebo velikostí částic. Použitý simulační software záleží na metodě CFD. Běžně se používají softwary jako jsou Ansys CFX/Fluent, STAR-CMM+. Mezi softwary na bázi částicového přístupu lze zařadit například XFlow, NOGRID nebo ParticleWorks.

V poslední fázi probíhá konečné vyhodnocení simulací. Výsledky je možné prezentovat pomocí grafů, obrázků nebo videí z průběhu simulace. Správnost provedených simulací je však nutná ověřit příslušnými technickými experimenty.



Obrázek 5.3: Vztahy třech hlavních fází CFD [31]



## 5.2 Síťové metody

Většina konvenčních metod funguje na Eulerově přístupu, kde se využívají takzvané sítě, pomocí kterých je popsána doména proudící tekutiny. Sítě jsou definované jako diskrétní buňky, mezi které je doména rozdělena. Doména je tedy brána jako uzavřený celek fixních bodů, skrze které proudí tekutina a pomocí transportních rovnic se pozorují změny vlastností, jako je rychlost, teplota, tlak apod. Tyto jednotlivé proměnné jsou vždy řešeny ve středu dané buňky. Jednotlivé buňky jsou seskupeny, čímž se vytvoří tzv. okrajové zóny, na které jsou následně umístěny okrajové podmínky. Mezi nejpopulárnější metody využívající koncept sítí patří například metoda konečných objemů nebo metoda konečných prvků. Dále v této kapitole jsou popsány metody, které je možné použít pro řešení problematiky převodových ústrojí.

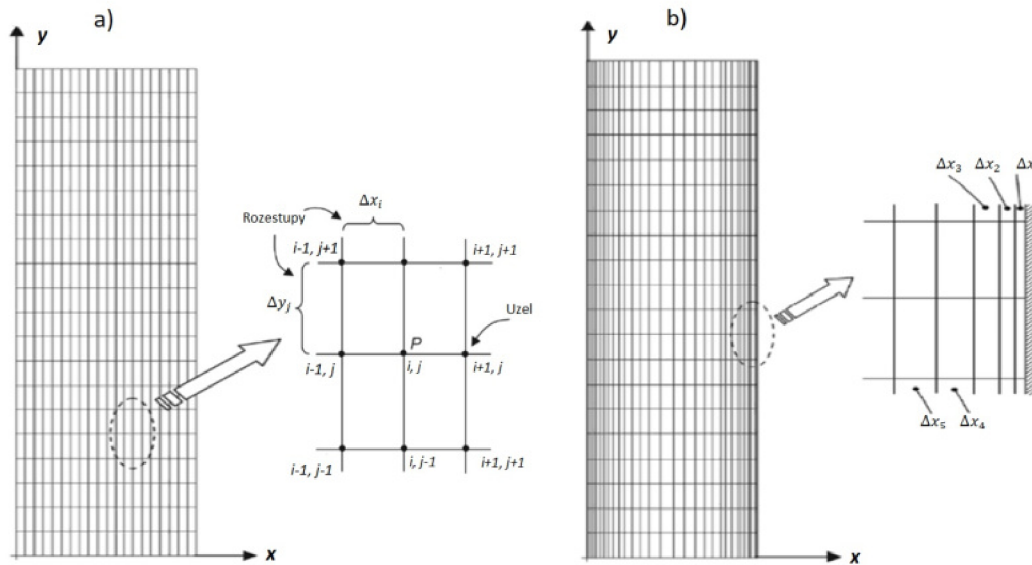
Určité oblasti vyžadují při používání CFD různé druhy sítí. Do základního dělení se zahrnují strukturované a nestrukturované sítě. Detailní popis tvorby a typů sítí je možné nalézt zde [31, 37]. Vytvoření vhodné sítě je při použití těchto metod velmi důležité, jelikož je na ní přímo závislá kvalita obdržných výsledků, rychlost konvergence a úspěšnost provedení simulace. Z tohoto důvodu je nezbytné u finálních úprav kontrolovat kvalitu sítě. V případě softwarů jako je Ansys Fluent nebo CFX se nejčastěji věnuje pozornost poměru stran, zkосу buněk, nebo kvalitě mezní vrstvy  $y^+$ .

### 5.2.1 Strukturované sítě

V současnosti existuje mnoho způsobů pro tvorbu vhodné sítě v závislosti na geometrii. Základní a nejjednodušší typy sítí se nazývají strukturované sítě. Za účelem vysvětlení si představme například kapalinu proudící obdélníkovým otvorem. Rovnoměrně distribuovaná Karteziánská síť, je taková síť, ve které jsou stejné rovnoměrné rozestupy mezi jednotlivými body jak ve směru osy  $x$ , tak v ose  $y$  [31]. Příklad této sítě je ilustrován na Obrázku 5.4 a). Je-li takto strukturovaná síť generovaná jako dvourozměrná, body jsou běžně popisovány indexy  $(i, j)$ . Uvažovaná osa je určena indexy, kde indexy  $i$  reprezentují body ležící v ose  $x$  a indexy  $j$  reprezentují body v ose  $y$ . Jestliže je pomocí těchto indexů popsán uzel  $P$ , body nacházející se ve směru  $x$ ,  $y$  ležící bezprostředně vlevo, vpravo, přímo nad nebo přímo pod jsou popsány změnou jednoho z indexů přičtením či odečtením jedné, viz Obrázek 5.4 a). V rovnoměrně distribuované síti mají rozestupy  $\Delta x_i$  nebo  $\Delta y_j$  jednotnou hodnotu ve směru  $x$  nebo směru  $y$ .

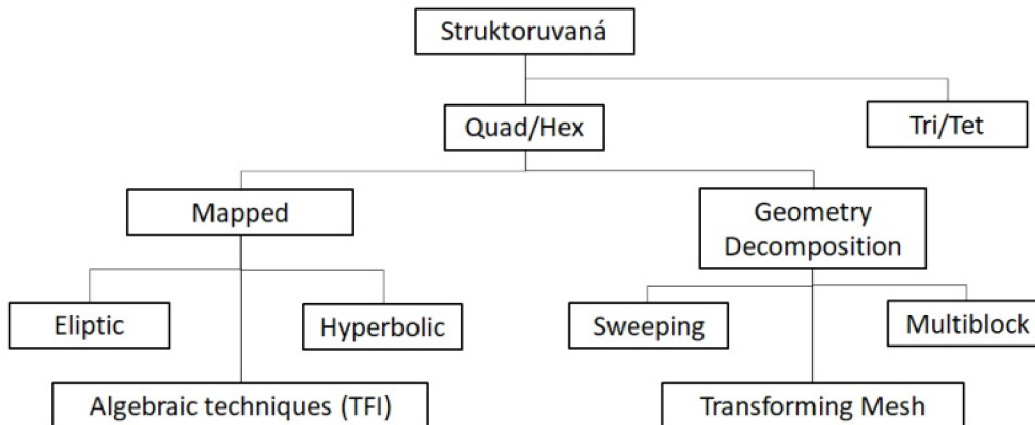
Pro body nerovnoměrně distribuované sítě mohou rozestupy  $\Delta x_i$  a  $\Delta y_j$  nabývat řady diskrétních hodnot, díky čemuž lze jednoduše vygenerovat síť se zcela nerovnoměrnými rozestupy. Tento typ sítě lze například použít v momentě, kdy je potřeba viskózní vrstva proudu v bezprostřední oblasti u stěny geometrie, zatímco v ose  $y$  jsou rozestupy zachovány konstantní, viz Obrázek 5.4 b). Toto konkrétní uspořádání se nazývá jako *stretched mesh* nebo *concentrated mesh* [31].

## 5.2 SÍŤOVÉ METODY



Obrázek 5.4: Rovnoměrná obdélníková síť a), Nerovnoměrná obdélníková síť b) [31]

Na obrázku 5.4 je vidět ukázka pouze jednoho z mnoha algoritmů (způsobů), kterými lze síť generovat. Výběr správného algoritmu závisí zejména na složitosti a komplexnosti geometrie domény. Nezávisle na algoritmu je u strukturované sítě omezený počet buněk, které se mohou v jednom uzlu navzájem dotýkat. Na Obrázku 5.5 níže lze vidět detailnější rozdělení jednotlivých algoritmů. Více informací o tvorbě sítě lze nalézt v [37].

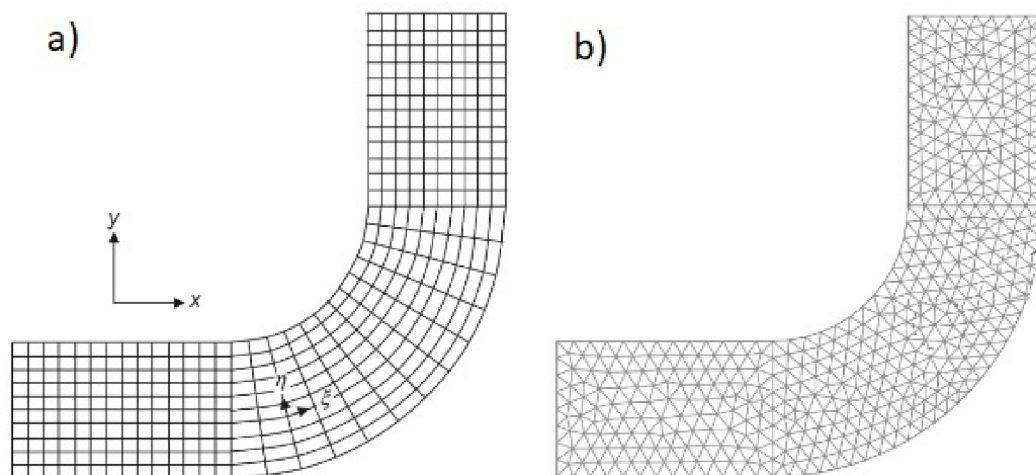


Obrázek 5.5: Algoritmy generování strukturovaných sítí [37]

### 5.2.2 Nestrukturované sítě

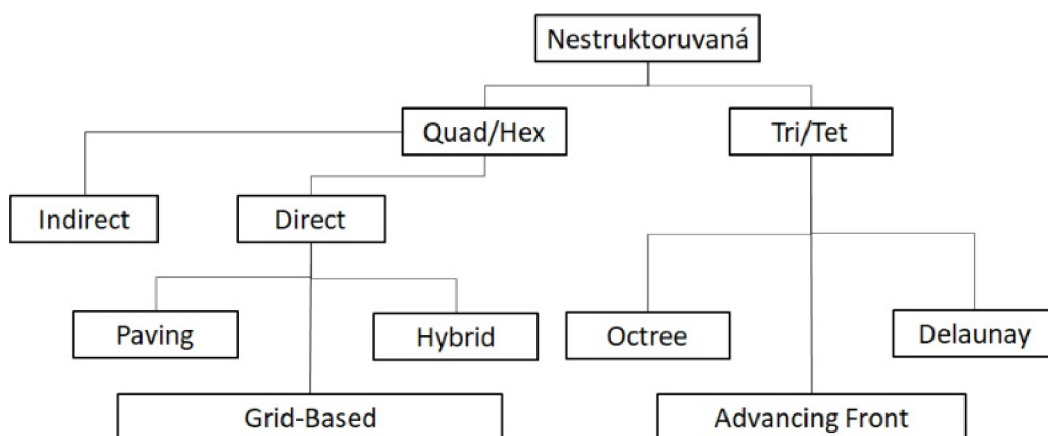
Druhým základním typem sítě využívaným pro diskretizaci domény je nestrukturovaná síť. Při tvorbě tohoto typu sítě se nejčastěji používají trojúhelníkové nebo čtyřstěnné buňky [31]. Už díky samotné stavbě použitých prvků je téměř nemožné dosáhnout rovnoměrných rozestupů ve všech směrech domény. Ačkoliv se při použití nestrukturované sítě zvedne výpočetní doba díky vyššímu počtu buněk, přináší tento typ sítě i řadu výhod, které je možné odvodit pomocí Obrázku 5.6, kde je zobrazeno porovnání strukturované sítě přizpůsobené doméně a nestrukturované sítě. Zde můžeme jednoznačně vidět, že v místě, kde je doména zahnutá, je v případě nestrukturované sítě mnohem větší hustota

prvků. Výsledkem je větší věrohodnost simulovaného proudění vůči fyzickým modelům než v případě strukturované sítě. Další výhodou je značně zvýšená flexibilita přizpůsobování buněk. Zejména u hodně zakřivených a složitých geometrií je vhodné cíleně vkládat buňky do kritických oblastí jako jsou oblasti vysokých gradientů a prudkých tlakových spádů.



Obrázek 5.6: Strukturovaná síť a), Nestruturovaná síť b) [31]

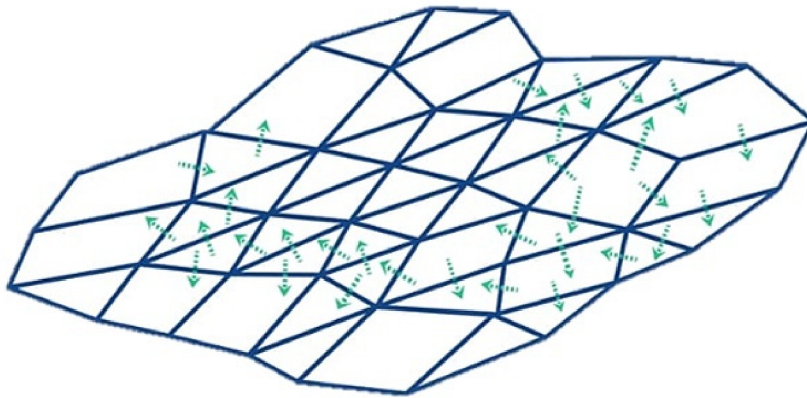
Generování nestruturovaných sítí na druhou stranu zmírňuje požadavky valenčních okrajových uzlů. Počet buněk, které se mohou stýkat v jednom uzlu, je tedy neomezený. Na základě vybraného algoritmu jsou však jiné podmínky generování sítě. Jedním z možných algoritmů je Delaunayho triangulace, jejíž příklad je zobrazený na Obrázku 5.6 b). Využívá se pro trojúhelníkové buňky a nejpodstatnější vlastností je, že opsaná kružnice každé jedné buňky musí být prázdná a nesmí obsahovat vrcholy vedlejších buněk, tzv. princip prázdného kruhu [31]. Hranice jednotlivých buněk tedy prochází pouze třemi body. Další algoritmy jsou zobrazeny na Obrázku 5.7 níže.



Obrázek 5.7: Algoritmy generování nestruturovaných sítí [37]

### 5.2.3 Finite Volume Method - FVM

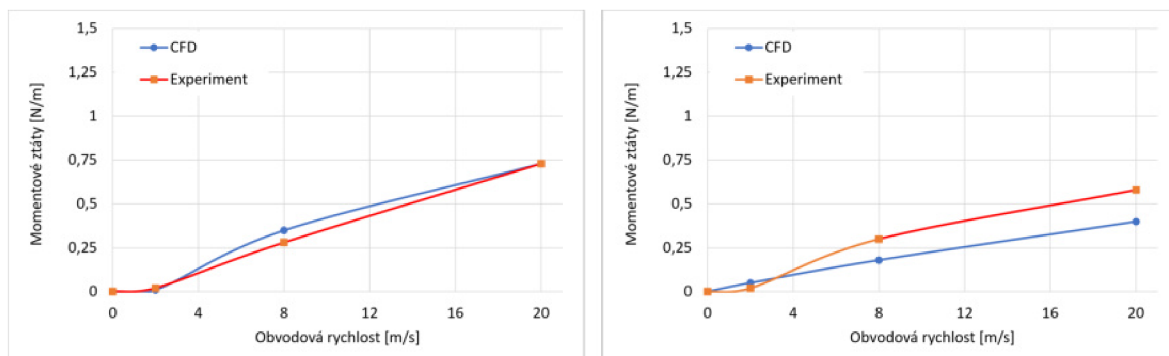
Metoda konečných objemů je jednou ze sítových metod, využívanou pro numerické simulace proudění oleje v převodových skříních. Stejně jako u Galerkinovy metody se jedná o diskretizační metodu pro aproximaci jedné parciální diferenciální rovnice nebo systému těchto rovnic. O jaké rovnice se jedná již bylo řečeno na začátku této kapitoly 5. Základní myšlenkou FVM je rozdělení jedné velké domény do menších, které slouží jako kontrolní objemy. V těchto kontrolních objemech se poté sledují změny veličin popisující tok tekutiny. V místě styčných ploch dvou nebo více takovýchto objemů dochází k výměně toku tekutin a jelikož tok, který opouští jeden kontrolní objem vstupuje do druhého tak je tento přístup velice konzervativní [39]. Tato skutečnost je velice žádaná pro problematiku proudění tekutin a na Obrázku 5.8 je tato myšlenka demonstrována.



Obrázek 5.8: Znázornění kontrolních objemů a toků mezi nimi [39]

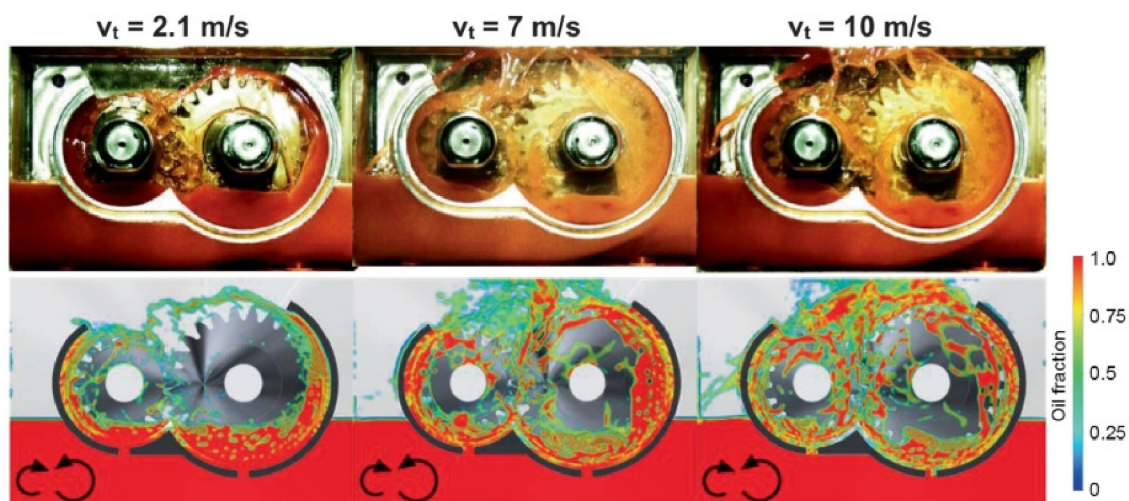
Původně byla metoda FVM navržena pro práci se strukturovanými sítěmi. V průběhu let ovšem docházelo k modifikacím a postupem času došlo k úspěšné adaptaci pro nestrukturované sítě [40]. Díky tomu se z metody FVM stal vhodný nástroj pro problematiku proudění i v případě složitých geometrií, jako jsou například převodové skříně. Další výhoda spočívá v samotné diskretizaci [40]. Na rozdíl od metody FEM (Finite Element Method), kde diskretizace nemá žádnou přímou vazbu na fyzikální interpretaci problémů, zde proces diskretizace přímo souvisí s problematikou fyziky daných výpočtů. Tato skutečnost dělá z metody FVM všestranný nástroj vhodný nejen pro proudění, ale také pro přenos tepla nebo hmoty.

Využití metody FVM je možné vidět ve studii [41], která se zabývá prouděním oleje v převodové skříně. Cílem zmíněné studie bylo přezkoumat distribuci oleje a momentové ztráty jednostupňového převodového ústrojí na zpětném testovacím zařízení FZG pro určování účinnosti. Výsledkem výzkumu bylo potvrzení metody FVM jako vhodného nástroje pro tento typ problematiky a že distribuce oleje i ztrát ze simulací se shodují s kamerovými záběry a experimentálním měřením. Zjistilo se, že největší vliv na ztráty mají otáčky, zatímco distribuci oleje nejvíce ovlivňuje hlavová kružnice. Na Obrázku 5.9 je ilustrované grafické porovnání momentových ztrát pro dvojce provozní podmínky s odlišnou teplotou oleje 90 °C a 60 °C. Je zde možné vidět, že průběh ztrát při simulacích a experimentech je podobný, při teplotě 60 °C ale dochází k nižším ztrátám, což má za následek nedostatek času pro nahrazení částic oleje při vyšších rychlostech. Výsledkem je vznik vzduchových bublin v oleji, díky kterým dochází ke snížení odporového momentu.



Obrázek 5.9: Porovnání momentových ztrát mezi CFD simulací a experimentem pro teplotu oleje 90° s hladinou 20 mm pod středovou osou soukolí (vlevo) a 60° s hladinou 21,6 mm pod středovou osou soukolí (vpravo) [41]

Studie [42] se zabývá analýzou proudění oleje jednostupňového převodového ústrojí s vodící deskou. Použitá vodící deska byla stejné šířky jako ozubená kola s radiální drážkou a dvěma dírami, které umožňují doplňování oleje k ozubeným kolům. Deska však není po celém obvodu uzavřená a nad soukolím není přítomna, což umožňuje výstup oleje z oblasti ozubených kol a je tak zaručena jeho obměna. Výsledkem je zjištění, že při pozvolném zvýšení otáček během časového intervalu dochází k proudění oleje ven z interakční zóny ozubených kol. Proud oleje směřuje přímo na vrchní část skříně a poté padá zpět do záběru zubů. Na Obrázku 5.10 je opět možné vidět porovnání výsledků simulací a experimentálního měření. Ze získaných výsledků lze předpokládat, že pro obvodové rychlosti vyšší jak  $7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  bude docházet ke kvalitnější distribuci oleje do zubového záběru a k ložiskům. Důvodem je větší množství oleje v horní části soukolí, které bude padat dolů nebo stékat po stěnách skříně. Podrobnější informace jsou uvedeny ve zmíněné studii.



Obrázek 5.10: Porovnání výsledků distribuce oleje CFD simulace (dole) a experimentu (nahore) pro rozdílné obvodové rychlosti [42]

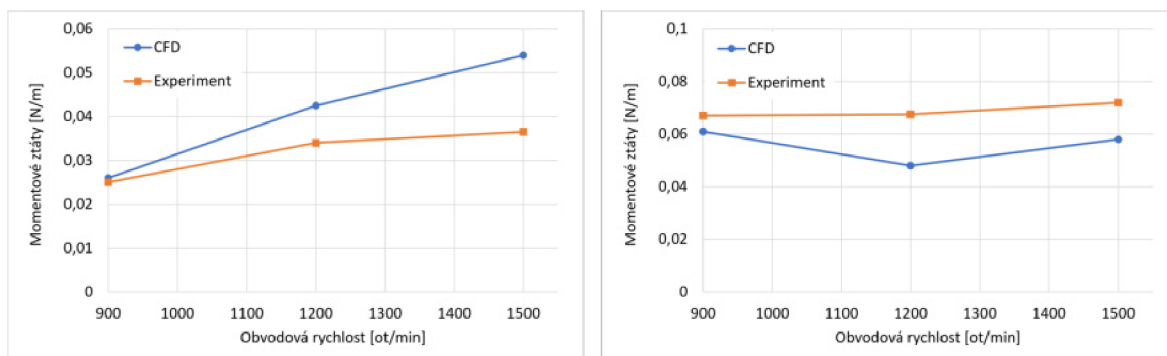
### 5.2.4 Volume of Fluid Method - VOF

Další varianta používaná při kontrole parametrů převodových ústrojí pomocí numerických výpočtů je pomocí metody VOF. Určena je pro sledování objemu při použití fixních sítí domény [43]. Sleduje se tedy změna tvaru povrchu tekutiny. Tato metoda je navržena pro problematiku dvou nemísitelných tekutin. Oblastí zájmu je tedy poloha rozhraní mezi těmito tekutinami. Hlavní myšlenka této metody spočívá v tom, že se rovnice popisující proudění zprůměrují [43]. Obdrží se tedy pouze jedna rovnice, která je sdílena mezi obě tekutiny. Objemový podíl obou tekutin je poté sledován v celém prostoru výpočetní domény. Rozhraní tekutin se v tomto případě sleduje využitím funkce fázového indikátoru  $\gamma$ . Definice tohoto indikátoru je následovná [44]:

- $\gamma = 1 \Rightarrow$  kontrolní objem obsahuje pouze 1. tekutinu
- $\gamma = 0 \Rightarrow$  kontrolní objem obsahuje pouze 2. tekutinu
- $0 < \gamma < 1 \Rightarrow$  kontrolní objem obsahuje rozhraní obou tekutin

Metoda VOF požaduje pro řešení pouze jednu proměnnou pro jednotlivé buňky sítě, pomocí kterých se dále definuje rozhraní. Pro vyhodnocení podrobnější formy sítě je nutné znát indikátor  $\gamma$ . Jelikož se VOF řadí mezi eulerovské metody, je nutné počítat proud tekutiny skrz síť [43]. Za účelem splnění této podmínky jsou zapotřebí zprůměrované vlastnosti proudu, jako je hustota a viskozita.

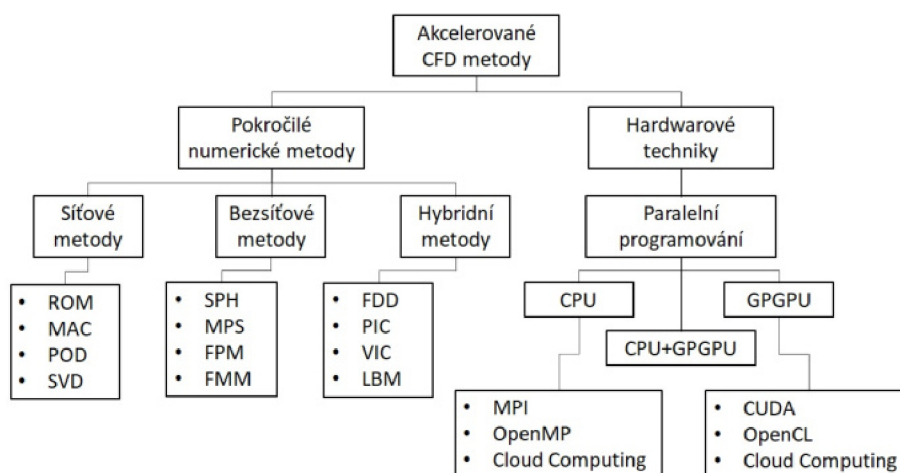
Studie [45] se zabývá mazáním převodového ústrojí helikoptéry. Cílem této práce bylo nasimulovat typické pohyby při provozu helikoptéry a jejich vliv na distribuci oleje skrz skříň k ložiskům mazacími otvory. Zkoumal se vliv změny směru, rotační rychlosti nebo zrychlování. Na závěr se výsledky simulací validovaly využitím testovacího zařízení. Díky této studii se získalo hned několik výsledků. Během změny směru je vždy větší průtok oleje v mazacích otvorech na straně změny směru díky naklonění převodového ústrojí. Při rotačním pohybu se následkem odstředivých sil olej nahromadí na vnější straně, v mazacích otvorech blíže ke středu otáčení je pak nejmenší průtok a dochází k nedostatečnému mazání ložisek. V případě zrychlování se značně zvyšuje fluktuace oleje a zvyšují se také ztráty. Na Obrázku 5.11 níže je možné vidět porovnání ztrát získaných z experimentu a ze simulací. Průběh trendu ztrát ze simulací a experimentů je téměř stejný, což potvrdilo vhodnou volbu multifázového modelu VOF. Ve vyšších otáčkách je však vidět značný rozdíl. Důvodem může být například teplota oleje, která se mění během experimentu, zatímco během simulací je konstantní.



Obrázek 5.11: Porovnání momentových ztrát experimentu ze simulací při vychýlení z polohy (vlevo) a při vratném pohybu (vpravo) [45]

## 5.3 Bezsítové metody

Přestože jsou síťové metody velmi rozšířené, určité problematiky jdou s jejich pomocí řešit velmi obtížně a v některých případech dokonce vůbec. Řešení větších a obtížnějších problémů pak zabere spoustu času. Možné řešení se nachází v užití bezsítových (částicových) CFD metod. Tyto metody jsou podskupinou tzv. akcelerovaných CFD metod [46]. Pod akcelerované metody se samozřejmě řadí více metod než jen bezsítové. Kompletní rozdělení s příklady daných metod je možné vidět na Obrázku 5.12, v této práci však budou zmíněny pouze takové metody, které je vhodné využít pro zkoumání proudění v převodovém ústrojí. Konkrétně tedy metody s názvem hydrodynamika vyhlazených částic (kapitola 5.3.2) a semi-implicitní metoda pohyblivých částic (kapitola 6.1).



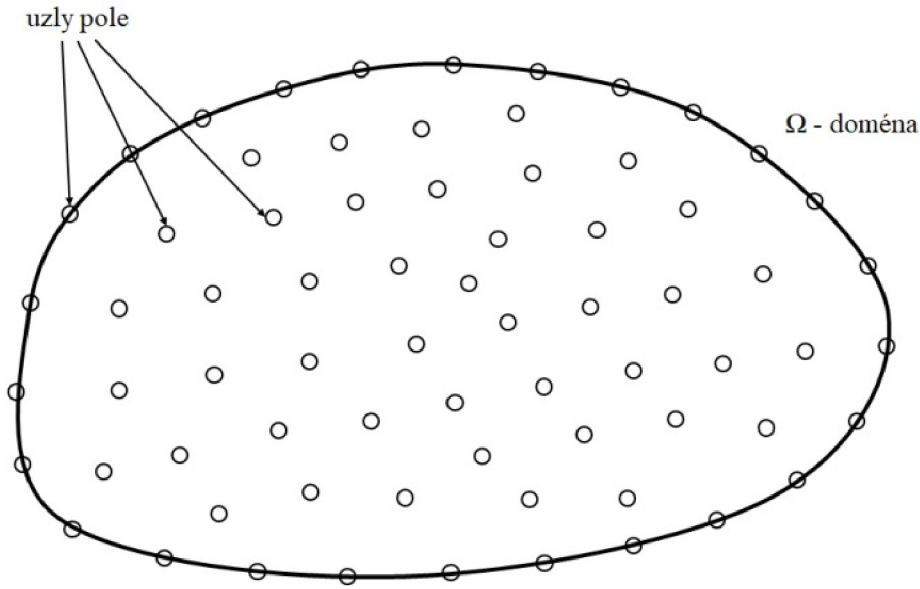
Obrázek 5.12: Rozdělení akcelerovaných CFD metod [46]

Dříve v této práci bylo řečeno, že konvenční metody typicky spoléhají na eulerovský přístup a pro diskretizaci domény využívají síť. V případě bezsítových metod se využívá lagrangeovský přístup, který pohlíží na tekutinu jako na ohromný počet částic, kde se sleduje pohyb každé jednotlivé částice v prostoru a čase [46]. Částice tekutiny nesou fyzikální vlastnosti jako jsou například rychlost, teplota, tlak a další. Tyto metody lze tedy definovat jako metody, které umožňují vytvoření diskretizovaného systému rovnic pro danou doménu bez potřeby předem definované sítě [47]. Základní kámen bezsítových metod tedy spočívá v modelování domény skrz pole uzlů bez jakékoliv informace o vztazích mezi těmito jednotlivými uzly. Pro pochopení této myšlenky je vhodné si celkový průběh rozdělit na více částí podobných, jako jsou fáze v CFD simulacích. V tomto případě jsou tyto části následovné [48]:

- zastoupení domény,
- aproximace funkce,
- tvorba systému rovnic,
- řešení globálních rovnic.

### 5.3 BEZSÍŤOVÉ METODY

Hned v první ze zmíněných částí je hlavní a nejpodstatnější rozdíl mezi síťovými a bezsítovými metodami. Doména zde není diskretizována, ale je modelována. Velmi náročný proces tvorby vhodné sítě zde není potřeba, jelikož je u těchto metod výpočetní doména tvořena samotnou geometrií řešeného modelu. Přesněji řečeno pomocí množin libovolně distribuovaných uzlů v doméně a na jejích okrajích [48]. Na Obrázku 5.13 níže je ilustrována názorná ukázka. Rozmístění jednotlivých uzlů závisí čistě na požadavcích přesnosti analýzy. Jelikož uzly nesou hodnoty fyzikálních vlastností proměnného pole (např. rychlost, hustota), často mohou být nazývány jako uzly pole.



Obrázek 5.13: Příklad reprezentace domény [48]

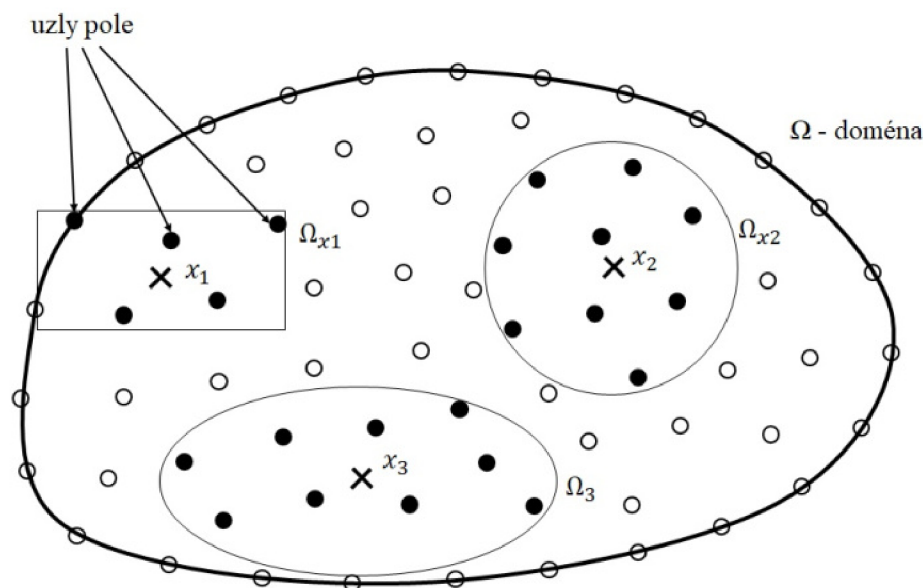
V druhém kroku je potřeba provést aproximaci funkce. Za tímto účelem jsou využity malé lokální domény v daném bodě  $\mathbf{x}$ . Funkce pole  $u$  (5.1) je poté v jakémkoliv bodě  $\mathbf{x}=(x, y)$  uvnitř hlavní domény aproximována využitím hodnot v uzlech zmíněných lokálních domén. Výsledný tvar funkce  $u$  v bodě  $\mathbf{x}$  je poté následovný [48]:

$$u(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n \Phi_i(\mathbf{x})u_i, \quad (5.1)$$

kde  $n$  je počet uzlů lokální domény v bodu  $\mathbf{x}$ ,  $u_i$  je funkce pole v  $i$ -tém uzlu a  $\Phi_i(x)$  je tvarová funkce  $i$ -tého uzlu.

Lokální domény v bodu  $\mathbf{x}$  je možné nazvat jako pomocné nebo podpůrné domény, které je možné po jejich zavedení označit  $\Omega_x$ . Velikost těchto domén se odvíjí od počtu uzlů. Kromě velikosti je také počet uzlů ovlivněn tvarem pomocných domén. Při zachování obsahu mohou různé tvary domén pojmout více či méně uzlů. Příklady možných tvarů pomocných domén je ilustrován na Obrázku 5.14 níže, nejčastěji se však dává přednost sférickým pomocným doménám.





Obrázek 5.14: Pomocné domény [48]

Dalším krokem je formulace samotného systému rovnic. Sestaven může být použitím tvarových funkcí a dále buď silnou nebo slabou formulací. Tyto rovnice jsou dále seskupeny do matic globálního systému pro doménu řešeného problému. Pro analýzy dynamických úloh se jedná o řešení diferenciálních rovnic a pro statické úlohy jsou řešeny algebraické rovnice. Jako poslední krok následuje řešení globálních rovnic, které je dáno typem rovnic (algebraické, diferenciální atd.). V případě globálních rovnic v problematice dynamiky tekutin se jedná nelineární rovnice [48].

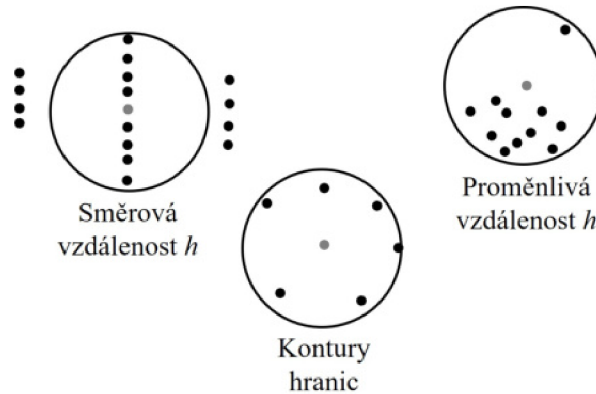
### 5.3.1 Výhody a nevýhody

Hlavní výhoda bezsítových metod je zřejmá již z názvu, není zde potřeba žádná diskretizace domény pomocí sítě. Problematika se zde řeší pomocí rozptýlených uzlů v celém prostoru řešené domény a na jejích okrajích. Jelikož uzly netvoří žádnou síť, není zde potřeba informace o jejich vzájemných vztazích. Tato skutečnost je klíčová zejména v momentě, kdy se řeší problematika pohybu volné hladiny, kde je doména teoreticky neznámá, je časově proměnlivá, může být rozdělena do více malých, nebo se naopak slučovat. V konvenčních metodách by se tento problém musel řešit například pohyblivou sítí s regenerací sítě během simulací. V těchto případech je však velmi náročné udržet síť ve spojitě formě a zamezit chybám v simulacích. Z této výhody lze poměrně jednoduše vyvodit další. Přehled výhod bezsítových metod poté může vypadat následovně:

- velká úspora času tvorby sítě,
- možnost řešit problematiku komplexních geometrií,
- vhodné pro pohyb volné hladiny,
- vhodné pro proudění dvou fází,
- vhodné pro interakce tekutina - pevná látka.

### 5.3 BEZSÍŤOVÉ METODY

Krom výhod jsou zde samozřejmě i nějaké nevýhody. Ačkoliv není potřeba síť, je stále potřeba konektivita sousedních uzlů za účelem určení aproximační funkce [49]. Hlavní nevýhody těchto metod vychází přímo z výhod síťových. Tuto nevýhodu je možné nalézt ve vzdálenosti mezi uzly  $h$ . Problematika správného použití okrajových kontur bývá problémem pro obě metody. Na Obrázku 5.15 je ukázka běžných problémů konektivity uzlů. Mohou nastat situace, kdy je nalezení konektivity uzlů stejně obtížné jako síťování, tuto skutečnost však mnoho zdrojů neuvádí [49].



Obrázek 5.15: Problematika konektivity uzlů [49]

Naskytuje se tedy možnost použití částicových metod, kde se každá částice pohybuje dle vlastní hmotnosti a vnitřních či vnějších působících sil. Nejpodstatnější vlastností těchto metod je, že není specifikována doména řešení [49]. Je definována pouze podle poloh jednotlivých částic, které zároveň obsahují sadu proměnných polí jako například hmotnost, energie, pozice atd. Výhody jsou stejné jako výše zmíněné s tím rozdílem, že zde není potřeba řešit konektivita sousedních uzlů. Nejznámější z částicových metod je metoda s názvem Hydrodynamika vyhlazených částic (Smoothed Particle Hydrodynamics Method - SPH), která bude uvedena jako následující.

#### 5.3.2 Smoothed Particle Hydrodynamics Method - SPH

Metoda hydrodynamiky vyhlazených částic se řadí mezi nejstarší částicové metody. Vynalezena byla již v roce 1977 pro simulování ne-axisymetrických jevů v astrofyzice [57]. Byla však dále hluboce studována a nakonec došlo k jejímu rozšíření na použití řešení dynamické odezvy materiálu a stejně tak na dynamiku tekutin. Je to metoda, která se využívá k získání přibližného numerického řešení rovnic dynamiky tekutin tím, že nahradí tekutinu množinou diskretních částic. K získání SPH formulace jsou zapotřebí v podstatě dva kroky: prezentace částic a částicová aproximace [50, 51]. Pro získání řešení parciálních diferenciálních rovnic (PDR) pomocí SPH v dynamice tekutin je nejprve potřeba určit doménu řešeného problému, kde jsou PDR definovány. Dále je potřeba aproximovat hodnoty proměnných polí a jejich derivací v každém bodu. Tento proces se nazývá Kerne-  
lova aproximace, která je následně aplikována na PDR, čímž vznikne systém obyčejných diferenciálních rovnic (ODR) v diskretní formě pouze s ohledem na čas. Získané ODR je poté možné řešit pomocí integrací stejně jako v konvenční metodě konečných prvků. Pro získání výše zmíněných úkolů je v SPH využito klíčových částí uvedených na následující straně [50].

1. Doména je zastoupena náhodně distribuovanými částicemi. Mezi částicemi není potřeba žádná konektivita.
2. Pro aproximaci proměnných polí je využita integrální metoda reprezentace (Kernelova aproximace).
3. Kernelova aproximace je dále aproximovaná využitím jednotlivých částic (částicová aproximace). Náhrada integrace v integrální reprezentaci funkce proměnného pole a jejich derivací za sumaci přes všechny odpovídající hodnoty nejbližších částic v lokální pomocné doméně.
4. Částicová aproximace se provádí v každém časovém kroku, použití částic tedy závisí na momentální distribuci částic.
5. Částicová aproximace je provedena pro všechny podmínky týkající se funkcí pole v PDR za účelem vytvoření systému ODR.
6. ODR jsou řešeny explicitně integračním algoritmem, aby se získal rychlý časový krok a časová historie všech proměnných polí každé částice.

Metoda vyhlazených částic se stala populární díky jejím výhodám, mezi které patří například: uživatelská přívětivost, zachování hmoty a pohybu, časová historie simulace, dobrá rozlišitelnost materiálů a mnoho dalších [51, 52, 53]. Za jejím rozšířením stojí také široké spektrum použitelnosti, do kterého se řadí mimo zmíněné problematiky velkých otevřených hladin také například simulování převodovek, přenos tepla, vodohospodářství nebo řešení newtonovských kapalin [53].

Informace zmíněné v kapitole bezsíťových metod jsou pouze hlavní znaky a principy. Další metody využívající tyto metody jsou uvedeny v kapitole 6, kde bude zmíněna semi-implicitní metoda pohyblivých částic a také v [54, 55].

Názorné použití SPH je možné nalézt ve studii [56]. Hlavním cílem této studie byly numerické simulace oleje proudícího v převodové skříni a následné porovnání vůči experimentu provedenému v Chalmersově institutu. Jelikož je možné SPH použít pro simulace dvoufázového proudění, jedním z výsledků této studie bylo porovnání tvorby vzduchových bublin, jejich velikostí a hustoty. V případě simulací byly použity dvě metody vizualizace vzduchových bublin. Jako izolované sférické částice o stejném průměru jako částice oleje a s použitím iso-povrchů pro znázornění vzduchové fáze. Je třeba zmínit, že při použití iso-povrchů, je skupina vzduchových částic uvažována jako jedna namísto shluku mnoha malých. Na základě výsledků experimentů se zjistilo, že se tvoří tři typy bublin, rozdělené podle velikosti a hustoty. Během simulací se vytvořily větší bubliny než v případě experimentu, což je možné přisuzovat použitému rozlišení, i přesto ale simulace dosáhly výborných výsledků. Mezi dalšími výsledky je znázornění rychlostního pole pro různé hladiny a obvodové rychlosti nebo tvorba rychlostního profilu, které lze vidět ve výše zmíněné studii.

# 6 Simulační software ParticleWorks

Software, pomocí kterého se budou provádět všechny uvedené simulace v této práci, byl zvolen ParticleWorks. Proti ostatním simulačním softwarům, jako je například Ansys CFX nebo Fluent, je tento software schopen kvalitně řešit i proudění kapalin s vysokým podílem částic a má tedy mnohem větší oblast využitelnosti (viz Obrázek 6.1). Tento softwarový balík CFD, založený na simulaci pohyblivých částic, metodě MPS, lze využít zejména při řešení problematiky proudění tekutin s rozsáhlými deformacemi, ke kterému dochází v převodových ústrojích. Specializuje se na analyzování volné hladiny a nestlačitelné tekutiny. S jeho pomocí lze řešit i běžné proudění, ke kterému dochází v potrubí apod. Níže je uveden přehled klíčových vlastností.

- Proudění volné hladiny a stříkání
- Jednoduché nastavení okrajových podmínek
- Řešení multifyzikálních problémů
- Podpora vícejádrových CPU a GPU
- Spojení s řešiči pro více těles (RecurDyn)
- Neneutonské viskozitní modely
- Model provzdušňování (tvorba bublin)

Jak můžeme vidět, oblast použitelnosti je tedy poměrně velká. Příklady použitelnosti tohoto softwaru jsou zobrazeny na Obrázku 6.1 níže. Velká přednost tohoto softwaru spočívá v uvažování dvoufázového proudění, ke kterému dochází právě při proudění oleje v převodové skříně. Tento faktor hrál hlavní roli při volbě simulačního softwaru. V případě, kdy dojde k separaci tekutiny do více oblastí, je automaticky uvažované dvoufázové proudění vzduchu a oleje. Druhá přednost spočívá ve využívání grafických karet jako hlavního výpočetního prostředku. Výpočty lze tedy provádět téměř na jakémkoliv zařízení za předpokladu, že je k dispozici dostatečně výkonná grafická karta. Výkonnost procesorů má samozřejmě také vliv, ale hlavní je výkonnost grafické karty. Tato skutečnost je demonstrována v Tabulce 6.1, kde je vidět porovnání dvou softwarů, ParticleWorks a Ansys CFX.



Obrázek 6.1: Oblasti využití ParticleWorks (upraveno) [58]

## 6.1 MPS teorie

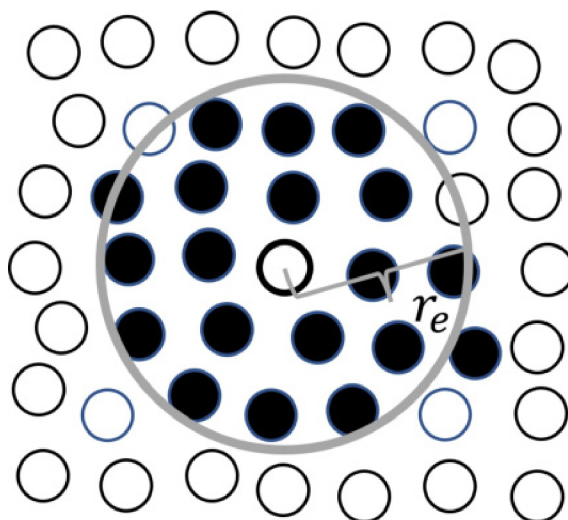
Jelikož je metoda pohyblivých částic bezsítová částicová metoda, využívá se zde diskretních elementů (částic), které nesou fyzikální vlastnosti a Navier-Stokesovy rovnice jsou formulovány pro spojité řešené oblasti [57].

### 6.1.1 Řídící rovnice

Tekutiny jsou v případě MPS modelovány jako systém vzájemně se ovlivňujících částic. Pohyb jednotlivých částic je tedy určen skrz tuto vzájemnou interakci se sousedními částicemi [57]. Pohyb viskózního proudu je pak popsán rovnicí kontinuity a N-S rovnicemi, které jsou však v tomto případě rozděleny na explicitní a implicitní část. Všechny členy rovnice jsou kromě tlaku řešeny explicitně, ten jediný je řešený implicitně [59].

### 6.1.2 Kernelova funkce

Pro správné určení pohybu částic je nutné znát jejich vzájemnou interakci. Tato interakce se určuje skrze Kernelovu funkci [57]. Její velikost určuje množství vzájemně interagujících částic. Klíčový parametr v Kernelově funkci je tzv. interakční (efektivní) rádius  $r_e$  [59]. Ten určuje oblast kolem jedné částice, ve které dochází k interakci s těmi sousedními (viz Obrázek 6.2 níže). Tyto částice jsou nazývány jako sousední částice. Rovnoměrnost a izotropie distribuovaných částic je na tomto rádiu závislá a je tedy potřeba zvolit jeho vhodnou velikost. Běžná velikost je dvou až čtyřnásobek délky původní vzdálenosti částic [59].



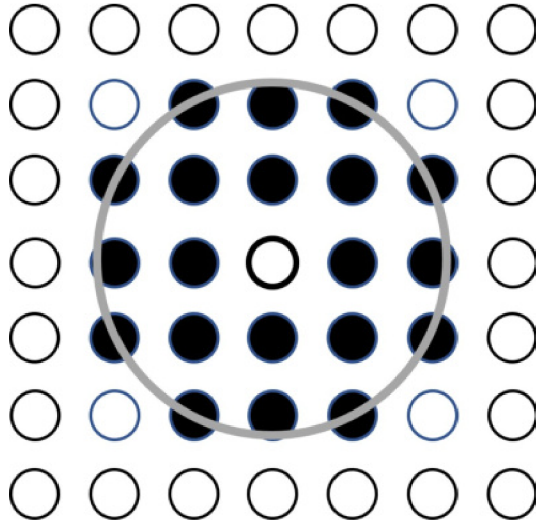
Obrázek 6.2: Efektivní rádius [59]

### 6.1.3 Hustota částic

Hustota částic je bezrozměrný parametr vyjadřující míru rozložení částic. Zároveň je to parametr potřebný pro většinu výpočtů, s kterými se MPS metoda potýká, jedná se tedy o jeden z nejdůležitějších parametrů metody MPS [59]. Hodnota je fixně daná

## 6.2 POSTUP

a v umístění částic splňuje podmínky nestlačitelné kapaliny (konstantní objem, bez vnitřního tření). Na Obrázku 6.3 níže je ilustrován příklad rozmístění částic v počátečním stavu. Hustota částic v tomto stavu se značí  $n_0$ , kdy jsou rozmístěny v ortogonálním tvaru se vzdáleností částic odpovídající počátečnímu stavu.



Obrázek 6.3: Hustota částic v počátečním stavu [59]

### 6.1.4 Výhody a nevýhody

Jelikož se jedná o částicovou metodu, výhody jsou v podstatě stejné jako u ostatních částicových metod. Pohyb látek vícefázového proudění je řešen přímo tam, kde je každý materiál popsán vlastními částicemi. Z toho vychází další výhoda, kterou je možnost uvažování oddělených kapek kapalin nebo fragmentů pevných látek a jelikož výpočty pohybu látek probíhají pouze tam, kde je přítomný materiál, je také možné uvažovat složité jevy, které odlišnými metodami nelze spočítat [60]. Dále, díky částečně implicitním výpočtům tlakových členů metoda MPS disponuje proti SPH velkou výhodou ve schopnosti řešit nestlačitelné proudění. Díky této vlastnosti je možné řešit rovnice bez snížení časového kroku na nulovou hodnotu [60].

Nejedná se však o dokonalou metodu jen s výhodami a samozřejmě jsou zde i nevýhody. Hlavní se nachází v počítání derivátů, které není moc přesné pro nehomogenní distribuci částic. Potlačit tuto nevýhodu je možné homogenním rozložením částic v uvažované doméně, nebo alespoň plynulými přechody, čímž lze obdržet přijatelné výsledky [60].

## 6.2 Postup

Uživatelské prostředí (GUI) je v programu ParticleWorks poměrně intuitivní. Pro lepší pochopení je však možné GUI rozdělit na dvě pomyslné části. Na zobrazovací část, kde je možné pracovat s modelem či sledovat průběh samotné simulace, a poté její animace a na část, ve které se provádí pre-processing či post-processing. V obou těchto částech je spousta parametrů k nastavení, proto zde budou uvedeny pouze hlavní funkce, které jsou nutné pro nastavení každého výpočetního modelu.

### 6.2.1 Pre-processing

Nejdůležitější částí pre-processoru je definice pohybů uvažovaných těles a definice materiálů. Požadovaných pohybů lze docílit více způsoby, na základě uvažovaného modelu a jeho částí je možné pohyby nastavit jako rotační nebo na pomoci polohy (posuvný pohyb) v jednotlivých osách. Definovat rotační pohyb je možné pomocí otáček nebo úhlové rychlosti v daném čase. Konkrétně definice rotačních pohybů bude použita i v této práci. V momentě, kdy se pohyb určuje na základě polohy je možné zvolit definici polohy nebo zrychlení komponenty v určitém čase. Existuje také alternativní řešení, kdy se pro definici dynamických parametrů využije software Recurdyn a zbylé definice výpočetního modelu se provádějí v softwaru ParticleWorks. Tento způsob se využívá pro problematiku s pohyby pružných těles, jako jsou například řetězy, lana apod. U modelu uvažovaného v této práci vyhovoval požadavkům na definici pohybu ParticleWorks.

Mimo definici pohybů je důležité správně definovat materiál komponentů a požadovaných tekutin. Právě definice tekutiny, hlavně velikost zastupujících částic, je nesmírně důležitá, jelikož je na ní závislý výpočetní čas a přesnost obdržných výsledků. Čím menší částice budou, tím se samozřejmě více přiblíží skutečné tekutině, ale také dojde ke zvýšení výpočetního času. Je tedy vždy nutné této části věnovat určité množství času a zvolit správnou velikost částic.

### 6.2.2 Processing

Jakmile je hotová část pre-processoru, je potřeba nastavit řešič. Je nutné nastavit náležitosti, kterými se docílí získání korektních výsledků. Mezi nejdůležitější patří například nastavení způsobu výpočtu tlaku, viskozity, povrchového napětí nebo délky časového kroku a celkové simulace. Správná volba časového kroku a doba trvání simulace má značný vliv na celkovou výpočetní dobu a korektnost výsledků. Další nastavení se odvíjí od charakteru řešeného problému. Dle potřeby je možné zapnout nebo vypnout uvažování turbulentního proudění, přenosu tepla, nastavení požadovaných výstupních dat atd.

### 6.2.3 Post-processing

V post-processorové část, je velké množství funkcí, jejichž použití se odvíjí zejména od uvažované problematiky a požadovaných výstupů. V této práci se nejčastěji budou používat funkce spojené se zjišťováním dat v průběhu simulace, ze kterých se následně budou tvořit grafy. Tyto data se získají pomocí určených regionů, ve kterých se bude zjišťovat převážně rychlost a počet částic tekutiny. Zároveň je zde na výběr z řady funkcí na tvorbu doplňujícího obrazového materiálu. Tím jsou myšleny zejména obrázky, které slouží pro lepší pochopení problematiky. V některých případech je vhodné použít podpůrné materiály ve videoformátu. Využití externích softwarů může mít za následek zhoršení kvality a zkrácení výsledků, omezit tento jev je možné pomocí vhodných funkcí programu.

## 6.3 Realizované výzkumy

Za účelem představení relativně širokého rozsahu použitelnosti oproti konvenčním eulerovským metodám, budou následující řádky využity pro ukázkou realizovaných CFD simulací. Budou zde demonstrována použití jak pro simulace s malými výpočetními doménami v řádu centimetrů, tak i pro simulace s velkými výpočetními doménami o velikosti několika metrů.

První zmíněná studie [61] se zabývá analýzou mazání tichého řetězového pohonu vstřikováním oleje. ParticleWorks zde byl využit v kombinaci se softwarem RecurDyn, který slouží pro simulování dynamiky těles. S využitím celkem devíti modelů byl zkoumán vliv rychlosti řetězového kola, množství vstřikovaného oleje a jeho vlastnosti (zejména viskozita) nebo úhel, pod kterým je nakloněna tryska dodávající olej do kontaktu řetězu a kola. Hlavním výsledkem bylo zjištění, že se zvyšující se rychlostí řetězového kola je potřeba vstřikovat více oleje, jelikož díky vyšším rychlostem dochází k odražení oleje od řetězu. Je-li však použit olej s vyšší viskozitou, množství takto odraženého se značně sníží.

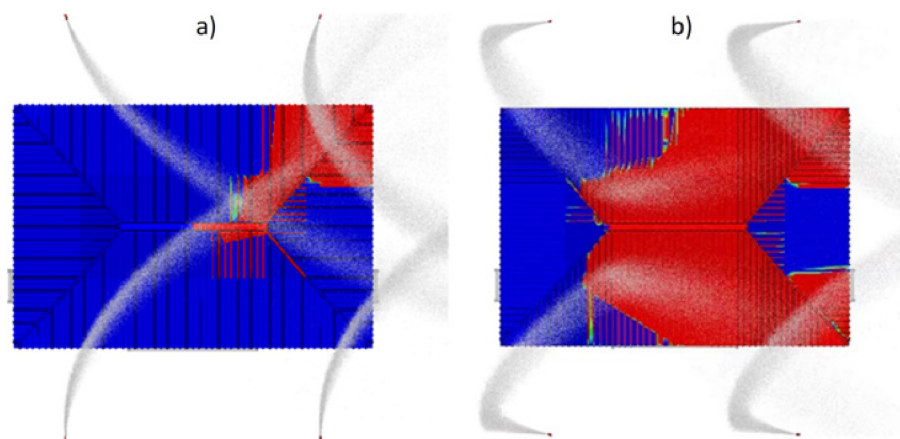
CFD studie [62] se zabývá simulacemi kola Peltonovy turbíny. Cílem bylo provést simulace s využitím Ansysu CFX a ParticleWorks a jejich následné porovnání. Respektive porovnání eulerovské a lagrangeovské (MPS) metody. Aby bylo možné provést analýzu pomocí eulerovské metody bylo potřeba zavést určité předpoklady. Geometrie byla redukována pomocí funkce symetrie a počtu analyzovaných lopatek na čtyři. V případě lagrangeovské metody byla použita kompletní geometrie bez úpravy. Obdržené výsledky se příliš nelišily, pomocí MPS metody se však získalo mnohem více informací. V Tabulce 6.1 níže je shrnuté porovnání obou metod, včetně výpočetního času a použitého hardwaru.

Tabulka 6.1: Porovnání eulerovské a lagrangeovské metody [62]

	<b>Ansys CFX</b>	<b>ParticleWorks</b>
Pre/Post processing	3 dny/4 hod	2 hod/1 hod
Výpočetní čas	70 hod	2 hod
Simulovaná rotace	138°	225°
Geometrie	4 lopatky	Kompletní turbína
Kompletní simulace kola	Nemožná	Možná
Počet buněk/částic	16 mil	4 mil
Hardware	12CPU	1CPU+1GPU
Účinnost modelu vs. vypočítaná	0,22 %	0,27 %

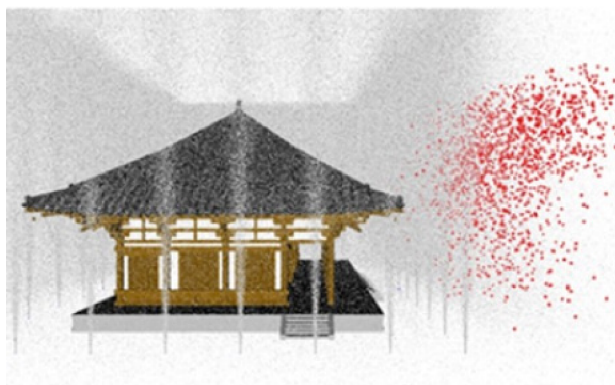
V poslední uvedené práci [63] je předvedeno použití MPS metody pro velké výpočetní domény. Jsou zde demonstrovány simulace hasicího vybavení pro ochranu historických budov pomocí vodní vypouštěcí pistole, kropicího zařízení a hasicího dronu. V případě vypouštěcí pistole bylo porovnáváno hašení v bezvětrí a při špatných povětrnostních podmínkách, přičemž byly simulovány dva typy pistole, statická a otočná, viz Obrázek 6.4. Na základě kontur zobrazujících množství vody na střeše při větru o rychlosti  $25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  se zjistilo, že při otočení vodní pistole o  $60^\circ$  proti směru větru dochází ke smáčení střechy o pětinašobné ploše než při využití statické pistole.





Obrázek 6.4: Porovnání účinnosti statických a) a otočných b) trysek při větru o rychlosti  $25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  [63]

Kropicí zařízení (viz Obrázek 6.5) bylo v tomto případě jako preventivní zařízení. Byla zde zkoumána účinnost vzniklé vodní clony v situaci, kdy měla zabránit polétavé suti z ne-dalekého ohně vlétnout do nepoškozené budovy. Uvažované trysky zaručující potřebnou hustotu vodní clony měly průměr 100 milimetrů a každá měla definovaný průtok  $0,2 \text{ m}^3\cdot\text{s}$ . Díky metodě MPS používané v softwaru ParticleWorks bylo možné ověřit potřebný průtok trysek, který zaručí ochranu budov před vznícením. Na ilustrovaném Obrázku 6.5 je také vidět použitelnost na problematice s výpočetní doménou v řádech metrů a zároveň schopnost uvažování pevných pohyblivých fragmentů.



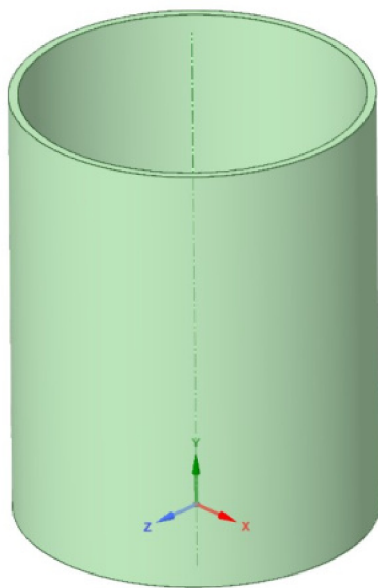
Obrázek 6.5: Preventivní metoda vodní clony zabraňující polétavé suti dosáhnout budovy [63]

# 7 Rotační nádrž

Hlavní částí této práce jsou numerické simulace, před provedením simulací dvoustupňové vlakové převodovky budou uvedeny krátké rozborové práce různorodých převodových ústrojí nebo rotaci nádrže. Tyto simulace budou sloužit k ověření vhodnosti použitého softwaru, jeho přesnosti vzhledem k analytickým výsledkům a také seznámení se se softwarem a nabytí potřebných zkušeností. První uvedenou simulací, je simulace rotující nádrže s vodou. Bude se zde zkoumat vývoj hladiny na základě zvyšující se obvodové rychlosti nádrže. Obdržené výsledky poté prezentovány příslušnou formou a porovnání s výsledky získanými analytickými výpočty.

## 7.1 Geometrie

Ještě než se začalo pracovat v simulačním softwaru, bylo potřeba zvolit a poté vytvořit vhodnou geometrii. Jelikož se výsledky simulací budou porovnávat s analytickými výpočty, nebylo nutné dodržet žádné požadované rozměry. Byl tedy vytvořen malý model rotační nádrže o vnitřním průměru 38 mm a výšce 50 mm (viz Obrázek 7.1). Díky této velikosti modelu se dosáhlo značné úspory času, přičemž nedošlo ke zhoršení přesnosti výsledků. Jako modelovací program byl zvolen Ansys SpaceClaim 2022 R2. Ačkoliv software ParticleWorks podporuje více formátů, model rotační nádrže byl vyexportován ve formátu .STL. Hlavní předností tohoto formátu je jeho malá velikost, proto byl zvolen také při exportování všech modelů použitých v této práci.

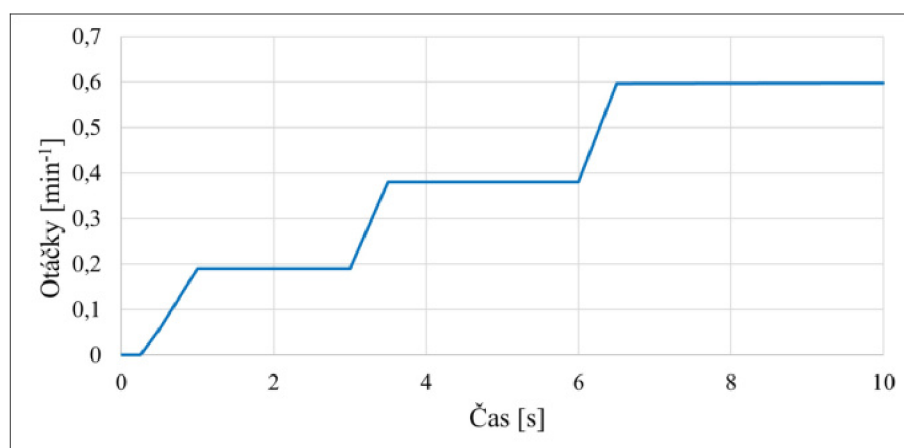


Obrázek 7.1: Model rotační nádrže

## 7.2 Nastavení simulace

Jako další bylo potřeba provést správné nastavení okrajových a počátečních podmínek. Nejprve se tedy nahrál model a následně se definovaly požadované materiály. Zapotřebí byly dva. První vytvořený materiál se přiřadil nádrži. Jelikož se zde sledoval pouze vývoj hladiny a veličin s ním spojených, tepelné vlastnosti se určily jako adiabatické a materiál se zvolil jako pevné skupenství, čímž se určila výpočetní doména. Dále se vytvořil materiál, který zastupoval sledované médium. Na rozdíl definice materiálu nádrže zde bylo nutné nastavit více vlastností. Pro tyto simulace se jako sledované médium zvolila voda. Definovány byly tři vlastnosti zásadně ovlivňující chování tekutin, hustota  $997 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , kinematická viskozita  $1,06\cdot 10^{-6} \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$  a koeficient povrchového tření mezi dvěma prostředími (voda a vzduch)  $0,071 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ .

Po definování potřebných materiálů bylo dále nutné nastavit parametry určující přesnost výsledků a výpočetní čas (velikost částic, množství tekutiny a pohyb nádrží). Při určování pohybů nádrže (jejích otáček) bylo snahou obdržet dostatek dat a zároveň minimalizovat výpočetní čas, zvolila se tedy časová rampa, která je zobrazena graficky na Obrázku 7.2 níže. Lze si všimnout, že jsou zde tři úseky, kde dochází ke zvýšení otáček a tři úseky, kde jsou otáčky nádrže konstantní.

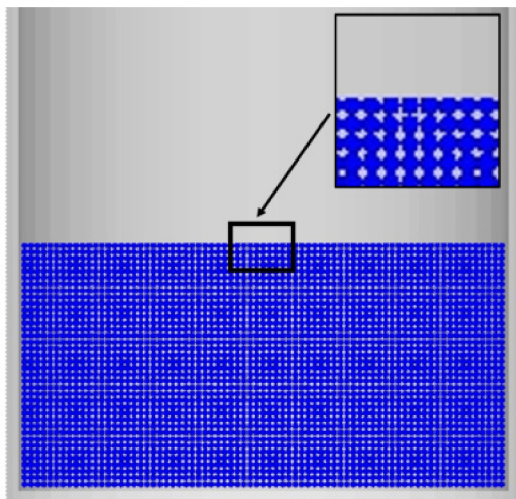


Obrázek 7.2: Náběh otáček

Dále následovala volba velikosti částic. I zde se provedlo více iterací. První simulace se provedla s částicemi o velikosti 3 mm. Při této velikosti je poměr velikosti částice k velikosti nádrže poměrně malý, průměr nádrže by se vyplnil pouze 12 částicemi. Tato iterace se použila jako počáteční bod, od kterého se dále velikost částice snižovala. Následovalo několik iterací a konečnou velikostí bylo 0,5 mm. S menší velikostí by byly obdrženy výsledky přesnější, výsledkem by však byl značný nárůst výpočetního času. Byla tedy provedena řada iterací se zvolenou velikostí částic a s různými výškami hladin. Konečná výška hladiny se zvolila 20 mm (viz Obrázek 7.3), čímž se zaručilo, že při zvolené rampě otáček nedojde k přesunu částic mimo výpočetní doménu a konečný počet byl 168017 částic. Po použití rovnice 7.1 se celkový objem kapaliny rovná 0,02 litru.

$$V = N_{particle} \cdot l_{particle}^3, \quad (7.1)$$

kde  $V$  [l] je objem tekutiny,  $N_{particle}$  [-] je počet částic a  $l_{particle}$  [dm] je velikost částic.



Obrázek 7.3: Počáteční výška hladiny a velikost částic

Nakonec bylo nutné nastavit samotný řešič. Zde se nastavovalo, jakým způsobem se budou dané veličiny a fyzikální vlastnosti vypočítávat, a které se budou uvažovat. V této, stejně jako v následujících simulacích, se nastavoval způsob výpočtu tlaku, viskozity a povrchového napětí. Pro tlak se nastavil implicitní způsob výpočtu, hodnoty se tedy určují na základě hodnot v aktuálním a předchozím časovém kroku. Viskozita se počítala explicitně, tedy pouze na základě předchozích hodnot. Výpočet povrchového napětí se zvolil jako potenciální, čímž se zaručí, že se pro jeho výpočet bude uvažovat více uzlů tekutiny [59]. V závislosti na problematice a její povaze je v případě potřeby možné zapnout dodatečné modely a sledovat tak více parametrů. Mezi tyto modely patří například model turbulence, termální model atd. Jako poslední bylo nutné nastavit časové parametry simulace. Celková doba simulace se odvíjí čistě na základě požadavků výpočtáře. Stejně tak to platí i pro časový interval výstupních dat. Touto hodnotou se nastaví jemnost časového kroku výstupních dat a tím i množství získaných dat. Výpočetní čas to však neovlivní. Ten ovlivňuje počáteční časový krok. V této práci, jelikož se bude jednat o rotační pohyby těles, se jeho hodnota vždy odvíjí od obvodové rychlosti těles a velikosti částic. Vzorec pro výpočet časového kroku vychází z rovnice pro Courantovo číslo [59]. Courantovo číslo udává rychlost, jakou se šíří daná informace vzhledem k časové a prostorové diskretizaci. Použitím upravené rovnice ve tvaru 7.2 a doporučené hodnoty Courantova čísla 0,2 se získal výsledný časový krok pro simulace 0,0001 s.

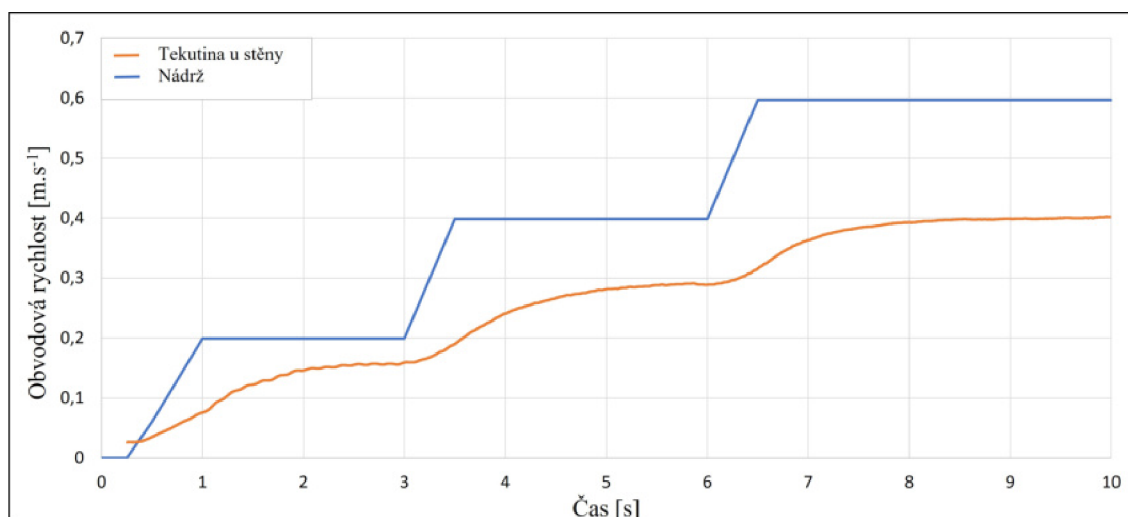
$$\Delta t_{init} = C \cdot \frac{l_{particle}}{u_{max}}, \quad (7.2)$$

kde  $\Delta t_{init}$  [s] je počáteční časový krok,  $C$  [-] je Courantovo číslo,  $l_{particle}$  [m] je velikost částic a  $u_{max}$  [m·s<sup>-1</sup>] je maximální rychlost v doméně.

## 7.3 Vyhodnocení

### 7.3.1 Rychlostní pole

Za účelem obdržení klíčových výsledků potřebné pro další vyhodnocení bylo nutné znát rychlost tekutiny v daném čase. Bylo tedy zapotřebí zjistit rychlostní pole tekutiny v bezprostřední blízkosti stěny nádrže. Toto pole je možné vidět na grafu, na Obrázku 7.4 níže, zkonstruovaném na základě získaných hodnot ze simulace, kde je zobrazen vývoj rychlostního pole v závislosti na čase. Můžeme si zde všimnout jistého trendu, kdy se v oblasti zvýšení rychlosti tvoří opačný profil tvaru křivky než v oblasti s konstantní rychlostí. Lze tedy předpokládat, že kdyby se použil zvolený kaskádovitý průběh rychlosti na delší dobu trvání simulace, tento trend by se opakoval. Naopak v případě menších skokových změn by se křivka změny rychlosti tekutiny vyhladila a blížila by se lineárnímu průběhu a v případě konstantních otáček by se rychlost tekutiny ustálila a dosáhla 75% rychlosti nádrže, viz Tabulka 7.1. Průběh obvodové rychlosti je totožný jako na Obrázku 7.2. Průběh obvodové rychlosti tekutiny je získaný zprůměrováním hodnot v jednotlivých časových krocích ve vzdálenosti dvou milimetrů od stěny nádrže a v celé výšce tekutiny. Tento způsob vyobrazení byl zvolen na základě velkého počtu hodnot, které díky časticím zastupujícím tekutinu obsahují drobné odchylky.



Obrázek 7.4: Změna obvodové rychlosti nádrže a tekutiny u stěny v čase

V Tabulce 7.1 je možné vidět poměr rychlostí. Tímto se potvrzuje výše zmíněný trend. V místě, kdy došlo ke zvyšování otáček nádrže, dosahuje rychlost vody zhruba pouhých 50 % rychlosti nádrže. V oblasti 0,5 s před zvýšením a v intervalu 8-10 s však došlo k ustálení rychlosti tekutiny vždy na hodnotě téměř 75 %. Lze tedy předpokládat, že při konstantní rychlosti nádrže bude rychlost tekutiny vždy o 25 % menší než rychlost nádrže a že výsledky z těchto oblastí budou nejpřesnější.

Tabulka 7.1: Procentuální porovnání obvodových rychlostí nádrže a tekutiny u stěny v daném čase

Čas	1 s	3 s	3,5 s	6 s	6,5 s	10 s
Míra	42 %	78 %	50 %	73 %	52 %	68 %

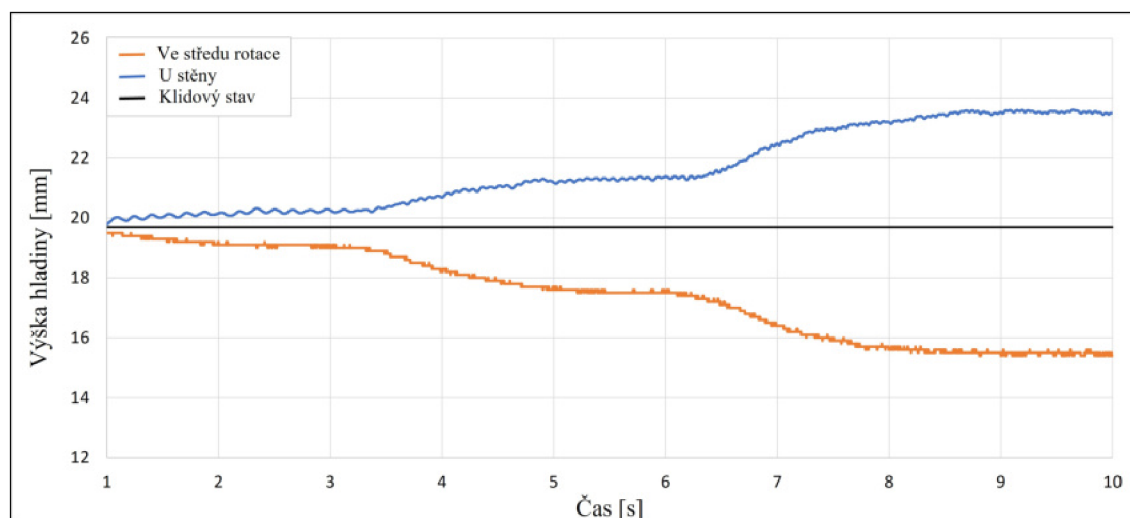
### 7.3.2 Vývoj hladiny

Obrázek 7.5 vyobrazuje graf změny výšky hladiny průběhu simulace. Skládá se celkem ze tří křivek. Z průběhu vývoje spodní (ve středu rotace) a horní (u stěny) hladiny, třetí představuje konstantní hladinu v klidovém stavu. Na základě teorie víme, že hladina při rotaci nádrže tvoří tvar paraboloidu. S využitím rovnice 7.3 víme, že výška paraboloidu by se měla dělit na dvě stejně velké části právě ve výšce klidového stavu hladiny.

$$H_p = \frac{R^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot g} = 2(h_{p1} - h_{p2}), \quad (7.3)$$

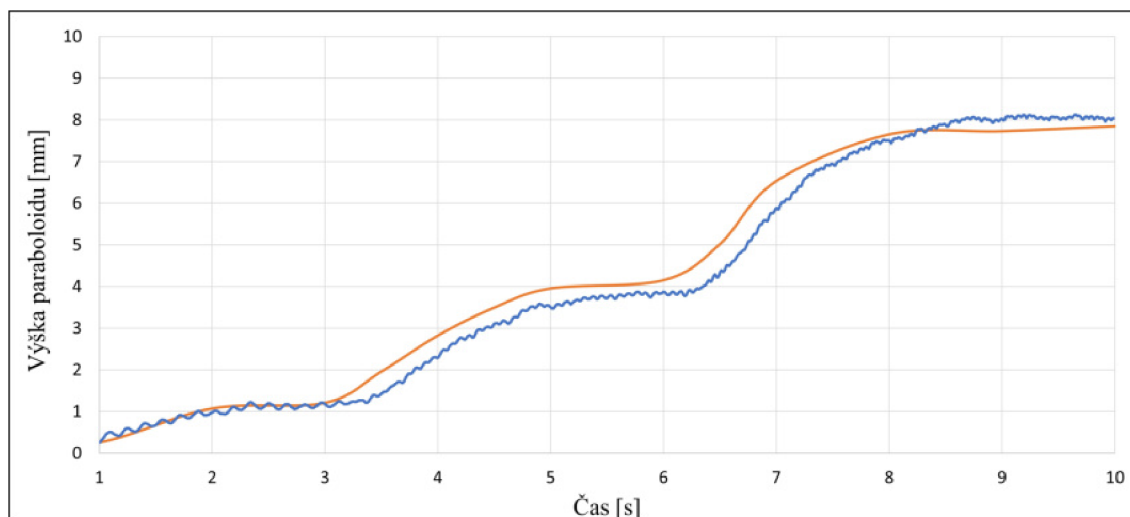
kde  $H_p$  [m] je výška paraboloidu,  $R$  [m] je poloměr nádrže,  $\omega$  [rad·s<sup>-1</sup>] je úhlová rychlost nádrže a  $g$  [m·s<sup>-2</sup>] je gravitační zrychlení,  $h_{p1}$  [m] je výška horní hladiny a  $h_{p2}$  [m] je výška hladiny v klidovém stavu.

Z průběhu křivek hladin je možné vidět, že se v tomto případě simulace od teorie příliš neliší. Obě křivky mají vzhledem k jejich charakteru téměř totožný průběh a vůči klidovému stavu hladiny se navzájem zrcadlí. Nicméně budeme-li se blíže soustředit na vzdálenost křivek od klidového stavu hladiny, můžeme si povšimnout, že plocha ke křivce spodní hladiny je mírně větší. Provedla se tedy analýza těchto dvou půlek. Pomocí obdržených výsledků se zjistilo, že k největším odchýlkám dochází v úseku 4-7 s. V průměru se větší část paraboloidu nachází pod počáteční hladinou o 7-8 %.



Obrázek 7.5: Změna výšky dolní a horní hladiny v čase

Obrázek 7.6 níže zobrazuje grafický průběh změny výšky paraboloidu v závislosti na čase. Přesněji řečeno obsahuje porovnání výsledků získaných simulacemi a analytických výsledků získaných pomocí hodnot z grafu na Obrázku 7.4 a rovnice 7.3. V oblasti 1-3 s jsou analytické a CFD výsledky téměř identické, je zde vidět pouze mírná fluktuaace vlivem tvorby vln na hladině. Od 3 s se už objevují mírné odchylky, maximálně však dosahují 0,2 s. V oblasti od 8 s však opět dochází ke zmenšení odchylky a k většímu sjednocení výsledků.



Obrázek 7.6: Změna výšky vzniklého paraboloidu na hladině v čase

Předchozí tvrzení o přesnosti výsledků simulací rotující nádrže zmíněné dříve v této kapitole je možné potvrdit na následujících řádcích. Již na základě průběhu grafu se největší odchylky objevují v oblasti 3-8 s. Ke stejnému trendu dochází i v předchozích grafech. V tomto případě se však na rozdíl od předchozí analýzy porovnávaly výsledky získané pomocí CFD a analytické. Obdržené výsledky je možné vidět v Tabulce 7.2. Nejvyšší odchylka je opravdu vždy v místě oblasti zvýšení otáček, tedy v čase 3,5 a 6,5 s. Naopak v místech před zvýšením otáček získané výsledky téměř identické a začalo docházet k ustálenému stavu. Výsledky simulací jsou tedy velmi přesné s pouze 4% rozdílem v celkové výšce paraboloidu proti analytickým výpočtům. Na základě průběhů v grafu se však předpokládá, že tato odchylka je způsobena prodlevou, kdy při simulované rotaci určitou dobu trvá, než se projeví vliv vyšší rychlosti. Vývoj hladiny je tedy téměř identický pouze zpožděný o zmíněné 0,2 s. K tomuto jevu by s velkou pravděpodobností docházelo i při reálných experimentech, zatímco při analytickém řešení se změna uvažuje okamžitá. Lze tedy předpokládat, že při pozvolnějším náběhu otáček by se docílilo snížení těchto odchylek na podobné hodnoty a při konstantních otáčkách, by se minimalizovaly úplně. Jak lze vidět v grafu, na konci simulace se simulovaná a vypočítaná výška paraboloidu téměř sjednotila a odchylka zde byla pouze 3 %, průběh tedy napovídá, že při delším úseku s konstantní rychlostí bude docházet k úplnému sjednocení výsledků.

Tabulka 7.2: Procentuální porovnání výšky paraboloidu v daném čase

Čas	1 s	3 s	3,5 s	6 s	6,5 s	10 s
Odchylka	6 %	1 %	12 %	4 %	17 %	3 %

# 8 Planetová převodovka

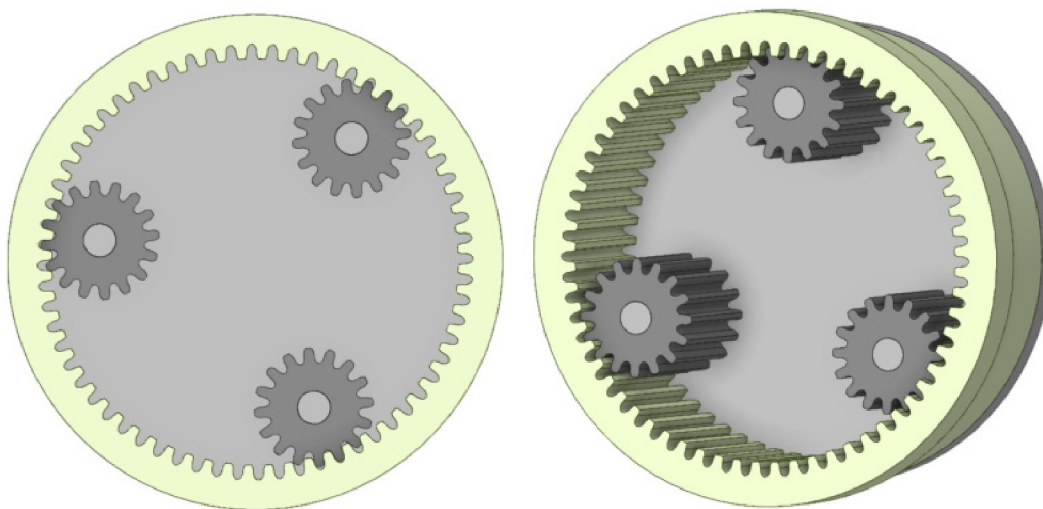
Planetové převodovky lze považovat za zařízení, které mají velmi široké pole působnosti. Mohou se najít například v automobilovém průmyslu jako součást převodových ústrojí v kombinaci s hydrodynamickým měničem. Mezi další oblasti, kde je možné planetové převod použít, patří systémy a stroje sloužící pro automatizace, pohon větrných turbín atd. Důvodem použitelnosti těchto převodovek jsou její vlastnosti. Dokáží přenést velké kroučící momenty, mají vysokou spolehlivost a velmi dobrou účinnost s nízkými ztrátami. Skládají se celkem ze čtyř hlavních částí: korunového kola, centrálního kola, unašeče a satelitů. Charakteristické jsou i svým způsobem práce. Proti klasickým dvouhřídelovým nebo tříhřídelovým převodovkám jsou velmi malé. Většinou je jich více za sebou a vzájemnými kombinacemi zastavování jednotlivých částí tvoří převodové stupně.

Díky svému specifickému designu, způsobu práce a tudíž kinematice, je zde zcela odlišná distribuce než v případě klasických převodovek. Navíc dosahují vysokých měrných výkonů a je tedy potřeba zaručit správnou distribuci oleje skrze pracovní prostor a efektivní odvod tepla. Znalost distribuce a přívodu oleje do potřebných oblastí (ložiska, záběr zubů atd.) je velmi důležitá.

## 8.1 Zkoumaný objekt a provozní podmínky

### 8.1.1 Geometrie

Zkoumaný objekt pro nadcházející simulace je model planetové převodovky, který se skládá z korunového kola a unašeče osazeného třemi satelity. Tento model, který je vyobrazený na Obrázku 8.1 níže, se získal z portálu GrabCad [64]. Před simulacemi bylo nejprve potřeba zvolený model doplnit o víko pracovního prostoru, které zaručilo, že během simulací olej zůstane v pracovní oblasti soukolí. Na zmíněném Obrázku 8.1 však toto víko z důvodu viditelnosti není zobrazeno. V Tabulce 8.1 na následující straně je možné nalézt parametry ozubeného soukolí potřebné pro další kroky.



Obrázek 8.1: Model planetové převodovky [64]



Tabulka 8.1: Parametry použitého ozubeného soukolí

Parametr	Satelity	Korunové kolo
Modul [mm]	4,5	
Počet zubů [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]	16	65
Šířka ozubení [ $\text{mm}^{-2}\cdot\text{s}$ ]	86	103
Roztečná kružnice [mm]	72	292,5
Rozteč unašeče [mm]	95	
Úhel sklonu zubu [°]	0	

### 8.1.2 Mazivo

Výzkum distribuce oleje se provedl s použitím oleje na minerální bázi FVA3 (ISO VG 100) jako pracovním médiem. Tento olej byl považován jako referenční, který byl dále porovnáván s dalšími dvěma oleji, mezi kterými se poté porovnával vliv viskozity oleje na jeho distribuci v pracovním prostoru při různých provozních podmínkách. Jako porovnávací se zvolily oleje FVA2 a FVA4 jejichž parametry jsou, stejně jako oleje FVA3, uvedeny v Tabulce 8.2 níže.

Tabulka 8.2: Zkoumané oleje

	FVA2	FVA3	FVA4
ISO VG [-]	32	100	460
Hustota [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]	855	864	822
Kinematická viskozita [ $\text{mm}^{-2}\cdot\text{s}$ ]	32	95	480

### 8.1.3 Provozní podmínky

Zvolená planetová převodovka využívá mechanismu mazání rozstříkem (viz kapitola 3.1). Účinnost mazání byla zkoumána ve dvou provozních režimech. Celkem se tedy prováděl výzkum šesti provozních podmínek, jejichž přehled je uveden v Tabulce 8.3. Hlavním bodem zájmu je zde viskozita oleje a její vliv na distribuci při odlišných provozních rychlostech. V obou režimech byla stejná ponorná hloubka kola  $3\cdot m_n$  (viz Obrázek 8.2). Uvažované rychlosti unašeče byly  $1\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  (režim 1) a  $2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  (režim 2) při otáčení po směru hodinových ručiček. Výpočet otáček a satelitů potřebný pro definování okrajových podmínek se provedl pomocí Willisovy základní rychlostní rovnice pro planetové převodovky [65].

$$n_S + (i_o - 1) \cdot n_T - i_o \cdot n_H = 0, \quad (8.1)$$

kde  $n_S$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky satelitů,  $n_T$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky unašeče,  $n_H$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky korunového kola a  $i_o$  [-] je stacionární převodový poměr.

Zvolená maziva zajistila širokou škálu viskózních vlastností s minimálními změnami v hustotě a pro zjednodušení náročnosti výpočtu se zvolila konstantní teplota oleje  $40^\circ\text{C}$ .

Tabulka 8.3: Provozní podmínky planetové převodovky

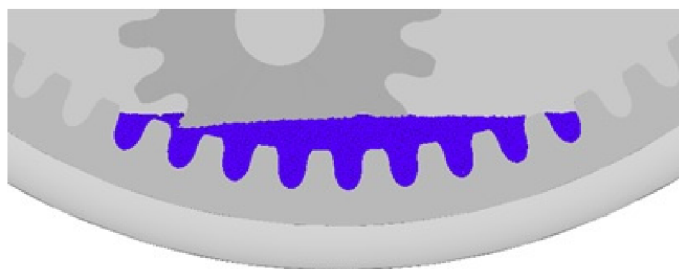
Ponorná výška [m]	Olej	Otáčky satelitů [ $\text{min}^{-1}$ ]	Otáčky unašeče [ $\text{min}^{-1}$ ]	Rychlost satelitů [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]
$3\cdot m_n$	FVA2	300	98	1
$3\cdot m_n$	FVA2	600	196	2
$3\cdot m_n$	FVA3	300	98	1
$3\cdot m_n$	FVA3	600	196	2
$3\cdot m_n$	FVA4	300	98	1
$3\cdot m_n$	FVA4	600	196	2

## 8.2 Nastavení simulace

Nastavení simulace probíhalo velmi podobně jako v předchozí kapitole, postup byl stejný, ale počet definovaných parametrů byl vyšší. Nejprve se tedy vytvořily požadované materiály, nastavily pohyby jednotlivých komponent, zvolila vhodná velikost uvažovaných částic a nakonec se nastavil samotný řešič. Jelikož se v této kapitole zkoumá distribuce oleje při různých provozních podmínkách v planetové převodovce, nastavení bylo v porovnání s předchozí kapitolou mírně obtížnější. Materiál ozubených kol se nastavil opět jako pevná látka, čímž se zaručilo, že bude docházet k distribuci oleje vlivem pohybu satelitů v pracovním prostoru. Materiál představující pracovní náplň (olej) převodové skříně se tentokrát musel vytvářet třikrát pro každý olej zvlášť.

Při nastavování pohybu, se v tomto případě musely definovat kombinace dvou pohybů do jednoho. V úvodu této kapitoly bylo uvedeno, že jsou planetové převodovky charakteristické svojí kinematikou. Tím je myšlen fakt, že satelity konají rotačně translační pohyb. Rotační konají kolem své vlastní osy rotace a posuvný konají vzhledem k ose rotace unašeče. Výsledkem je lineárně zvyšující se obvodová rychlost satelitů v radiálním směru. Jak pohyby unašeče, tak pohyby satelitů byly nastaveny dle tabulky provozních podmínek 8.3.

Po zkušenostech získaných simulacemi v předchozí kapitole již nebylo potřeba takové množství iterací pro volbu velikosti částice. Vzhledem ke snaze dosáhnout co nejpřesnějších výsledků a předpokládaném málem objemu oleje se jako první velikost zvolilo půl milimetru, kdy byl výsledný počet částic 509635. Hned po první iteraci byl odhadovaný výpočetní čas v řádu desítek hodin. Velikost částice se tedy zvedla na jeden milimetr. Počet částic klesl na 59097 a výpočetní čas byl odhadnut přibližně na jednu hodinu. Jako finální velikost se tedy zvolila jeden milimetr. Na Obrázku 8.2 je možné vidět stav hladiny v klidovém stavu při zvolených parametrech. S využitím rovnice 7.1 se vypočítal uvažovaný objem oleje 0,06 litru.

Obrázek 8.2: Výška hladiny při ponorné hloubce kola  $3\cdot m_n$

V řešiči se opět provedlo nastavení výpočtu tlaku, viskozity a povrchového napětí. Tyto veličiny byly nastaveny jako dříve v případě rotující nádrže. Implicitní výpočet tlaku, explicitní výpočet viskozity a potenciální výpočet povrchového napětí. Vzhledem ke kinematice ozubených kol a vzniklému proudění oleje bylo potřeba zvážit zapnutí turbulentního modelu. Využila se tedy modifikovaná rovnice pro výpočet Reynoldsova čísla [66].

$$R_e = \frac{R_p \cdot b \cdot \omega}{\nu}, \quad (8.2)$$

kde  $R_e$  [-] je Reynoldsovo číslo,  $R_p$  [m] je průměr hlavové kružnice,  $b$  [m] je šířka ozubení,  $\omega$  [rad·s<sup>-1</sup>] je úhlová rychlost a  $\nu$  [mm<sup>-2</sup>·s] je kinematická viskozita uvažovaného prostředí.

V Tabulce 8.4 je přehled hodnot Reynoldsových čísel pro jednotlivé pracovní režimy. Dle známých kritérií pro rozhodování o přítomnosti turbulentního proudění při vnějším proudění jsou všechny výsledky daleko pod hranici výskytu, 20000. Pouze na základě těchto výsledků by se model turbulence zapínat nemusel. Vzhledem kinematice kol a povaze proudění se však očekávalo, že při určitých otáčkách může turbulentní proudění nastat a ve výpočtech se tedy uvažovalo. Vzhledem k povaze proudění v převodové skříně se však výskyt turbulentního proudění očekával a model turbulence se tedy zapnul.

Tabulka 8.4: Hodnoty Reynoldsova čísla při provozních podmínkách v planetové převodovce

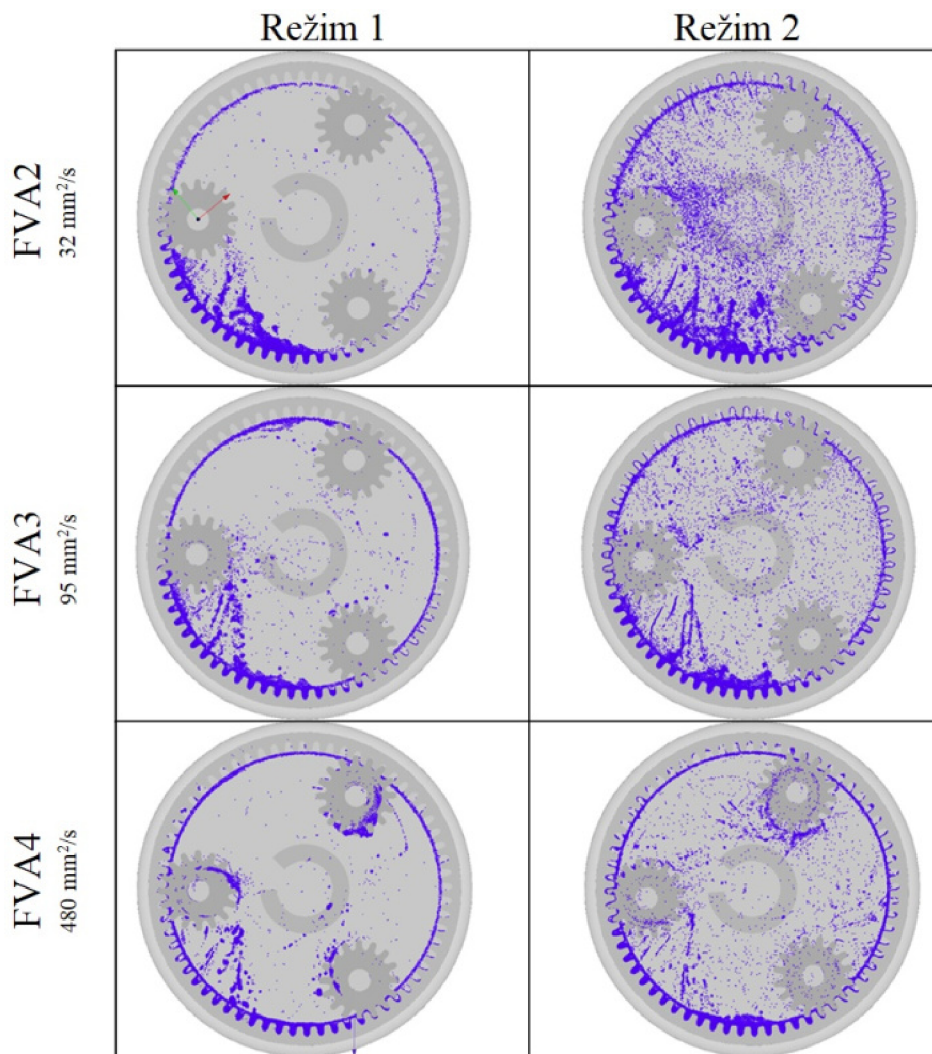
Olej	Režim	$R_e$
FVA2	1.	2999,25
FVA2	2.	6095,25
FVA3	1.	1010,27
FVA3	2.	2053,14
FVA4	1.	199,95
FVA4	2.	406,35

Nakonec se provedl výpočet časového kroku dle 7.2 pro všechny komponenty. Jak pro režim 1, tak pro režim 2 se časové kroky satelitů rovnaly časovému kroku unašeče. Můžeme tedy říct, že přepočtení otáček se provedl správně. Jelikož je pohyb satelitů přímo závislý na pohybu unašeče, časové kroky by měly být totožné. Konečný časový krok pro první režim je 0,0002 s a pro druhý režim 0,0001 s. Změna časového kroku koreluje s dvojnásobnou obvodovou rychlostí.

### 8.3 Vyhodnocení

Za účelem získání co nejpřesnějších výsledků a omezení vlivu nežádoucích odchylek budou všechny výsledky prezentované v této kapitole ve stejném časovém rozmezí, které odpovídá jednomu otočení unašeče při požadovaných otáčkách. První prezentované výsledky budou obsahovat analýzu distribuce skrze celý pracovní prostor. Její výsledky je možné vidět na Obrázku 8.3, kde jednotlivé řádky zobrazují odlišné oleje a sloupce zase uvažované pracovní režimy.

### 8.3 VYHODNOCENÍ



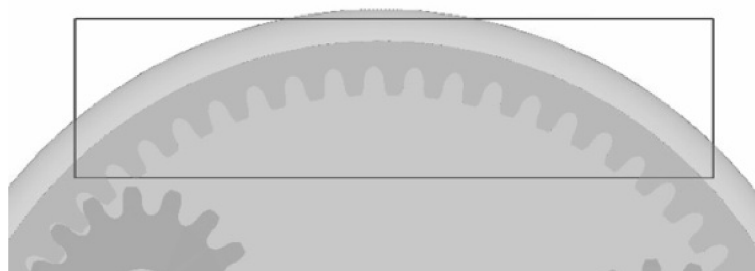
Obrázek 8.3: Distribuce oleje v pracovním prostoru po jedné otáčce unašeče s konstantní rychlostí

Podíváme-li se na první sloupec, zobrazující výsledky pro první provozní režim (obvodová rychlost  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ), je možné si povšimnout, že uprostřed pracovního prostoru není téměř žádný olej. Tato skutečnost je přisuzována poměrně malé obvodové rychlosti unašeče. Olej se v důsledku otáčení satelitů přemísťuje pomocí jejich zubových mezer do zubových mezer korunového kola. Při této rychlosti je však rychlost odvalování satelitů po vnitřním ozubení korunového kola poměrně malá. Nahromaděný olej se tedy při záběru zubů pouze vytlačí ven ze zubové mezery. Do následujících zubových mezer může být buď přemístěn vlivem profilu zubů nebo vlivem stékání ze satelitů. V druhém případě má na množství přemístěného oleje zejména jeho viskozita. Příklad vlivu viskozity je demonstrován oleji s odlišnými viskózními vlastnostmi. Zde je jasně vidět vliv viskozity oleje na jeho tekutost, čím je viskozita nižší, tím je kapalina tekutější. V případě oleje FVA2, který má nejnižší viskozitu, je v horní části pracovního prostoru a po obvodu korunového kola pouze velmi malé množství oleje. Díky své viskozitě, nemá olej snahu ulpívat na povrchu satelitů a distribuovat se dále skrze pracovní prostor. Většina oleje tedy stéká do spodní části pracovního prostoru a tvoří tzv. rezervoár. S viskóznějším oleji na površích ulpívá více oleje, což ovlivňuje distribuci do horní části pracovního prostoru. Například

při využití oleje FVA3, který má trojnásobnou viskozitu jako olej FVA2, je po obvodu znatelně více oleje a vzniklý rezervoár je naopak výrazně menší. Distribuce oleje FVA4, který má dokonce patnáctkrát větší viskozitu než olej FVA2 a pětkrát větší viskozitu než olej FVA3, je ještě kvalitnější. Můžeme vidět, že došlo k dalšímu zmenšení rezervoáru, ovšem méně znatelného než v porovnání olejů FVA2 a FVA3. Na rozdíl od předchozích situací je viskozita oleje tak vysoká, že viditelné množství oleje ulpívá na jednotlivých satelitech po dobu celé rotace unašeče. Tímto jevem se zaručí dodání oleje do horní části a lze tedy tvrdit, že při nižších otáčkách je vhodnější olej s vyšší viskozitou.

Při uvažování druhého režimu jsou změny v množství dodaného oleje velmi podobné jako v prvním režimu. Olej FVA2 však vykazuje velmi znatelnou změnu vlivem zvýšení otáček, jelikož je obvodová rychlost dvojnásobná a jsou tedy i dvojnásobné otáčky satelitů ( $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a  $600 \text{ min}^{-1}$ ), olej se při odvalování zubového profilu nevytlačuje. V tomto případě dochází k narážení zubů do hladiny oleje nahromaděného v zubových mezerách, čímž dochází k proudění oleje ven, směrem do středu pracovního prostoru. Otáčející se satelity však přerušují směr proudu oleje. Kombinací zmíněných jevů a procesů se olej rozpráší a začíná tvořit olejovou mlhu. Se zvyšující se viskozitou se tvorba olejové mlhy redukuje, a ačkoliv je při využití oleje s vyšší viskozitou v horní části více oleje (viz Obrázek 8.5 a 8.6), je třeba zvážit, zda vzniklá olejová mlha nebude mít více benefitů.

Na základě povahy stroje je tedy třeba zvážit, jaké vlastnosti oleje jsou vhodné. Za tímto účelem bude na následujících řádcích uvedena a vyčíslena analýza množství oleje v oblasti znázorněné na Obrázku 8.4. V této oblasti bývá nedostatečné množství oleje největším problémem. Z tohoto důvodu se zvolila jako hlavní oblast zájmu. Bylo snahou, aby se tato oblast blížila výseči o úhlu  $45^\circ$ . Přesnou oblast můžete vidět na Obrázku 8.4 níže. Detailnější výsledky jsou zobrazené na Obrázcích 8.5 a 8.6. Zde je možné vidět grafy představující změnu množství oleje ve zmíněné oblasti při uvažovaných režimech. Jednotlivé křivky představují oleje o různé viskozitě (FVA2, FVA3 a FVA4) a jejich změnu množství po dobu jedné otáčky unašeče. Stejně jako výsledky uvedené výše na Obrázku 8.3.

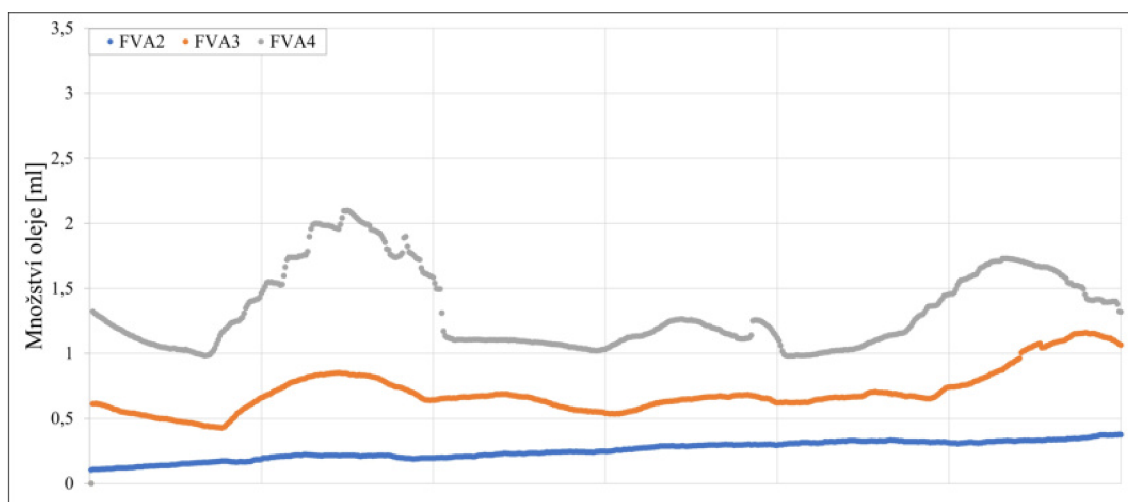


Obrázek 8.4: Oblast zájmu planetové převodovky

V prvním grafu na Obrázku 8.5 je možné vidět množství oleje dodané do horní části pracovního prostoru v prvním pracovním režimu. Jsou zde zobrazeny celkem tři křivky. Každá křivka reprezentuje jeden z olejů (viz Tabulka 8.2). Zobrazené výsledky korelují s výsledky uvedenými na předchozích řádcích. Z křivky náležící oleji FVA2, s nejnižší viskozitou, je vidět, že množství oleje se blíží lineárnímu průběhu. Křivka téměř tvoří přímku bez jakýchkoliv náhlých výchylek. Tento jev se přisuzuje velmi nízké viskozitě a neulpívajícímu oleji na satelitech. Při použití oleje s vyšší viskozitou se však začínají objevovat fluktuace. U referenčního oleje FVA3 se v průběhu začínají objevovat fluktuace

### 8.3 VYHODNOCENÍ

v celém průběhu. Objevují se zde však dvě zřetelně větší než zbylé. U oleje FVA4 jsou takovéto fluktuace tři a díky čtyřnásobné viskozitě jsou mnohem více výrazné. Důvod těchto výchylek je poměrně jednoduchý a opět koreluje s předchozími výsledky. Na Obrázku 8.3 jsme viděli, že se zvyšující se viskozitou se zvětšuje množství oleje dopravované do horní části pomocí satelitů. Což je i důvod výskytu zmíněných fluktuací, kde každá výchylka odpovídá jednomu satelitu. Pro kvalitní posouzení distribuce oleje, by tedy bylo nutné dosáhnout ustáleného stavu, kdy budou tyto odchylky dosahovat ustálených hodnot při každém režimu.



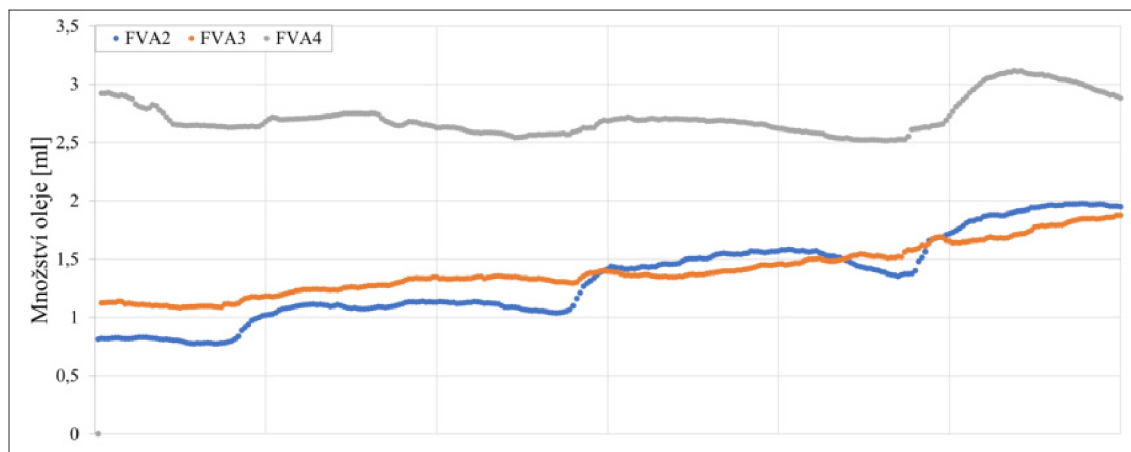
Obrázek 8.5: Množství oleje při prvním provozním režimu v oblasti zájmu po dobu jedné otáčky unašeče při požadovaných otáčkách

Tabulka 8.5 uvádí vyčíslenou analýzu prvního režimu. Největší změna po dobu jedné otáčky byla zaznamenána při použití prvního oleje. Dosahuje se zde nárůstu o neuvěřitelných 250 %. U ostatních olejů se nejedná o takto zřetelnou změnu. Vezmeme-li v potaz průměrné množství oleje v oblasti během uvažovaného intervalu, nejlepších výsledků dosahuje olej FVA4, což se předpokládalo díky jeho viskozitě již na začátku. Na druhou stranu bude s tímto olejem docházet k největším momentovým ztrátám. Podíl vůči celkovému objemu je však velmi malý a vždy dosáhl pouze 2,3 %.

Tabulka 8.5: Změna v množství oleje vlivem viskozity v oblasti zájmu po dobu jedné otáčky unašeče při prvním režimu a podíl vzhledem k celkovému množství

	FVA2	FVA3	FVA4
<b>Navýšení</b>	250 %	75 %	6 %
<b>Podíl</b>	0,6 %	1,8 %	2,3 %

Obrázek 8.6 je velmi podobný jako předchozí. Jsou zde ilustrovány grafické průběhy změny množství oleje v kritické oblasti (Obrázek 8.4). Jedná se zde ale o změny při druhém provozním režimu. Hlavním rozdílem mezi zvolenými režimy je, kromě lepší distribuce, také zřetelné zmenšení fluktuací a velmi malý rozdíl v dodaném množství olejů FVA2 a FVA3. Množství oleje FVA4 je stále mnohem větší. Za zmínku jistě stojí skutečnost, že k lineárnímu navýšení se dosáhlo u oleje FVA3 místo předchozího FVA2. Změna v dodávaném množství oleje FVA4 se ještě více přiblížila konstantnímu průběhu. Může se tedy předpokládat, že v případě tohoto oleje by se tento průběh ještě více ustálil a přiblížil konstantnímu tvaru.



Obrázek 8.6: Množství oleje při druhém provozním režimu v oblasti zájmu po dobu jedné otáčky unašeče při požadovaných otáčkách

Tvrzení o konstantním množství oleje FVA4 napomáhá i navýšení v průběhu jedné otáčky dle Tabulky 8.6 níže. Průměrné navýšení je u tohoto oleje nulové. Ačkoliv je v případě prvního režimu navýšení vyšší, je to pouze o 6 %, což také podporuje zmíněné tvrzení. Celkově je navýšení u všech olejů v měřeném úseku menší v první režimu. V kritické oblasti je tedy při provozu stabilnější množství oleje a dosahuje se tak kvalitnějšího mazání. Nicméně množství oleje je vůči celkovému množství je vždy pouze zlomkové, v řádu jednotek procent. Nejvyšší podíl je u oleje FVA4, a to pouze 4,9 %. Ve skutečnosti by bylo potřeba zcela jistě mnohem větší množství oleje, aby se zaručilo kvalitní mazání a odvod tepla, než bylo použité množství oleje v uvedených simulacích. Lze však předpokládat, že i s větším množstvím pracovní náplně bude distribuce oleje sledovat trendy uvedené v této kapitole.

Tabulka 8.6: Změna v množství oleje vlivem viskozity v oblasti zájmu po dobu jedné otáčky unašeče při druhém režimu a podíl vzhledem k celkovému množství

	FVA2	FVA3	FVA4
<b>Navýšení</b>	138 %	67 %	0 %
<b>Podíl</b>	3,2 %	3,2 %	4,9 %

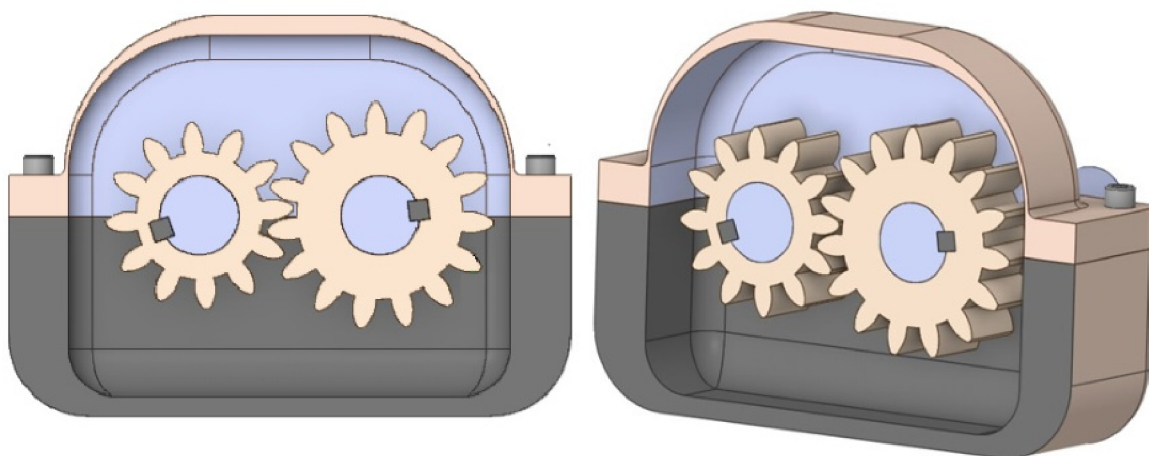
# 9 Jednoduchá převodovka

S postupující dobou přichází také nevyhnutelný vývoj dalších modernizovaných převodových ústrojí. Pracovní činnost je v případě mechanických převodů téměř neměnná. V těchto systémech však dochází ke ztrátám, které jsou ovlivněny také viskozitou oleje. Tyto ztráty představují značnou část z celkových energetických ztrát a zároveň vedou k dissipaci energie, čímž soustavně snižují účinnost přenosu točivého momentu na požadované hřídele. Je tedy velmi důležité správně pochopit proudění maziva. Jak již bylo zmíněno dříve v této práci, nejpoužívanějším mazacím systémem je mazání pomocí olejové lázně. Ozubená kola jsou z určité části ponořena v oleji tak, aby jejich rotace zaručila tvorbu olejového filmu v požadovaných kritických místech. Zejména tedy v záběru zubů dvou ozubených kol. Olej také samozřejmě musí zajistit dostatečný odvod tepla. K tomu je zapotřebí dostatečné množství oleje a jeho hladina. Příliš velké množství oleje ale značně ovlivňuje účinnost přenosu výkonu. V této kapitole bude s pomocí CFD simulací zkoumán vliv hladiny oleje a otáček ozubených kol na průtok oleje záběrem zubů.

## 9.1 Zkoumaný objekt a provozní podmínky

### 9.1.1 Geometrie

Objektem zájmu je v této kapitole pouze jednoduchá jednostupňová převodovka. Volba této převodovky proběhla na základě průzkumu provedeného při vypracovávání rešeršní části. Všechny nalezené studie obsahující CFD simulace se zabývaly problematikou proudění oleje pouze jednoho ozubeného soukolí. Získané výsledky byly následně porovnávány s experimentálním měřením na testovacích zařízeních. Cílem tedy bylo přiblížit se právě těmto soukolím, jako je například ve studii [41]. V ní bylo jedním z výsledků zjištění, že se zvyšující se obvodovou rychlostí ozubených kol, dochází k proudění oleje na stěnu převodové skříně a do zubového záběru se dostane velmi málo oleje. Snahou těchto simulací bude potvrzení či vyvrácení tohoto jevu s použitím částicových metod. Zvolený model byl opět z portálu GrabCad [64]. Jeho provedení je možné vidět na Obrázku 9.1 níže. V Tabulce 9.1 na další straně jsou poté k vidění parametry uvažované převodovky.



Obrázek 9.1: Model jednoduché jednostupňové převodovky [64]



Tabulka 9.1: Parametry ozubeného soukolí převodovky

Parametr	Výstup	Pastorek
Modul [mm]	4	
Počet zubů [-]	15	12
Roztečná kružnice [mm]	60	48
Osová vzdálenost [mm]	54	
Šířka ozubení [mm]	51	
Úhel sklonu zubu [°]	0	

### 9.1.2 Mazivo

Jako pracovní médium byl zvolen olej EXEL GL-4 PP80 s velmi nízkou viskozitou [67]. Zvolený olej vyhovuje požadavkům výkonnostní specifikace API GL-4 a viskózní specifikace SAE 80W. Velkou předností tohoto oleje je vysoká tekutost za nízkých teplot, což bylo hlavním důvodem, proč se zvolil právě tento olej. Dále se vyznačuje velmi vysokou odolností proti pěnění nebo nízkou agresivitou vůči těsnícím prvkům. V Tabulce 9.2 níže je možné vidět přesné technické údaje.

Tabulka 9.2: Technické údaje oleje EXEL GL-4 PP80 [67]

Hustota [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]	890
Kinematická viskozita [ $\text{mm}^{-2}\cdot\text{s}$ ]	8,22
Bod vzplanutí [°C]	226
Bud tuhnutí [°C]	-33

### 9.1.3 Provozní podmínky

Pro výzkum mazání a ztrát byly využity různé provozní podmínky. Uvažovaly se zde rozdílné obvodové rychlosti, výška hladiny oleje a jejich kombinace. Hladina oleje byla vždy taková, že alespoň jeden zub pastorku byl kompletně ponořen. V níže uvedené Tabulce 9.3 je možné vidět přehled použitých režimů.

Tabulka 9.3: Uvažované provozní režimy

Ponorná výška [mm]	Otáčky pastorku [ $\text{min}^{-1}$ ]	Otáčky výstupu [ $\text{min}^{-1}$ ]	Obvodová rychlost [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]
$3\cdot m_n$	100	-125	0,65
$3\cdot m_n$	200	-250	0,32
$6\cdot m_n$	100	-125	0,65
$6\cdot m_n$	200	-250	0,32

## 9.2 Nastavení simulace

V nastavení výpočtového modelu se opět začalo nejprve nastavení materiálů. Definice materiálů pro ozubená kola a převodovou skřín provedla na základě požadovaných výstupů. Materiál oleje se definoval na základě technických parametrů výrobce. Rampa otáček pastorku a výstupního kola se volila tak, aby při náběhu nedošlo k velkému skoku v otáčkách mezi časovými kroky. V případě těchto skokových změn otáček by mohlo dojít k nežádoucím rázům a vlnám v oleji a výsledky by tak nebyly přesné. Při dosažení požadovaných otáček ( $100 \text{ min}^{-1}$  a  $200 \text{ min}^{-1}$ ) se poté udržovaly na konstantní hodnotě po dobu 2 s. V těchto oblastech se poté prováděla analýza proudění.

Při volbě velikosti částic se vycházelo z výsledků pre-processingu z předchozí kapitoly. První iterace pre-processingu se provedla s velikostí 1 mm. Počet částic byl v tomto případě v rozmezí 400000 až 500000, v závislosti na výšce hladiny oleje. Odhadovaný výpočetní čas byl více jak jeden den. Vzhledem k velikosti oblasti, kde byly částice oleje generovány, se zvolila velikost o půl milimetru větší, tedy 1,5 milimetru. Počet částic klesl, v případě ponorné výšky  $3 \cdot m_n$ , na 112000. Finální uvažovaný objem byl 0,38 litru. Podstatná změna nastala ve výpočetním čase, který klesl na dvě a půl hodiny. Jedná se o úsporu času o téměř 80 %. V režimu s ponornou hloubkou ozubeného kola o výšce  $6 \cdot m_n$  bylo vygenerovaných 135000 částic, což se rovná objemu 0,45 litru. Výpočetní čas se při takovém počtu částic v zvýšil o 23 %.

Dále bylo nutné vypočítat časový krok. Časový krok pastorku a výstupu musí být vždy stejný. Nejednotný časový krok by znamenal, že se jedno z kol bude otáčet rychleji a nebyla by synchronizovaná. Vypočítaný časový krok dle rovnice 7.2 byl 0,0009 s pro 100 otáček za minutu a 0,0005 s pro 200 otáček za minutu.

V Tabulce 9.4 níže je možné vidět hodnoty Reynoldsova čísla v uvažované problematice. Stejně jako v minulém případě jsou hodnoty vždy pod hranicí 20000. Vycházelo se však ze stejných předpokladů a výskyt turbulentního proudění se předpokládal. Ostatní veličiny (tlak, viskozita a povrchové napětí) a způsob, jakým se vypočítávaly, byl stejný jako v případě planetové převodovky.

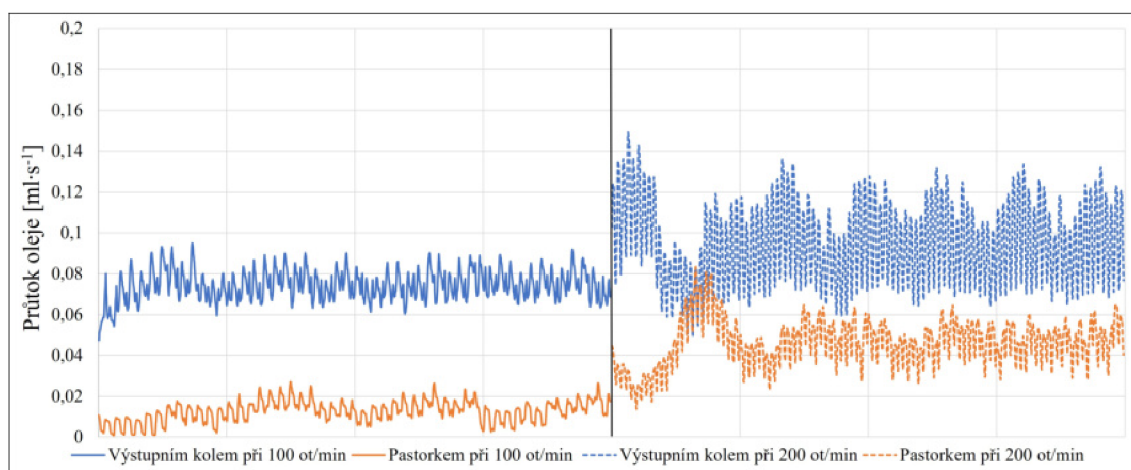
Tabulka 9.4: Hodnoty Reynoldsova čísla při provozních podmínkách  
jednostupňové převodovky

	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	$R_e$
Pastorek	100	3127,00
Výstup	100	3908,75
Pastorek	200	6254,01
Výstup	200	7817,52

## 9.3 Vyhodnocení

### 9.3.1 Mazací ztráty

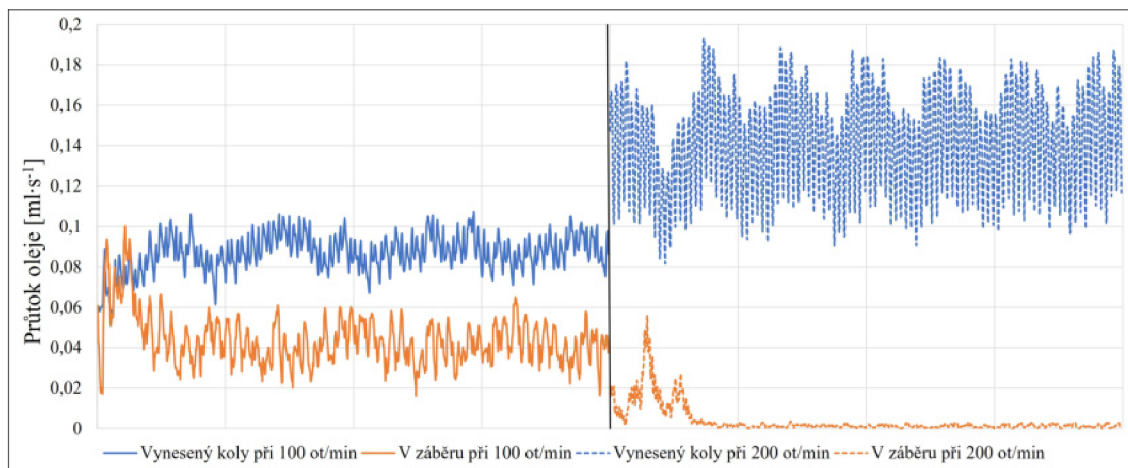
Na následujících řádcích budou prezentovány výsledky prvního analyzovaného stavu, kde byla uvažovaná výška ponorné hladiny výstupního kola rovna trojnásobku modulu. Obrázek 9.2 znázorňuje změnu průtoku oleje vneseným pastorkem a výstupním kolem. Za účelem lepšího porovnání jsou do grafu vyneseny čtyři křivky, které jsou rozděleny do dvou pomyslných částí. V levé části jsou hodnoty průtoku u pastorku a výstupního kola při 100 otáčkách za minutu a v pravé části při 200 otáčkách za minutu. Obě části zobrazují data získaná za dobu 2 s při konstantních otáčkách. Stejný formát grafů bude použit i ve zbylé části této kapitoly. V obou režimech si je možné povšimnout, že změna v průtoku kolísá s určitou frekvencí, která odpovídá frekvenci zubů. Při nižších otáčkách je průtok oleje vnesený pastorkem opravdu malý. Důvodem je nízká ponorná hladina, díky které se olej nenabere do zubové mezery. Při vyšších otáčkách je průtok znatelně vyšší, i přesto je hodnota průtoku v průměru 0,02 mililitru za sekundu.



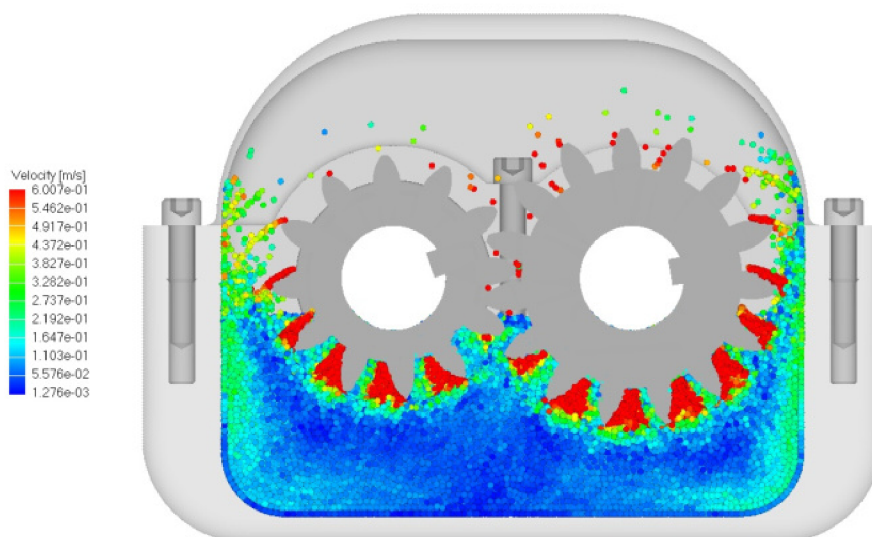
Obrázek 9.2: Průtok oleje vnesený koly při ponorné výšce  $3 \cdot m_n$  po dobu 2 s. Vlevo při  $100 \text{ min}^{-1}$  a vpravo při  $200 \text{ min}^{-1}$

Graf ilustrovaný na Obrázku 9.3 na následující straně uvádí křivky porovnávající celkové množství oleje vneseného oběma koly dohromady vůči průtoku záběrem. V režimu s nižšími otáčkami lze vidět, že potenciální množství, které by se mohlo dodat do záběru se blíží hranici jednoho mililitru za sekundu. Proud oleje zde ale není nijak usměrňován a jeho přísun je tak značně omezen. Průtok oleje záběrem je v přiloženém grafu znázorněn oranžovou plnou čarou. V porovnání s celkovým množstvím (modrá plná čára) je zřejmé, že se do záběru dodá přibližně pouze 50 % teoretického množství oleje. Vlivem vyšších otáček (pravá část Obrázku 9.3) se množství oleje vneseného koly zvýší v průměru na hodnotu průtoku 0,13 mililitru za sekundu. V tomto případě má však neusměrňovaný proud mnohem větší dopad než při nižších otáčkách. Výsledkem je dodání nedostatečného množství oleje do záběru. Obvodová rychlost kol zde dosáhla takové hodnoty, že všechen olej, který se nabral do zubové mezery, vlivem rychlosti proudil na stěnu převodové skříně, viz Obrázek 9.4. Do záběru se dostalo pouze takové množství oleje, které se odrazilo od stěny. Zmíněný obrázek zároveň zobrazuje rychlostí pole při daných otáčkách.

### 9.3 VYHODNOCENÍ



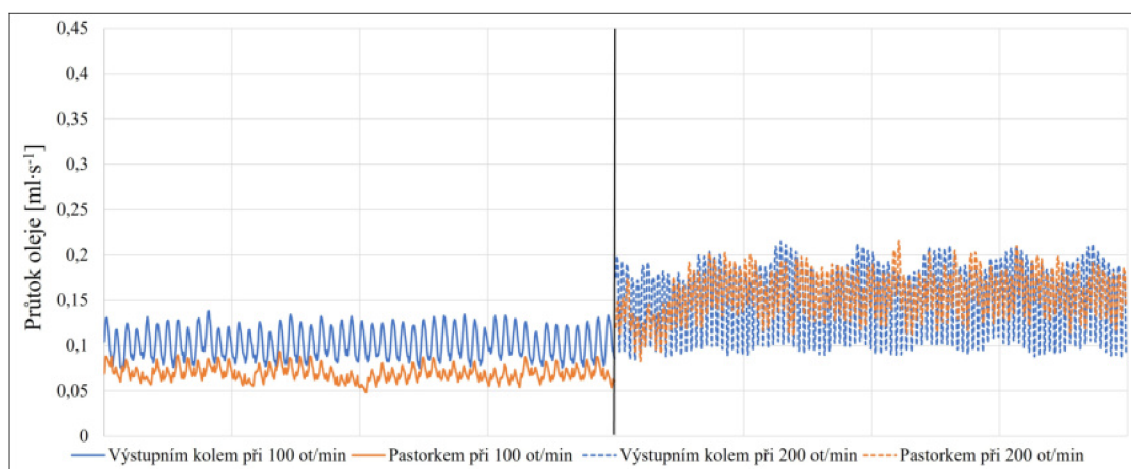
Obrázek 9.3: Porovnání průtoku oleje záběrem vůči celkovému vynesenému průtoku při ponorné výšce  $3 \cdot m_n$  po dobu 2 s. Vlevo při  $100 \text{ min}^{-1}$  a vpravo při  $200 \text{ min}^{-1}$



Obrázek 9.4: Distribuce oleje vlivem vysoké obvodové rychlosti při  $200 \text{ min}^{-1}$  jeho rychlostní pole

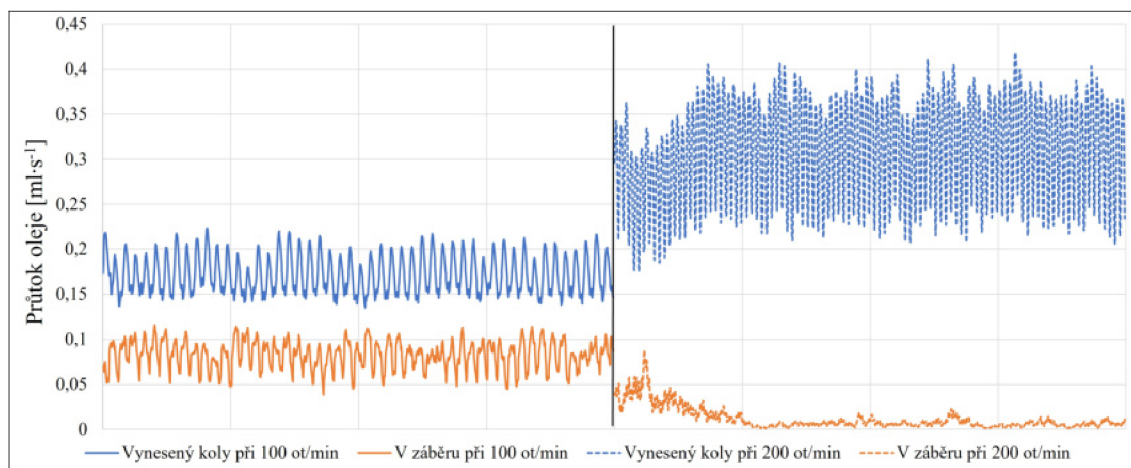
Druhá provedená analýza uvažovala místo ponorné hladiny o trojnásobné výšce modulu ozubení výšku ponorné hladiny, která se rovná šestinásobné výšce modulu. První výsledky na Obrázku 9.5 opět zobrazují změnu průtoku vyneseného pastorkem a výstupním kolem při obou režimech. Při nižších otáčkách se množství vynesené výstupním kolem navýšilo zhruba o 50 %. V průměru z 0,7 mililitru za sekundu na 0,1 mililitru za sekundu. Hlavní rozdíl nastal v průtoku oleje vyneseného pastorkem. Zde je rozdíl vlivem výšky hladiny několikanásobný. Podobný trend je možný vidět při režimu s 200 otáčkami za minutu. Ke zřetelnému navýšení došlo v případě obou ozubených kol. Množství oleje vyneseného pastorkem se dokonce zvedlo o tolik, že bylo větší než u výstupního kola. Kolísání průtoku vykazuje podobné znaky pro obě hladiny a obě rychlosti. Pastorek však dosahuje mírně stabilnějšího množství vyneseného oleje než velké výstupní kolo. Rozdílná výška hladiny také ovlivnila navýšení průtoku mezi otáčkami. Při nižší hladině (Obrázek 9.2)

není změna průtoku vlivem navýšení otáček moc znatelná, pouze v případě pastorku, zatímco s vyšší hladinou oleje (Obrázek 9.5) je změna v průtoku vlivem otáček zřetelná u obou kol. Přesnější výsledky je možné vidět v Tabulce 9.5 na konci této kapitoly.



Obrázek 9.5: Průtok oleje vyneseny koly při ponorné výšce  $6 \cdot m_n$  po dobu 2 s. Vlevo při  $100 \text{ min}^{-1}$  a vpravo při  $200 \text{ min}^{-1}$

Následující Obrázek 9.6 obsahuje grafické znázornění ztrát oleje mezi celkovým množstvím oleje vneseným koly a dodaným množstvím do kritické oblasti. V podstatě se zde opakuje stejná situace, jako když byla ponorná hladina rovna trojnásobku modulu ozubení. Při 100 otáčkách za minutu jsou ztráty opět okolo 50 %. Při navýšení otáček na 200 za minutu jsou vlivem obvodové rychlosti kol ztráty 96 %, podobně jako tomu bylo při ponorné hladině  $3 \cdot m_n$  (viz Obrázek 9.4). Přesné porovnání naleznete v Tabulce 9.6 na následující straně.



Obrázek 9.6: Porovnání průtoku oleje záběrem vůči celkovému vnesenému průtoku při ponorné výšce  $6 \cdot m_n$  po dobu 2 s. Vlevo při  $100 \text{ min}^{-1}$  a vpravo při  $200 \text{ min}^{-1}$

### 9.3 VYHODNOCENÍ

Dvě tabulky níže obsahují vzájemné porovnání jednotlivých režimů. Tabulka 9.5 uvádí změny v průtoku oleje vneseném ozubenými koly mezi jednotlivými režimy. Dle očekávání se dosáhlo lepších výsledků při ponorné výšce  $6 \cdot m_n$ . Respektive zde docházelo k menším rozdílům mezi množstvím vneseného oleje pastorkem a výstupním kolem. V jednom režimu se u pastorku dosáhlo většího průtoku než u výstupního kola. Tabulka 9.6 uvádí ztráty průtoku v záběru zubů vůči oleji vneseném ozubenými koly. Ztráty dosahují podobných hodnot jak pro ponornou hladinu o výšce  $3 \cdot m_n$ , tak i pro hladinu o výšce  $6 \cdot m_n$ . Zásadní rozdíl byl však v množství dopravovaného oleje. V případě, že by se jednalo o skutečnou převodovku, by nejjednodušším způsobem, jakým lze snížit ztráty, bylo přidání vodícího štítu oleje. Stejně jako je ve studii [42]. Druhou, náročnější a nákladnější možností, je úprava převodové skříně, aby bylo mezi skříní a koly méně místa. Tímto by bylo možné dosáhnout alespoň částečného usměrnění oleje. Je také potřeba zdůraznit, že velikost částic je příliš velká na vyvozování přesných výsledků. Bylo by tedy vhodné provést simulace s menšími částicemi a získané výsledky potvrdit.

Tabulka 9.5: Porovnání průtoků oleje vneseného ozubenými koly v jednotlivých režimech otáček a výšce ponorné hladiny kol

Režim	Změna
$100 \text{ min}^{-1}$ , $3 \cdot m_n$	Pastorek o 80 % méně než výstup
$200 \text{ min}^{-1}$ , $3 \cdot m_n$	Pastorek o 51 % méně než výstup
$200 \text{ min}^{-1}$ , $3 \cdot m_n$	Pastorek o 73 % více než při $100 \text{ min}^{-1}$
$200 \text{ min}^{-1}$ , $3 \cdot m_n$	Výstup o 21 % více než při $100 \text{ min}^{-1}$
$100 \text{ min}^{-1}$ , $6 \cdot m_n$	Pastorek o 32 % méně než výstup
$200 \text{ min}^{-1}$ , $6 \cdot m_n$	Pastorek o 1 % více než výstup
$200 \text{ min}^{-1}$ , $6 \cdot m_n$	Pastorek o 33 % více než při $100 \text{ min}^{-1}$
$200 \text{ min}^{-1}$ , $6 \cdot m_n$	Výstup o 50 % více než při $100 \text{ min}^{-1}$

Tabulka 9.6: Mazací ztráty mezi vneseným průtokem a průtokem oleje záběrem v jednotlivých režimech otáček a výšce ponorné hladiny kol

Režim	Ztráty
$100 \text{ min}^{-1}$ , $3 \cdot m_n$	52 %
$200 \text{ min}^{-1}$ , $3 \cdot m_n$	96 %
$100 \text{ min}^{-1}$ , $6 \cdot m_n$	50 %
$200 \text{ min}^{-1}$ , $6 \cdot m_n$	97 %

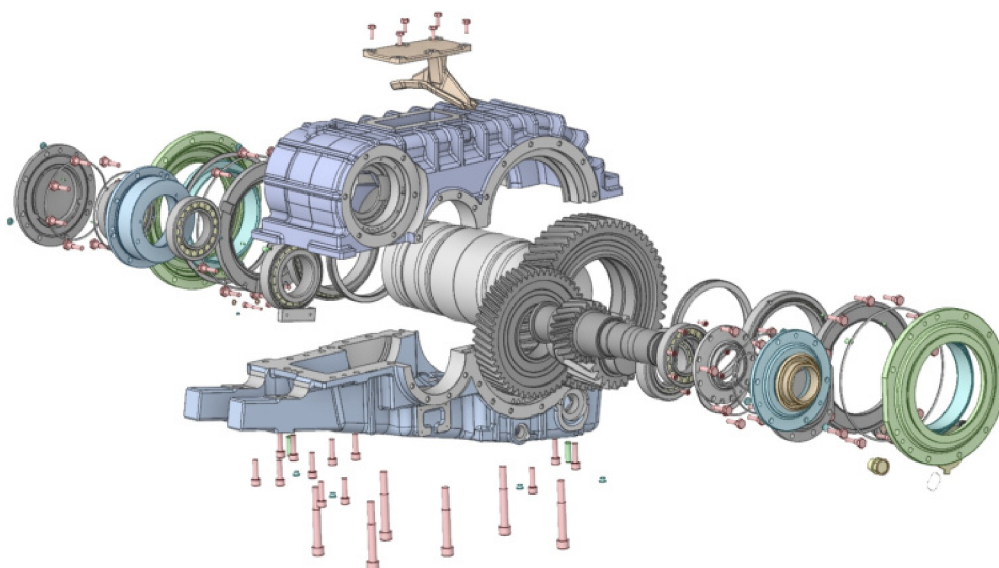
# 10 Dvoustupňová vlaková převodovka

Jak již bylo řečeno v úvodu, převodovka je jedním z klíčových komponentů jakéhokoli hnacího ústrojí. V předchozích třech kapitolách byly prezentovány výsledky proudění pouze s neurčitým zaměřením nebo obecných jednoduchých převodovek. Tato kapitola se bude zabývat porozuměním a následnou analýzou proudění oleje v převodové skříni dvoustupňového vlakového převodového ústrojí. Na rozdíl od předchozích situací zde bude využit model skutečného komplexního převodového ústrojí. V případě kolejových vozidel je jednou z kritických situací samotný rozjezd. Do kritických oblastí se mazivo musí dostat co možná nejdříve a zabránit tak nežádoucím poškozením. Provedené simulace budou obsahovat výzkum proudění oleje při náběhu z nulových otáček. Jelikož ale důsledkem vysokých otáček může docházet ke špatné distribuci (viz kapitola 9) analýza proudění bude provedena i při konstantních otáčkách.

## 10.1 Zkoumaný objekt a provozní podmínky

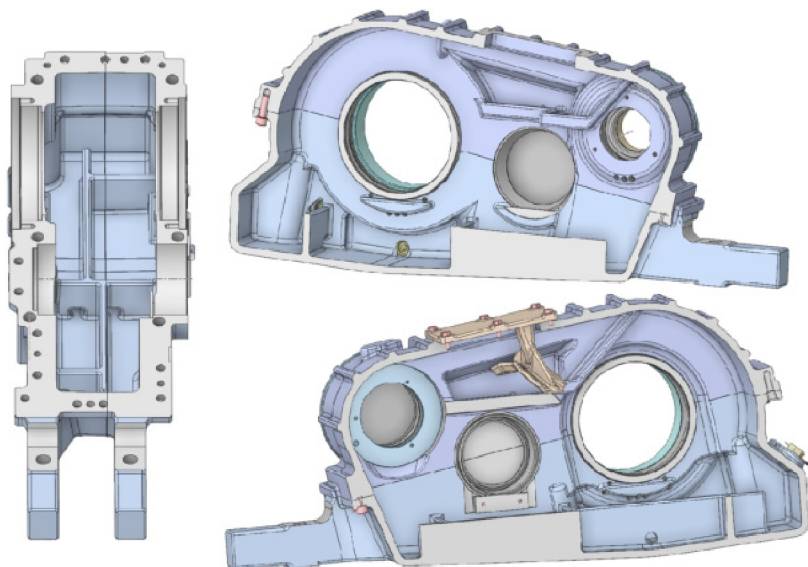
### 10.1.1 Geometrie

Objekt zájmu této kapitoly je zobrazen na Obrázku 10.1 níže v rozložené formě. Jedná se o dvoustupňové převodové ústrojí kolejového vozidla. Zjednodušení modelů v tomto případě nebylo potřeba, pouze bylo nutné určit, které ze součástí jsou funkční pro řešení problematiky proudění. Uvažovaly se tedy pouze čtyři modely, které se skládají z jednotlivých komponentů. Převodová skříň (Obrázek 10.2) a součásti tvořící ozubené soukolí (Obrázek 10.3), kde barevné odlišení představuje jednotlivé modely. Bylo však nutné zaručit návrat oleje přes mazací kanálky zpět do olejové lázně. Za tímto účelem se zvolilo provedení, kde jsou ložiska součástí skříně, čímž se zabránilo hromadění oleje.

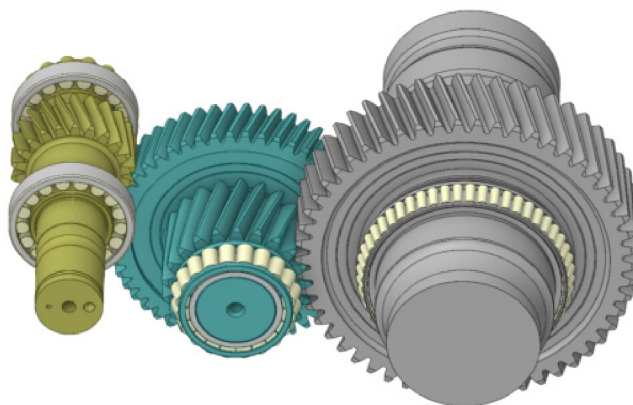


Obrázek 10.1: Rozložený pohled modelu dvoustupňového převodového ústrojí

## 10.1 ZKOUMANÝ OBJEKT A PROVOZNÍ PODMÍNKY

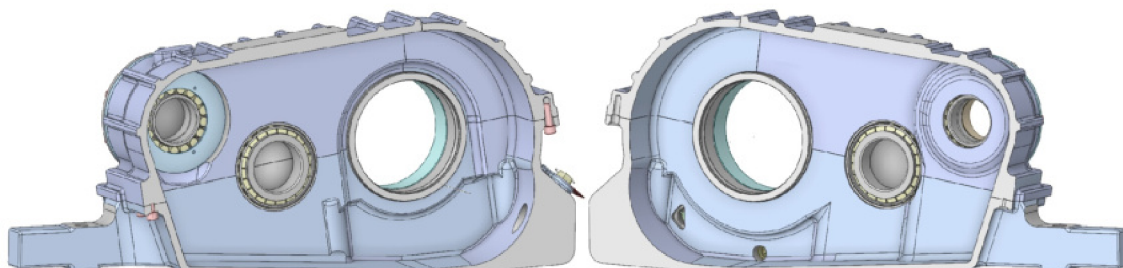


Obrázek 10.2: Model komplexní převodové skříně



Obrázek 10.3: Barevně odlišené modely jednotlivých ozubených kol

Model převodové skříně má poměrně komplexní vnitřní geometrii. Obsahuje žebra pro usměrňování oleje, kapsy pro sbírání a dodávání oleje k ložiskům a vodící lištu, která rozvádí olej do zmíněných kapes. Provedlo se tedy zjednodušení těchto prvků a úprava skříně. Výsledný model je ilustrován na Obrázku 10.4. S využitím tohoto modelu se provedly prvotní simulace k hrubému určení proudění oleje, zvolení klíčových parametrů simulace a k určení uvažovaných provozních podmínek.



Obrázek 10.4: Model zjednodušené převodové skříně



Tabulka 10.1 uvádí parametry obou soukolí, které tvoří uvažované převodové ústrojí. Pomocí těchto parametrů se později dopočítávaly hodnoty otáček a obvodových rychlostí potřebné pro určení rampy otáček nebo dalšího nastavení výpočtového modelu.

Tabulka 10.1: Parametry ozubených soukolí dvoustupňové převodovky

Parametr	Pastorek 1	Výstup 1	Pastorek 2	Výstup 2
Modul [mm]	5		6	
Počet zubů [-]	22	50	21	53
Rozečtná kružnice [mm]	109,3	245,3	130,7	324
Šířka ozubení [mm]	54	50	84	80
Osová vzdálenost [mm]	177,3		227,4	
Úhel sklonu zubu [°]	18,7		15,1	
Převodový poměr [-]	2,27		2,52	

### 10.1.2 Mazivo

Jako pracovní náplň byl zvolen olej předepsaný výrobcem viskózní třídy SAE 75W-90 značky Mobil [68]. Jedná se o zcela syntetický olej, který díky svým vlastnostem splňuje specifikaci API GL-5 a MT-1. Přehled parametrů tohoto oleje je k dispozici v Tabulce 10.2. Tento olej byl vyvinutý speciálně pro převody těžkotonážních strojů, kde se očekává přenos velkých momentů nebo působení vysokých tlaků. Mezi klíčové vlastnosti tohoto oleje patří následující:

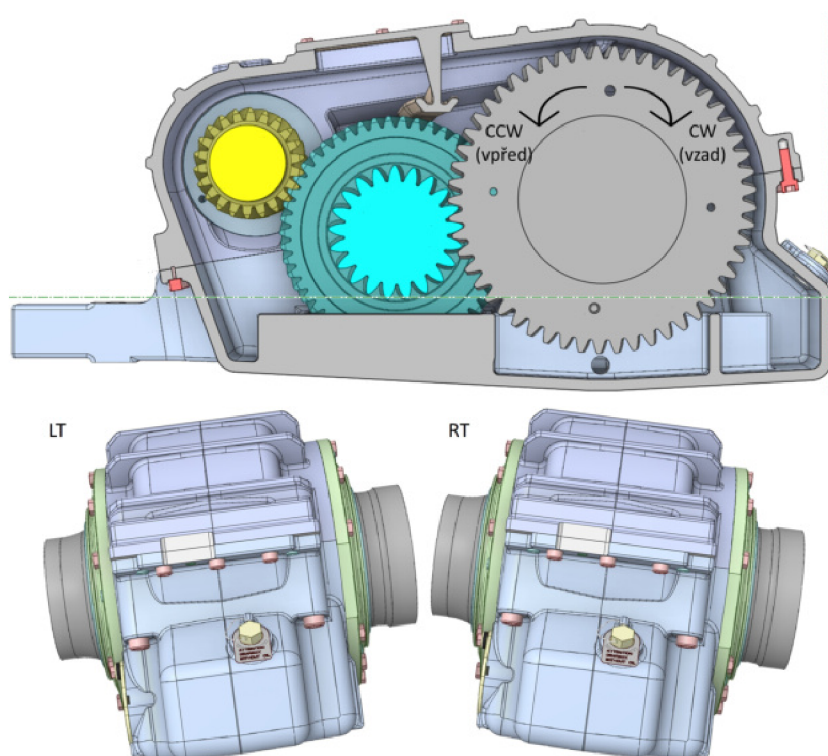
- Odolnost proti pění a tím udržování stálého olejového filmu.
- Výborná ochrana součástí při nízkých rychlostech a vysokých přenášených momentech, díky čemuž snižuje servisní náklady a prodlužuje životnost stroje.
- Vysoká tekutost za nízkých teplot, čímž se redukuje opotřebení a zjednodušuje rozběh.
- Kompatibilita s většinou těsnění, minimální propustnost a snížená degradace.

Tabulka 10.2: Technické údaje oleje Mobil Synthetic Gear Oil 75w-90 [68]

Hustota [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]	860
Kinematická viskozita [ $\text{mm}^{-2}\cdot\text{s}$ ]	115
Bod vzplanutí [°C]	205
Bod tuhnutí [°C]	-45
Viskózní index [-]	140

### 10.1.3 Provozní podmínky

Distribuce oleje se zkoumala za takových provozních podmínek, které simulovaly skutečný provoz lokomotivy. Cílem bylo, aby se dokázala analyzovat distribuce oleje při dvou fázích provozu. První, která měla představovat rozjezd, a druhá, která představovala provoz za konstantních rychlostí. V tomto případě však bylo zapotřebí simulovat pohyb oběma směry. Otáčky vstupního kola se tedy uvažovaly po směru hodinových ručiček (CW) a proti směru (CCW). V případě náběhu otáček se analyzoval vliv provedení skříně (Obrázek 10.2 a 10.4) na distribuci oleje. Pro výpočetní modely simulující provoz za konstantních otáček bylo potřeba provést více iterací. V těchto iteracích se použily rozdílné otáčky a mírný náklon skříně (RT a LT) představující průjezd zatáčkou. Pozice RT představuje náklon vpravo a LT náklon vlevo. Kompletní přehled výpočetních modelů je k dispozici v Tabulce 10.3. Při simulování první fáze provozu se uvažovalo maximální množství oleje (5,7 litru). Díky tomu bylo zřetelněji vidět rozdíly v proudění. Při skutečném provozu je však kritický provoz s minimálním množstvím (4,7 litru). Toto množství se tedy uvažovalo v druhém typu modelů. Na Obrázku 10.5 jsou ilustrovány uvažované polohy skříně a směry pohybu.



Obrázek 10.5: Uvažované polohy náklonu skříně a směry pohybu

## 10.2 Nastavení simulace

Po provedení potřebných úprav geometrie a vyexportování ve vhodném formátu (.STL) následovalo nastavování jednotlivých modelů v ParticleWorks. Zde se provedlo kompletní nastavení výpočetních modelů od dynamických parametrů přes vlastnosti tekutin až po způsob výpočtů uvažovaných veličin a parametrů samotné simulace.

Nejprve se provedlo definování jednotlivých pohybů. Pohyby se tedy určovaly pro jednotlivá ozubená kola (pastorek, převodové kolo a výstupní kolo). Použily se dva koncepty výpočetních modelů. První koncept simuloval rozběh převodového ústrojí a druhý provoz za konstantních otáček. V případě prvního konceptu se hodnota maximálních otáček výstupního kola, kterých se mělo dosáhnout, byla 200 otáček za minutu. Doba, za kterou se na tyto otáčky mělo vystoupat, se zvolila 10 s. Pomocí druhého konceptu se simuloval vliv provozu na distribuci oleje. Charakter těchto simulací byl vždy stejný, pouze se měnily určité parametry (otáčky, směr, náklon). Přehled použitých výpočetních modelů je k dispozici v Tabulce 10.3. Při konstantních otáčkách se náběh na požadované otáčky provedl s příslušným zrychlením. Konstantní otáčky se udržovaly vždy po dobu 7 s.

Dále se definovaly potřebné vlastnosti materiálů. Doména je určena pomocí převodové skříně a ozubených kol. Reprezentovány jsou pomocí polygonů, díky čemuž jsou v simulaci uvažovány jako pevné materiály. Díky povaze problematiky a oblasti zájmu nebyly potřeba žádné další vlastnosti pro tyto části definovat. Pracovní náplň byla modelována jako kapalina reprezentovaná souborem částic s vlastnostmi určenými technickými údaji použitého oleje (viz Tabulka 10.2). Velikost částic se, za účelem dosáhnout co nejpřesnějších výsledků, nejprve zvolila 1 milimetr. Počet částic při použitém zjednodušeném modelu byl mezi pěti až šesti milióny. Toto nastavení značně převyšovalo výpočetní kapacitu, která byla k dispozici pro vykonávání potřebných výpočtů. Vzhledem k velikosti domény a délce simulace se tedy zvolily částice o velikosti 1,8 milimetru. Tímto se docílilo značného zkrácení výpočetního času a zároveň se zajistila prostupnost oleje do všech prostor převodové skříně.

Klíčové bylo určit správný časový krok. Velikost časového kroku musela být poměrně malá, aby se zajistila stabilita výpočtu. Příliš malý časový krok by však vedl ke zbytečným ztrátám výpočetního času. Přesnost dat by byla stejná jako s vyšším časovým krokem, ale výpočetních kroků by se muselo provést daleko více. Využila se tedy následující rovnice [69]:

$$\Delta t = \min\left(\Delta t_{init}, \frac{C \cdot l_{particle}}{u_{max}}, \frac{1}{2} \cdot \frac{d_i \cdot l_{particle}^2}{\nu + \nu_{max}}\right), \quad (10.1)$$

kde první člen  $\Delta t_{init}$  [s] je počáteční časový krok,  $C$  [-] Courantovo číslo 0,2,  $l_{particle}$  [m] je velikost částic,  $u_{max}$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] maximální rychlost v doméně,  $d_i$  [-] difuzní koeficient,  $\nu$  [ $\text{m}^2\cdot\text{s}$ ] je kinematická viskozita a  $\nu_{max}$  je její maximální hodnota. Druhý člen je časový krok dle CFL (Courant-Fridrichs-Lewy) podmínky a třetí člen časový krok z podmínky stability výpočtu viskozity.

Celkem se použilo 10 výpočetních modelů, jejichž přehled je uveden v následující Tabulce 10.3. První dva modely sloužily k analyzování vlivu geometrie na distribuci oleje a na vývoj hladiny oleje v lázni při konstantním zrychlování na 1150 otáček vstupního kola za 10 s. Uvažovaný směr byl vpřed (Obrázek 10.5), kdy se předpokládalo, že změna

## 10.2 NASTAVENÍ SIMULACE

distribuce vlivem geometrie skříně bude více znatelná. Ze stejného důvodu se uvažovalo maximální množství oleje. Zbýlých 8 modelů se využilo pro analýzu při odlišných vstupních otáčkách. Ve výpočetních modelech 3, 4, 5 a 6 se uvažovala rotace vstupního hřídele proti směru hodinových ručiček (CCW) a odlišné vstupní otáčky při náklonu převodové skříně. Zbylé výpočetní modely 7, 8, 9 a 10 uvažovaly stejné rychlosti i náklony pouze pro opačný směr rotace. Distribuce oleje se zkoumala při 2000 a 3000 otáčkách za minutu a zmíněných náklonech (RT, LT) a směrech rotace (CW, CCW). Uvažované bylo minimální množství oleje a délka provozu při konstantních otáčkách 7 s. Předpoklad byl, že pokud bude dostatečná distribuce s minimálním množstvím oleje, tak s větším množstvím bude ještě kvalitnější. Vyhodnocování bude provedeno převážně formou grafů, ve kterých budou vždy uvedeny dosahované parametry dvou výpočetních modelů, přičemž ten s nižším číslem vždy uvažuje náklon vlevo.

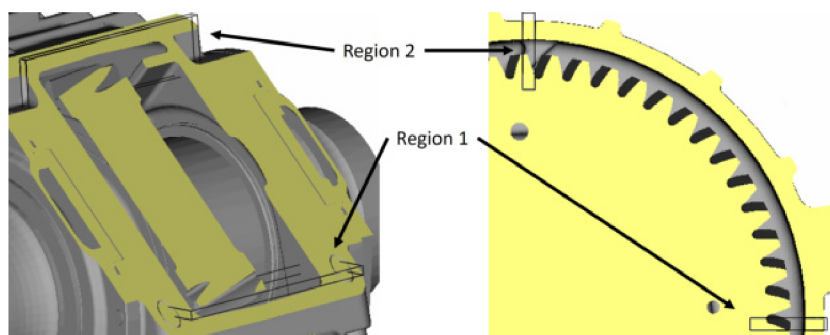
Tabulka 10.3: Přehled výpočetních modelů

Model	Smysl otáčení	Množství oleje	Vstupní otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Časový krok [s]	Počet částic
1-komplexní	CCW	Max	1150	0,00005	986653
2-zjednodušený	CCW	Max	1150	0,00005	986653
3-komplexní	CCW, LT	Min	2000	0,000028	807286
4-komplexní	CCW, RT	Min	2000	0,000028	807286
5-komplexní	CCW, LT	Min	3000	0,000018	807286
6-komplexní	CCW, RT	Min	3000	0,000018	807286
7-komplexní	CW, LT	Min	2000	0,000028	807286
8-komplexní	CW, RT	Min	2000	0,000028	807286
9-komplexní	CW, LT	Min	3000	0,000018	807286
10-komplexní	CW, RT	Min	3000	0,000018	807286

## 10.3 Vyhodnocení výsledků

### 10.3.1 Vliv geometrie

Výsledky provedených analýz v této části budou prezentovány převážně formou grafů. Jelikož největší vliv na distribuci oleje má výstupní kolo, hlavní měřicí regiony se zvolily v jeho blízkosti. Uvažované měřicí regiony je možné vidět na Obrázku 10.6. V případě potřeby odlišného regionu bude jeho umístění uvedeno dále v této kapitole u dané analýzy.

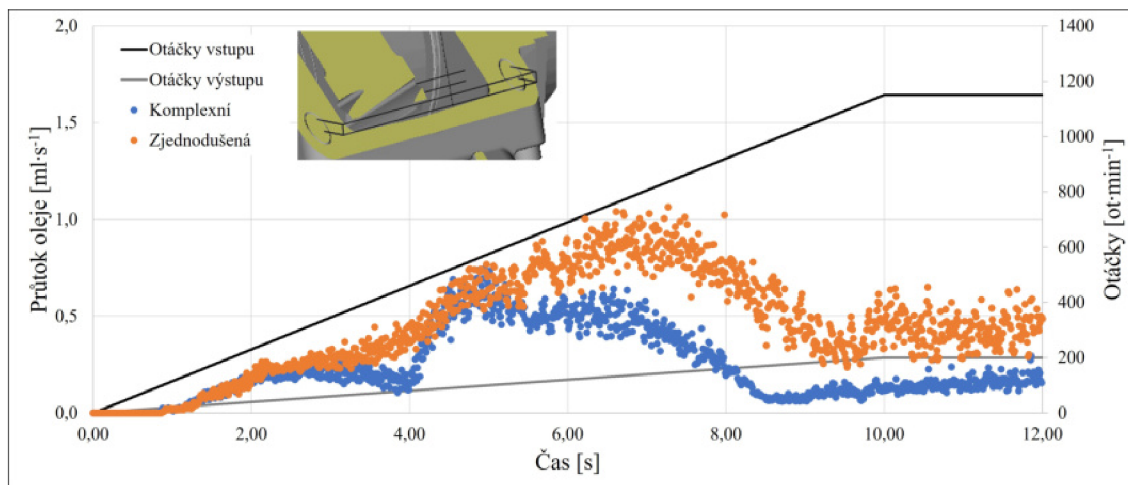


Obrázek 10.6: Měřicí regiony

První provedená analýza se zabývala výzkumem vlivu geometrie na distribuci oleje skrze převodovou skřín. Za tímto účelem se použily výpočetní modely 1 a 2 (Obrázek 10.3). K analyzování průtoku oleje se zvolily měřicí regiony 1 a 2 (Obrázek 10.6). První graf na Obrázku 10.7 představuje porovnání průtoků oleje vlivem rotace výstupního kola. Jednotlivé křivky znázorňují průtok regiony vlivem provedení převodové skříně, viz Obrázek 10.4 a 10.2. Zároveň tento graf obsahuje dvě křivky znázorňující průběh otáček vstupního a výstupního kola. Na základě křivek průtoků je možné vidět, že jejich vývoj je dost podobný. Množství oleje, které daným regionem proudí, je však odlišné. V případě zjednodušené skříně průtok oleje stoupá téměř lineárně po většinu otáčkového spektra. Ke změně dochází přibližně po 7 s, kdy se dosáhne 850 otáček vstupního kola a 150 otáček výstupního kola. V tomto bodě začne docházet k poměrně razantnímu poklesu průtoku oleje až do doby, než se dosáhne 180 otáček, kdy se průtok začne stabilizovat případně mírně zvyšovat. Nárůst je zde však minimální. Při 200 otáčkách výstupního kola se dosahuje zhruba téměř 50 % průtoku než při 150 otáčkách. V tomto bodě se dosáhlo maximálního průtoku oleje měřicím regionem číslo jedna.

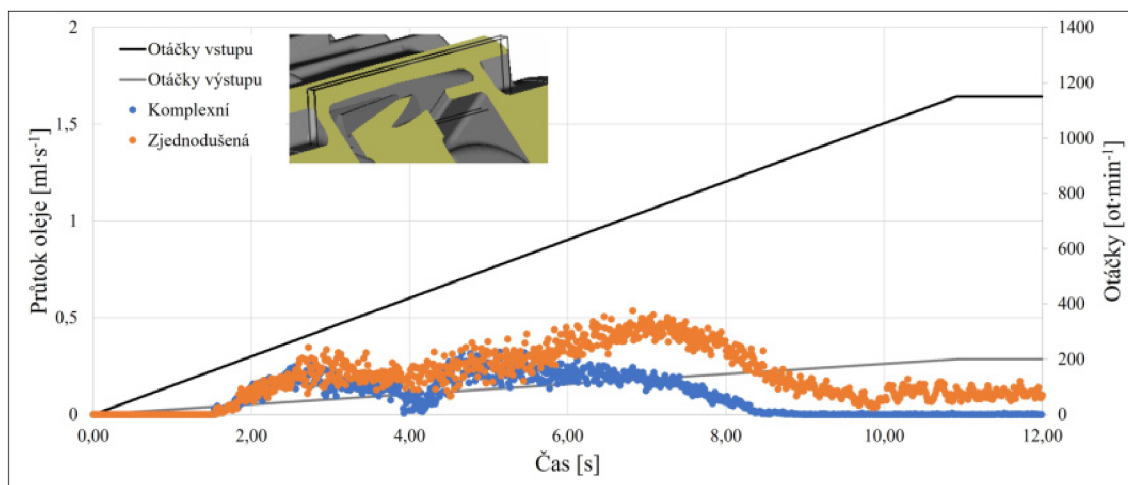
Jak již bylo řečeno, vývoj průtoku uvažovaným měřicím regionem číslo jedna je pro obě provedení skříně podobný. V případě komplexní skříně s prvky sloužícími k usměrnění oleje na dně, si je možné povšimnout, kromě menších hodnot průtoku, dvou zásadních jevů. V nižších otáčkách je průtok shodný pro obě varianty skříně. Nicméně při dosažení 80 otáček výstupního kola dojde k poklesu průtoku a vzápětí během 1 s nárůstu na stejné hodnoty jako v případě zjednodušené skříně. V tomto okamžiku se zároveň dosáhlo maximálního průtoku. Se zvyšujícími se otáčkami se průtok opět snižoval. Snižoval se až do času 8,5 s, kdy jeho hodnota dosáhla 0,06 mililitru za sekundu. V porovnání se zjednodušenou skříní se v tomto okamžiku jedná o pokles 90 %. Po zbývajících 1,5 s zvyšování otáček a 2 s při konstantních otáčkách, došlo k mírnému navýšení průtoku, zvedl se však pouze na 0,15 mililitru za sekundu, což je o 63,5 % méně než v případě zjednodušené skříně.

### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ



Obrázek 10.7: Změna průtoku vlivem geometrie v měřicím regionu č.1 v závislosti na otáčkách

Na Obrázku 10.8 jsou stejně jako na předchozím Obrázku 10.7 vyobrazeny křivky popisující změny v průtoku oleje. Tentokrát se však analyzoval průtok oleje v měřicím regionu číslo dva (viz Obrázek 10.6). Změna průtoku pro obě provedení skříně je opět velmi podobná. V případě zjednodušené skříně opět změna průtoku vykazuje téměř lineární nárůst, dojde k němu však pouze v určité části a ne v takové míře. Změna průtoku však v obou výpočetních modelech koreluje s průtokem v měřicím regionu číslo jedna. V obou regionech se vyskytuje stejný trend. Z počátku je průtok téměř identický. Při dosažení určitých otáček ( $80 \text{ min}^{-1}$  výstupu) průtok s uvažováním komplexní skříně začíná klesat, zatímco průtok ve zjednodušené skříně stále mírně stoupá až do  $150 \text{ min}^{-1}$ . Zásadní rozdíl je ten, že v komplexní převodové skříně se při dosažení 200 otáček dopravuje do horní části skříně nulové množství oleje.



Obrázek 10.8: Změna průtoku vlivem geometrie v měřicím regionu č.2 v závislosti na otáčkách

V následujících Tabulkách 10.4 a 10.5 je možné vidět procentuální rozdíl v průtoku mezi uvažovanými převodovými skříněmi. S jednou výjimkou se v komplexní skříně vůči zjednodušené dosáhlo vždy minimálně 41 % rozdílu v průtoku. Většinou se však rozdíl nacházel okolo 70 % nebo více. V případě měřicího regionu číslo dvě byl při konstantních maximálních otáčkách rozdíl 100 %.

Tabulka 10.4: Vliv provedení skříně na průtok měřicím regionem č.1

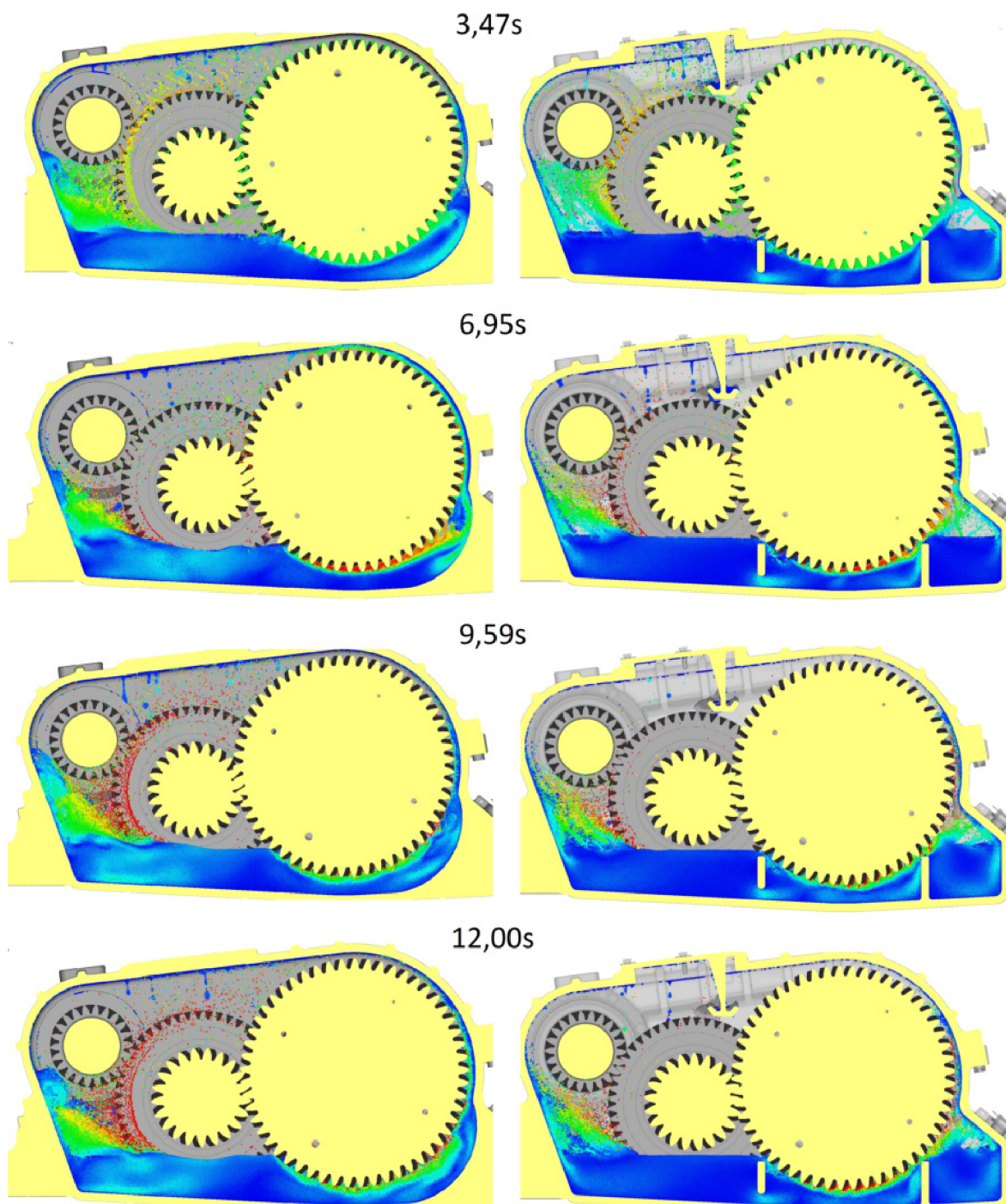
	<b>2s</b>	<b>4s</b>	<b>6s</b>	<b>8s</b>	<b>10s</b>	<b>12s</b>
Zjednodušená	0,17	0,42	0,78	0,64	0,43	0,48
Komplexní	0,17	0,11	0,46	0,2	0,13	0,15
Rozdíl	0 %	74 %	41 %	71 %	70 %	69 %

Tabulka 10.5: Vliv provedení skříně na průtok měřicím regionem č.2

	<b>2s</b>	<b>4s</b>	<b>6s</b>	<b>8s</b>	<b>10s</b>	<b>12s</b>
Zjednodušená	0,11	0,18	0,34	0,31	0,08	0,09
Komplexní	0,11	0,06	0,17	0,04	0	0
Rozdíl	0 %	67 %	50 %	87 %	100 %	100 %

Obrázek 10.9 na následující straně zobrazuje řadu okamžiků popisujících distribuci oleje a chování hladiny olejové lázně. Zobrazuje klíčové okamžiky v převodové skříně. Určily se v časech 3,5, 7, 9,6 a 12 s na základě změn v průtoku dle grafu na Obrázku 10.7. Zaměříme-li se na pravou část skříně s vpustí oleje, je vidět, že díky žebřům dochází k usměrňování oleje směrem dolů. Vezmeme-li v potaz první dva snímky 3,5 a 7 s, rozdíly v distribuci nejsou téměř žádné. Nicméně můžeme vidět změnu v chování hladiny lázně nebo rychlostním poli oleje. Na snímku s okamžikem v 3,47 s si je možné všimnout, že absence žebřů způsobila pohyb oleje i na dně skříně. V dalším snímku (6,95 s) je změna v rychlostním poli mnohem výraznější. Dosáhlo se zde takové rychlosti a proudění oleje, že na hladině začaly vznikat vlny, které mohou mít negativní vliv na distribuci. V případě zjednodušené skříně se mezi nejnižším a nejvyšším bodem hladiny dosáhlo rozdílu až 34 milimetrů (viz Obrázek 10.11). Na druhou stranu na snímcích zobrazujících situaci v čase 9,6 a 12 s je vidět, že díky absenci žebřů se do horní části skříně dopraví více množství oleje. Na jeho distribuci má tedy vliv jak výstupní kolo, tak i kolo převodové. Toto tvrzení však platí pro otáčky pastorku vyšší jak 800 za minutu. Výsledkem bude větší množství oleje svedeného do sběrných kapes a tím pádem i kvalitnější mazání ložisek hřídelů. Přestože ve zjednodušené skříně dochází k lepší distribuci oleje, žebra na dně oleje jsou nezbytně nutná. Prezentované výsledky se obdržely ze simulací, kdy na převodovou skříně a olej nepůsobily žádné vnější síly. V reálném provozu však dochází k přesunu oleje vlivem zrychlení při rozjezdu nebo vlivem odstředivé síly, která působí při průjezdu zatáčkou. V těchto situacích žebra zabraňují přesunu oleje na jednu stranu a zaručují dostatečné množství oleje ve všech částech a tím distribuci za každých podmínek.

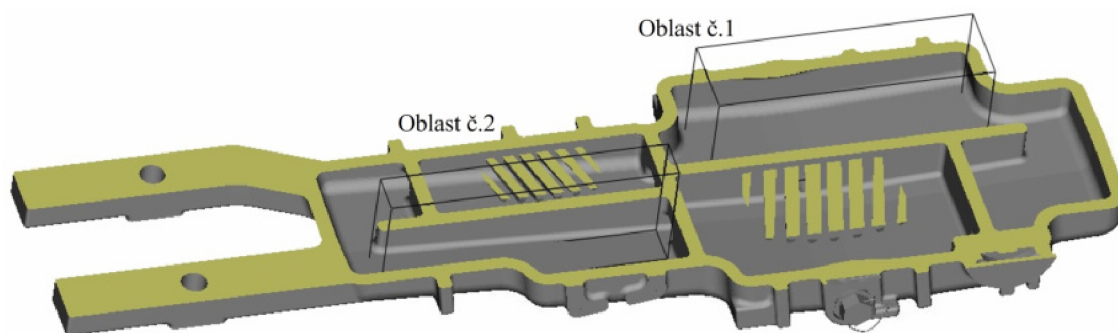
### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ



Obrázek 10.9: Rychlostní pole oleje a jeho distribuce v převodové skříni v daném čase. Vlevo zjednodušená skříň, vpravo komplexní



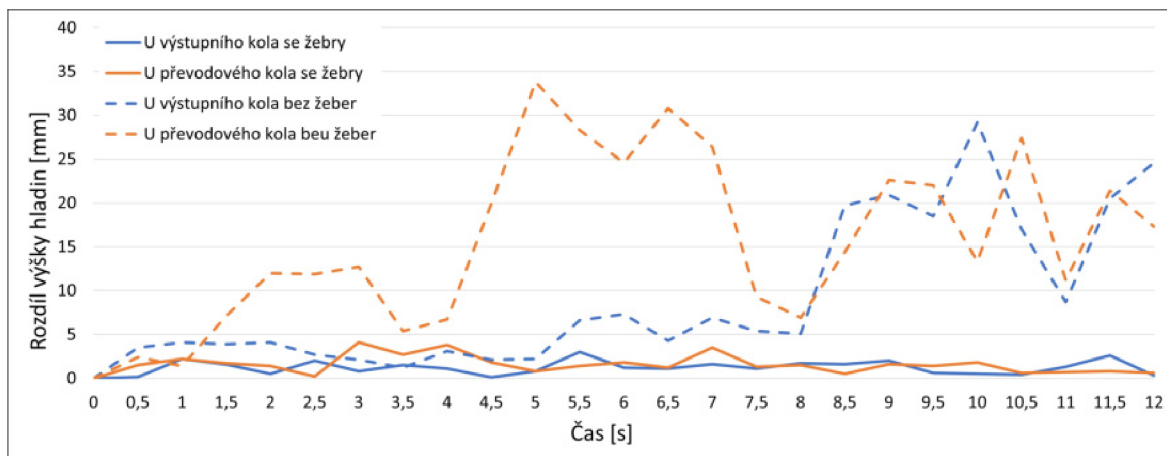
Jako poslední způsob pro určení vlivu provedení převodové skříně se provedla analýza hladiny oleje a vzniku vln po dobu uvažovaného provozu. Tvorba a velikost vln se zkoumala ve dvou částech převodové skříně. Částečně se vycházelo z výše ilustrovaných snímků. Jako první část se tedy zvolila oblast vedle výstupního kola prvního soukolí, kterou je zároveň vidět na Obrázku 10.9. Druhá část byla zvolena velmi podobně. Taktéž byla umístěna vedle ozubeného kola, v tomto případě se jedná o výstupní kolo druhého soukolí. Přesné umístění uvažovaných oblastí je znázorněné na spodní části převodové skříně na Obrázku 10.10.



Obrázek 10.10: Oblasti pro analyzování chování hladiny

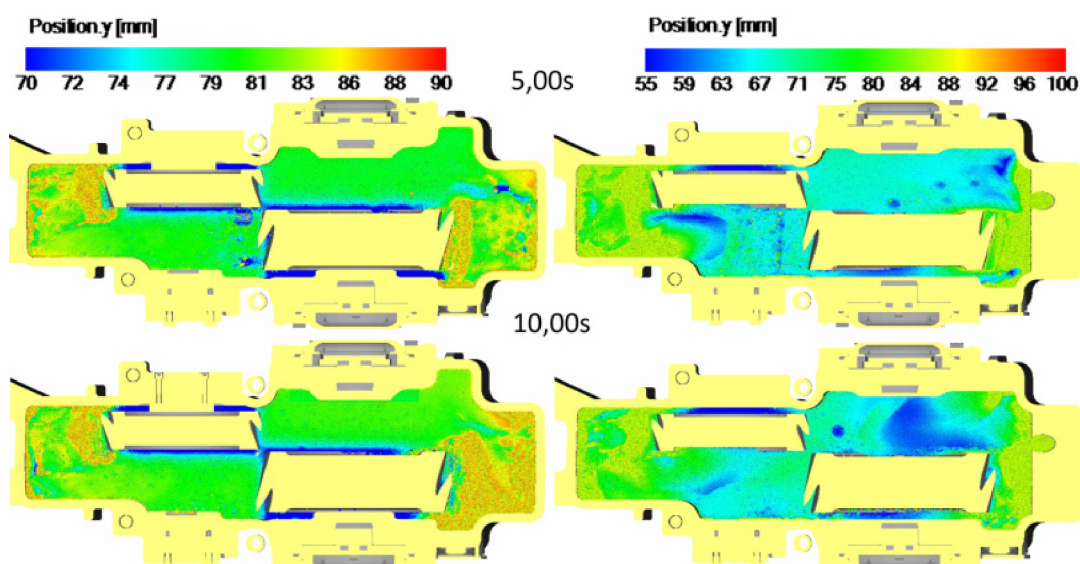
Obrázek 10.11 na další straně zobrazuje graf, který popisuje stav hladiny olejové lázně. Celkem obsahuje čtyři křivky popisující rozdíly mezi nejnižším a nejvyšším bodem hladiny v uvažovaných oblastech po dobu provozu, tedy 12 s. Barevné odlišení slouží pro jednotlivé oblasti. Modrá popisuje vývoj hladiny v oblasti číslo jedna a červená v oblasti číslo 2. Styl křivek poté rozlišení pro uvažované provedení skříně, plná čára pro komplexní skříně a čárkovaná pro zjednodušenou. Hodnoty se měřily v 0,5 s intervalu a současně se přehrávaly animace za účelem odstranění případných odchylek. Již po prvním pohledu je zřetelně vidět důležitost žebér na dně převodové skříně. V komplexní skříně je jak v oblasti č.1, tak v oblasti č.2 hladina po dobu provozu velmi klidná. Největší rozdíl dosáhl hodnoty pouze čtyř milimetrů. Nutno podotknout, že tato hodnota se získala v čase 3 s, kdy se zdaleka nedosáhlo maximálních otáček. S rostoucími otáčkami se tato výška dokonce snižovala v obou oblastech. V případě zjednodušené skříně dochází ke zřetelné tvorbě vln na hladině již v počátku provozu. V případě velikosti vln v oblasti č.1 se díky vyšším maximální otáčkám dosáhne jejich maximální velikosti mnohem dříve. Jelikož délka simulace byla zachována stejná v obou případech, tak výstupní kolo prvního převodu dosáhne maximálních otáček již ve 4 s. V těchto případech je však nutné, aby simulované zrychlení odpovídalo co nejvíce tomu skutečnému, případně je vhodné simulovat provoz za ustálené rychlosti. K největší naměřené výšce vlny 34 milimetrů, která je až desetkrát větší, než je v komplexní skříně ve stejném čase, došlo v 5 s. V čase 8 s se hladina náhle uklidnila, vzápětí však opět vznikaly vlny a přestože nedosáhly takové velikosti, stále byly několikanásobně větší. Při provozu v přímém směru, kdy se olej nepřemísťuje vlivem bočního zrychlení, jsou tedy žebra nutná z důvodu zamezení vzniku vln olejové hladiny.

### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ



Obrázek 10.11: Vývoj vln na hladině při provozu ve zjednodušené a komplexní skříní

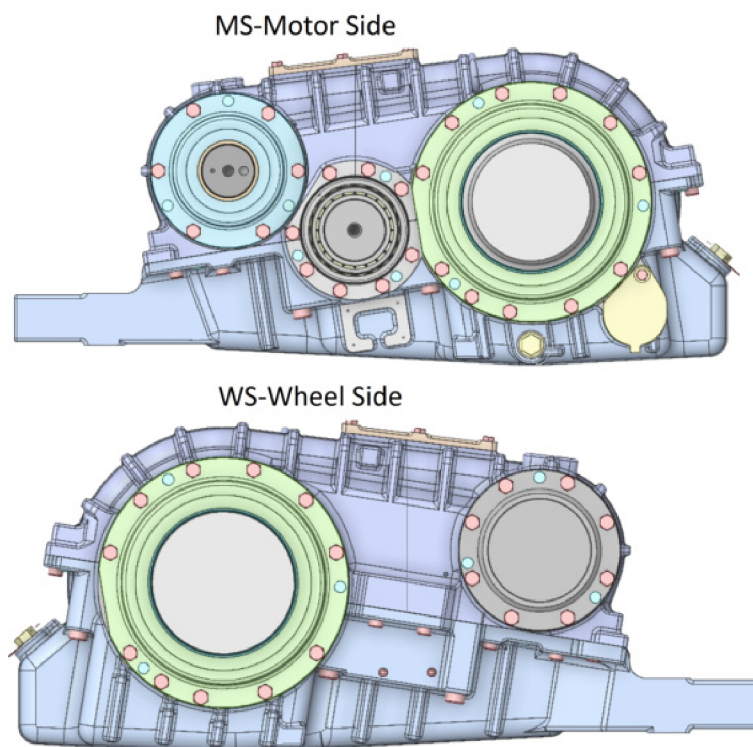
Obrázek 10.12 níže zobrazuje barevnou mapu výškového profilu hladiny olejové lázně, kde jednotlivé okamžiky odpovídají největším výškovým rozdílům v obou oblastech dle grafu na Obrázku 10.11. Zde je jasně vidět rozdíl v chování hladiny v závislosti na provedení skříně a tím důležitost žebry z hlediska tvorby vlny. V komplexní skříní je možné vidět tři barvy. Modrá, která značí hladinu s maximální výškou na úrovni zubů kol. Největší část je vykreslena zelenou barvou, která odpovídá rozmezí 79-82 milimetrů. Hladina je tedy v uvažovaných oblastech opravdu velmi klidná. Poslední je oranžová, která je pouze na okrajích po směru rotace kol, kde se olej vynáší do horní části skříně. Ve zjednodušené skříní je více odstínů zmíněných barev, které představují vzniklé vlny. Na okrajích je stejný profil jako v komplexní skříní. Je však potřeba zmínit, že v případě komplexní skříně je proud oleje vyhnánoho koly užší než v případě zjednodušené. Výška hladiny olejové lázně bude tedy vyšší a množství oleje pro distribuci skříní bude dostatečné.



Obrázek 10.12: Barevná mapa výškového profilu hladiny olejové lázně v komplexní skříní (vlevo) a ve zjednodušené skříní (vpravo) v čase největšího rozdílu hladin

### 10.3.2 Jízda vpřed

Jako další bude analyzován vliv otáček a náklonu pro jízdu směrem vpřed. Využilo se tedy výsledků simulací získaných výpočetními modely 3, 4, 5 a 6. Nejprve budou prezentovány výsledky pro 2000 otáček za minutu a obě strany náklonu a poté výsledky pro 3000 otáček a obě strany náklonu. Poté bude formou tabulky vyhodnoceno mazání jednotlivých ložisek. V této kapitole bude pro vyhodnocení použit popis stran převodové skříně zkratkami MS a WS. Zkratkou MS (motor side) je myšlena strana, ze které se přivádí moment na pastorek a zkratkou WS (wheel side) je myšlena strana druhá, která je blíže ke kolům. Pro lepší pochopení slouží Obrázek 10.13 ilustrovaný níže.



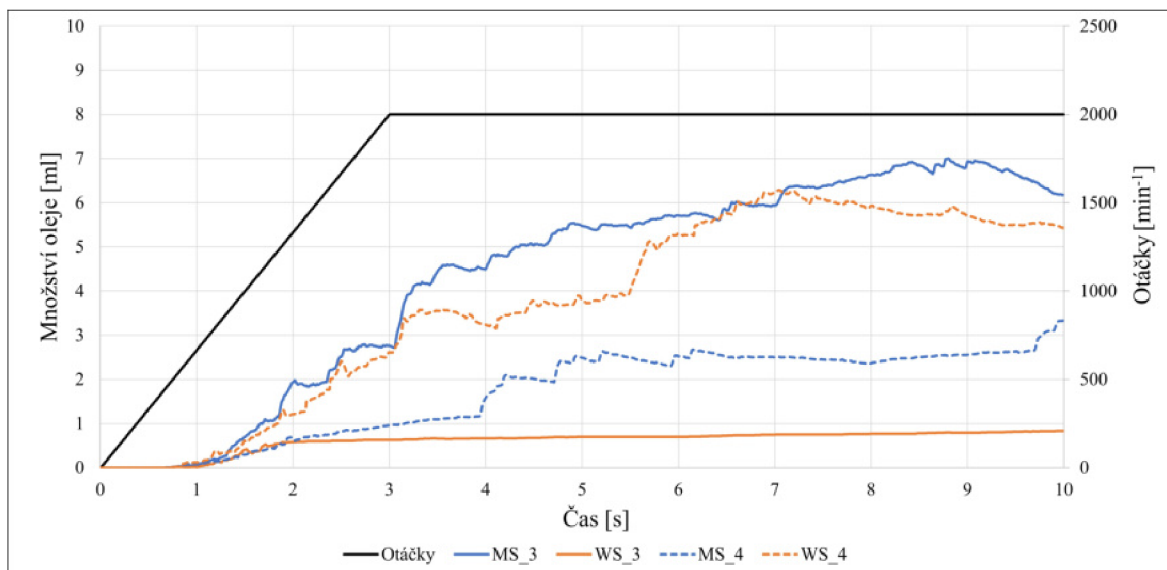
Obrázek 10.13: Rozdělení stran převodové skříně

#### 2000 otáček za minutu

Graf na následujícím Obrázku 10.14 popisuje změnu množství oleje ve sběrných kapsách pro rozvádění oleje k ložiskům, ze kterého budou vycházet zbylé výsledky průtoku oleje do ložisek nebo množství oleje v ložiscích. Na zmíněném grafu jsou vyneseny čtyři křivky změny množství a jedna křivka otáček. Dvě křivky průtoku jsou plnou čarou a druhé dvě jsou čárkované. Typy čar složí pro rozlišení výpočetových modelů. Jejich barva poté k odlišení stran převodové skříně MS a WS. Číslo v legendě značí výpočetní model. V tomto případě třetí model uvažuje náklon vlevo LT a čtvrtý náklon vpravo RT, viz Tabulka 10.3. Toto značení bude použito u všech zbylých grafů v této práci. Na zmíněném obrázku je možné vidět, že při daném náklonu je vždy několikanásobně větší množství v kapse na straně náklonu. U modelu tři, s náklonem vlevo, je to strana MS a u modelu čtyři, s náklonem vpravo, pak strana WS. Díky smyslu rotace ozubených kol je však množství oleje v kapsách velice malé. U plnějších kapes je maximum oleje pouze 7 mililitrů a 6 milili-

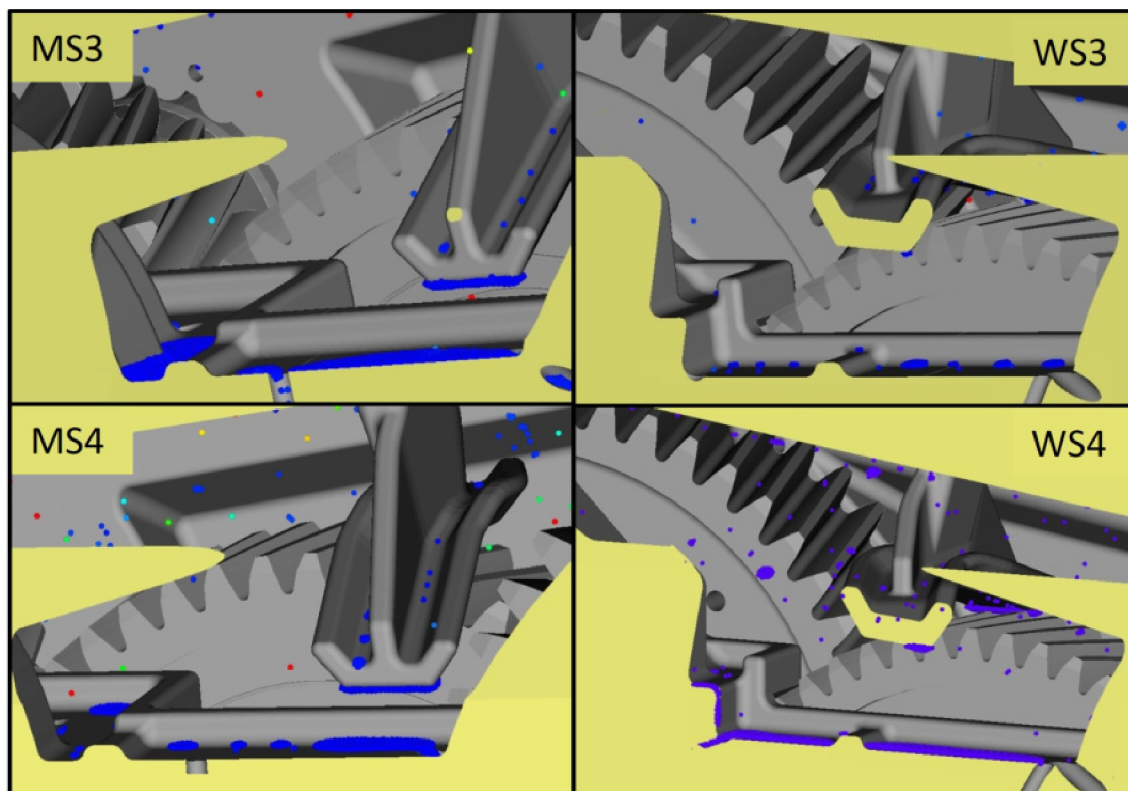
### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

trů. U kapes na opačné straně náklonu jsou v případě náklonu vlevo 2-3 mililitry oleje a při náklonu vpravo pouze 1 mililitr. Hlavním důvodem je zde minimální množství oleje. Na základě výsledků v předchozí kapitole 10.3.1 se podobné výsledky očekávaly. Množství oleje v kapsách zde bohužel nedosáhlo plně ustáleného stavu. Vzhledem k malému množství oleje dodávaného do horní části pracovního prostoru, by se takového stavu při uvažovaných parametrech dosáhlo v okamžiku, kdy všechny olej ze stěn steče do kapes. Z dosavadních výsledků pro 2000 otáček za minutu se předpokládá, že při náklonu vpravo se bude dosahovat kvalitnější distribuce oleje a rovnoměrnějšího dodání oleje do sběrných kapes. U třetího výpočetního modelu je rozdíl mezi kapsami 81 %, zatímco u čtvrtého pouze 50 %.



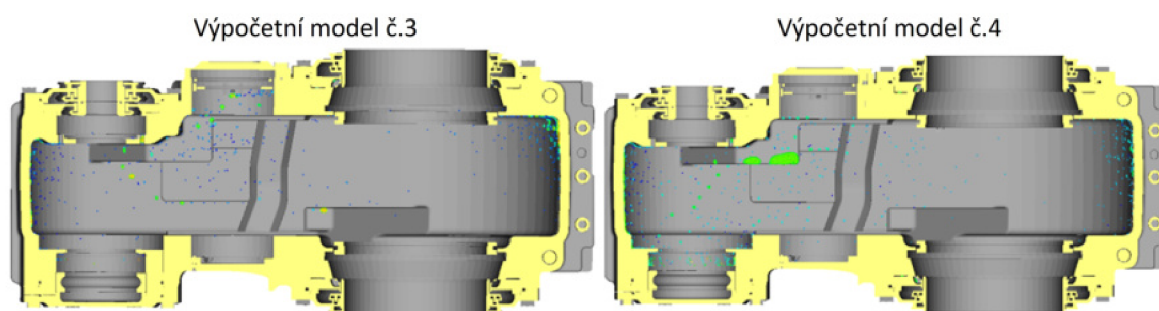
Obrázek 10.14: Změna množství oleje ve sběrných kapsách v průběhu simulace třetího a čtvrtého výpočetního modelu

Maximální množství oleje ve sběrných kapsách, které se nahromadilo během simulace, je možné vidět na Obrázku 10.15 ilustrovaném níže. Ze všech čtyř kapes bylo nejvíce oleje v kapse MS3 v levém horním rohu zmíněného obrázku. Při nejvyšším množství zde bylo pouze 10 mililitrů oleje. Je zřejmé, že takové množství je zcela nedostačující. K ložiskům se dostane pouze takové množství, které z nahromaděného oleje vlivem gravitace steče do rozváděcích kanálků. Toto množství však bude při aktuálních parametrech simulace velice malé. V případě kapsy WS3 dokonce žádné, díky této skutečnosti je riziko poruchy tím pádem velmi vysoké. Když se podíváme mimo kapsy do zbytku pracovního prostoru skříně, je vidět, že i zde je velmi málo oleje. Předpokládá se tedy, že většina oleje se nashromáždila při zvyšování otáček. Tato skutečnost vyplývá i z Obrázku 10.14, kdy je při zvyšování otáček největší průtok do kapes. V době konstantních otáček oleje přibývalo málo. Dodaný olej v této fázi simulace je olej, který při rozjezdu ulpěl na stěnách skříně a vlivem gravitace a náklonu po nich stekl. V případě, že by se měřil objem oleje v kapsách při odlišných provozních podmínkách, by kapsa MS vždy obsahovala více oleje. Na Obrázku 10.15 je mimo jiné vidět provedení kapes. Drážky v kapse WS jsou všechny mezi vstupním a výstupním kolem. Kapsa MS má mezi drážkami větší rozestupy a jejich vstup není v jedné rovině. Díky tomu má tato kapsa větší objem, který může být zaplněn olejem.



Obrázek 10.15: Detailní záběr na sběrné kapsy při maximálním množství oleje u třetího a čtvrtého výpočetního modelu

Na základě předchozího obrázku se uvedlo tvrzení, že ve zbylém prostoru skříně je velmi malé množství oleje. Toto tvrzení se potvrdilo pomocí Obrázku 10.16 na následující straně. S výjimkou oblasti nad kapsami a lištou pro vedení oleje zobrazuje pohled do celé horní části skříně. Zde je jasně vidět, že v horní části opravdu není dostatečné množství oleje a při zvolených parametrech třetího a čtvrtého modelu je distribuce oleje nedostatečná. díky čemuž by hrozilo vysoké riziko poškození komponent.

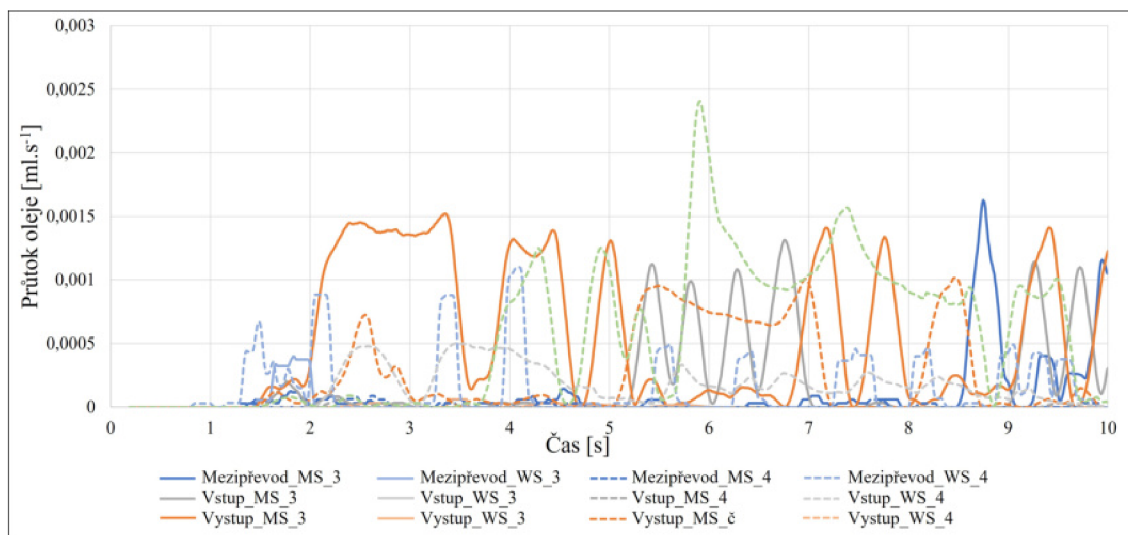


Obrázek 10.16: Množství oleje v horní části skříně na konci simulace

Obrázek 10.17 vychází z Obrázku 10.14, který zobrazuje změnu množství oleje ve sběrných kapsách. Další obrázek obsahuje graf, který představuje průběh průtoku k jednotlivým ložiskům. Grafické zobrazení křivek je zde stejné jako v předchozím případě. Jednotlivé výpočetní modely jsou odlišeny stylem křivky. Oblasti ložisek jsou odlišeny barevně a jednotlivé strany skříně (MS, WS) jsou poté odlišeny pomocí odstínu příslušné

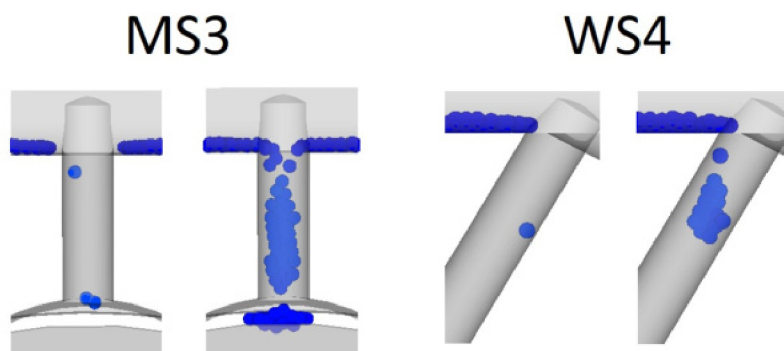
### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

barvy pro dané ložisko. Je zde vidět, že jednotlivé průtoky drážkami jsou velice malé. Tato skutečnost se předpokládala již na základě prvního přehrání simulace nebo množství oleje v kapsách. I přesto se určité množství oleje dodalo až k ložiskům. Průtoky drážkami ale vždy vykazovaly kolísavý průběh. Bohužel i největší hodnoty průtoku byly velice nízké. Nejvyšší nastal v jednom okamžiku v drážce k ložisku vstupního hřídele na straně WS. Tento náhlý nárůst vznikl díky množství oleje, který se nahromadil až ke hraně drážky a mohl stéct dolů. Tento jev je mimo jiné ilustrován na Obrázku 10.18. K vyššímu průtoku vždy docházelo na té straně, na kterou byl uvažován náklon. Druhým faktorem ovlivňujícím velikost průtoku je umístění samotné drážky ve sběrných kapsách. Při malém množství oleje jsou průtoky větší a dřívější zejména u drážek výstupního hřídele díky jejich poloze, kterou lze vidět na Obrázku 10.15 výše. Na straně MS olej dodaný lištou pro vedení oleje dopadá v jejich blízkosti, zároveň jsou blíže výstupního kola. Na stěnách je tedy větší množství, které k nim může stéct. Na straně WS je drážka umístěna na okraji kapsy u stěny, nad kterou je sváděn olej pomocí lišty, díky čemuž se zde dosahuje vyšších hodnot průtoku.



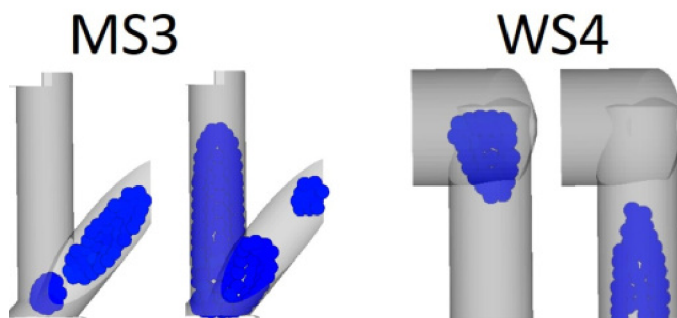
Obrázek 10.17: Průtok oleje do jednotlivých ložisek v průběhu simulace třetího a čtvrtého výpočetního modelu

Obrázek 10.18 zobrazuje detail bokorysu drážek pro mazání ložisek mezipřevodového hřídele. Je zde vidět jev popsáný výše, kdy množství nahromaděného oleje dosáhne hrany drážky a steče k ložisku. Jsou zde ilustrovány dvě dvojice obrázků. Stav zachycený v levém snímku nastává v průběhu simulace častěji díky nedostatku oleje, díky čemuž vznikají fluktuace v průtoku zmíněné výše. Vznik tohoto stavu by bylo možné zredukovat mírným zkosením dna kapes směrem k drážkám. Z provedení těchto drážek lze také předpokládat, jelikož jsou téměř svislé a celková délka drážky je menší, že zde bude docházet k většímu průtoku než ve zbylých drážkách. Díky tomu se také tato ložiska budou plnit olejem mnohem rychleji.



Obrázek 10.18: Detail bokorysu mazacích drážek mezipřevodového hřídele v dané simulaci

Obrázek 10.19 opět zobrazuje dvě dvojice snímků zachycujících stav v mazacích drážkách. Zde se jedná o půdorys drážek výstupního hřídele. Jak již bylo řečeno dříve, v těchto drážkách dochází k většímu průtoku než ve zbylých díky jejich umístění. Dokazuje to také počet částic v drážkách ve zmíněném obrázku. Zachycené stavy zobrazují odlišný problém. Proti drážkám mezipřevodového hřídele mají téměř dvojnásobnou vzdálenost. V případě omezeného množství oleje tedy bude trvat delší dobu, než se olej dodá až ložiskům. Zároveň je možné říct, že se tyto drážky skládají ze dvou částí s odlišnými úhly sklonu. Hlavní problém je ten, že druhá část je vodorovná. Právě tento problém je možný vidět v levé dvojici snímků (MS3) na Obrázku 10.19. Pokud drážkou poteče malé množství oleje, v místě změny sklonu narazí do stěny, čímž odevzdá svoji kinetickou energii a nedoteče až do ložiska. Poté je nutné, aby se dodalo takové množství oleje, které vodorovnou část drážky zcela naplní a olej vytlačí až k ložisku. V pravé dvojici (WS4) tento problém není tak znatelný. Ačkoliv se drážka taktéž skládá ze dvou částí s různými sklony, tak má druhá část stále mírný sklon a není zcela vodorovná, jako je u drážky na straně MS.

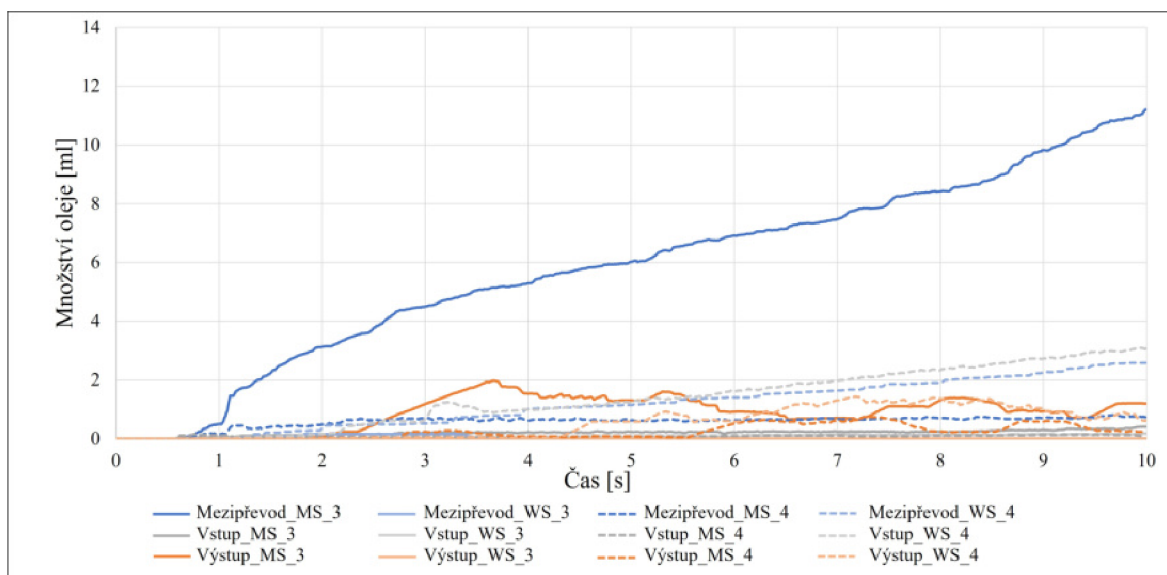


Obrázek 10.19: Detail půdorysu mazacích drážek výstupního hřídele v dané simulaci

Graf ilustrovaný na Obrázku 10.20 obsahuje křivky popisující změnu množství oleje v jednotlivých ložiscích. Je zde vidět, že při uvažování třetího výpočtového modelu se do většiny ložisek dostane velmi malé množství oleje. Nejlepšího mazání se dosahuje u ložiska mezipřevodového hřídele díky straně naklonění převodovky a umístění mazací drážky, jak bylo řečeno dříve. Objem oleje zde dosáhl 11 mililitrů a jako u jediného ložiska je zde možnost dosáhnout alespoň dostatečného mazání. Značné množství oleje se sem však dodalo přímo z olejové lázně koly nebo stečením po stěnách, což je na druhé straně skříňe znemožněno velikostí výstupního ozubeného kola prvního soukolí, které svou

### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

velikostí zamezuje přísunu oleje přímo ze skříně. Celkově je do ložisek dodáno více oleje u čtvrtého výpočetního modelu díky náklonu skříně, tedy s výjimkou zmíněného ložiska mezipřevodové hřídele na straně MS. Více oleje u ložisek na straně WS, na které množství u ložiska vstupního a mezipřevodového hřídele stále stoupalo po celou dobu simulace. Naopak u ložisek výstupního hřídele je vidět, že množství oleje kolísalo. Důvodem jsou zde drážky pro odtok oleje zpět do lázně zaručující následnou cirkulaci. U výstupního hřídele jsou umístěny na straně vstupu oleje v ložisku, díky čemuž je odtok rychlejší. U ostatních hřídelů je absence těchto drážek. Aby se olej dostal zpět do lázně, musí tedy protéct ložisky. Na základě zmíněných grafů se předpokládá, že i při delším provozu je nepravděpodobné, že by se do ložisek dostalo více oleje, než je na konci simulace. Je však nutné říct, že použitá ložiska nejsou stejné velikosti. Pouze na základě množství oleje není možné určit kvalitu mazání a je ho potřeba posoudit po vizuální stránce.



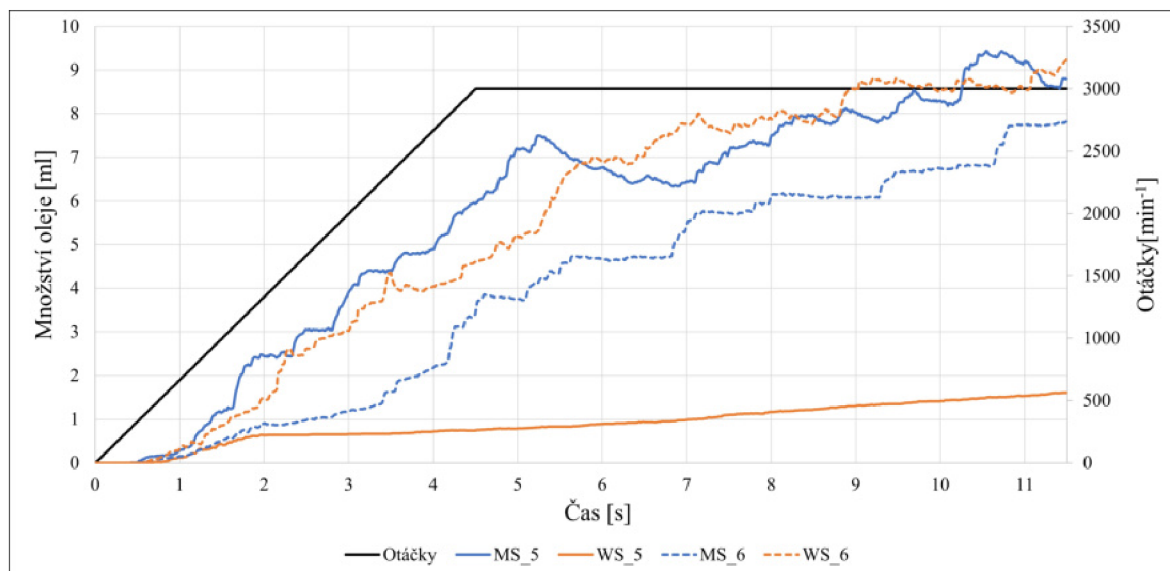
Obrázek 10.20: Množství oleje v jednotlivých ložiscích v průběhu simulace třetího a čtvrtého výpočetního modelu

### 3000 otáček za minutu

Jako další se provedly simulace uvažující 3000 otáček za minutu s rotací vstupního kola proti směru hodinových ručiček (CCW), neboli jízdu vpřed. Za tímto účelem se využilo výpočetních modelů 5 (s náklonem vlevo) a 6 (s náklonem vpravo) dle Tabulky 10.3 uvedené dříve v této kapitole. Jako první lze na Obrázku 10.21 opět vidět změnu množství oleje ve sběrných kapsách. V porovnání s ekvivalentním grafem (viz Obrázek 10.14) je vidět, že se vlivem vyšších otáček do kapes dodalo větší množství oleje než při 2000 otáčkách za minutu. Trend křivky je velice podobný pro oba případy. A to ten, že nejvíce oleje se dodalo do kapes při zvyšování otáček na požadovanou hodnotu. Mimo vyššího maximálního množství v kapsách, MS o 27 % a 60 %, WS o 31 % a 50 % vzhledem k předchozímu množství, zde nastaly dva zásadní rozdíly. Prvního si je možné všimnout ve fázi konstantních otáček, kdy se množství oleje zvyšovalo po celou dobu provozu. Zároveň se předpokládá, že by se množství ještě mírně zvyšovalo. Pouze u sběrné kapsy na straně motoru (MS) při pátém výpočetním modelu došlo v intervalu 5-7 s k poklesu v množství oleje, kdy bylo množství odvedeného oleje větší než přivedeného. Druhý rozdíl je vidět

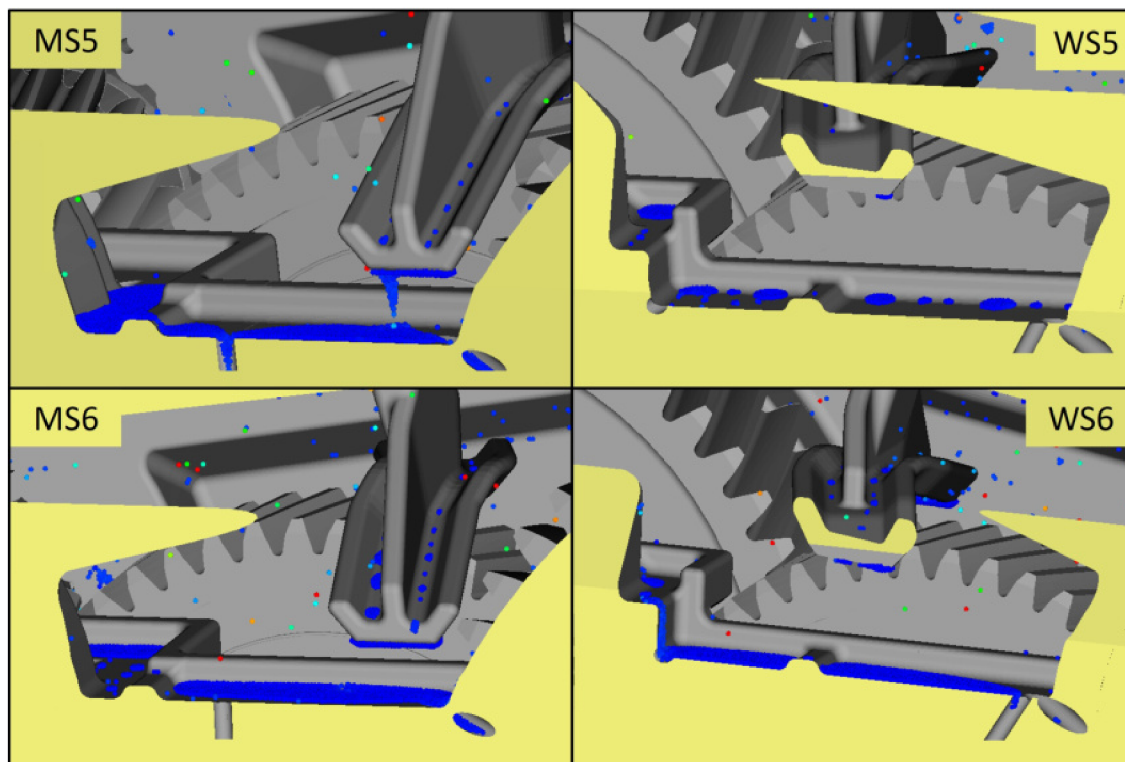


zejména u šestého výpočetního modelu uvažujícího náklon vpravo. Množství dodané do obou kapes je zde rovnoměrnější a rozdíl mezi jejich množstvími je v průměru pouze 33 % namísto 50 %, jako tomu bylo při 2000 otáčkách. Přestože se v obou simulacích dosáhlo většího množství oleje v kapsách než ve výpočetních modelech 3 (s náklonem vlevo) a 4 (s náklonem vpravo), rozdíl v množství oleje mezi kapsami při náklonu vlevo je stejný pro obě maximální hodnoty otáček, a to 81 %.



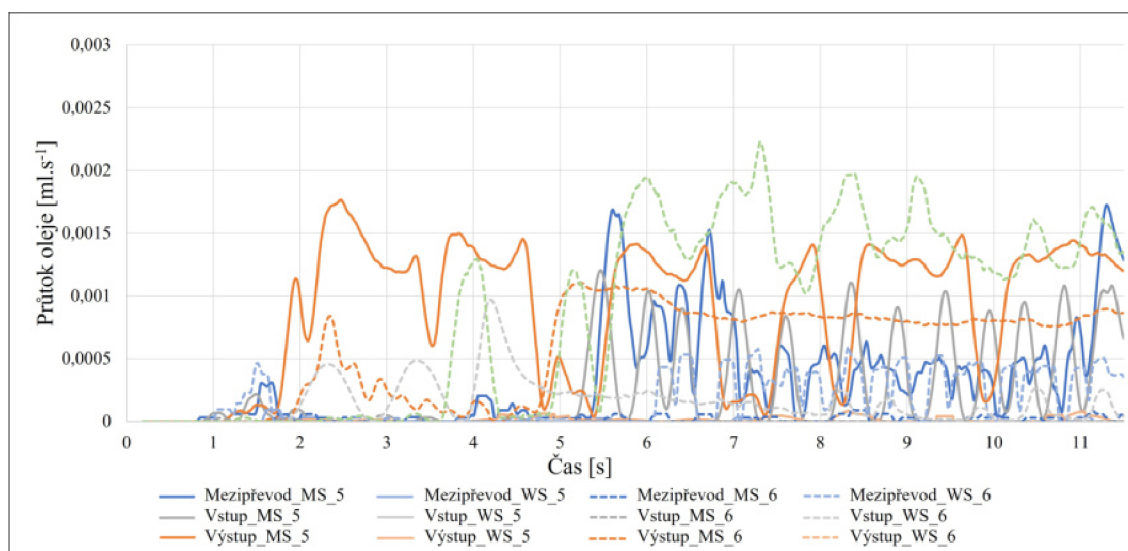
Obrázek 10.21: Změna množství oleje ve sběrných kapsách v průběhu simulace pátého a šestého výpočetního modelu

Obrázek 10.22 na následující straně zobrazuje čtyři snímky. Jednotlivé snímky zachycují záběr na sběrné kapsy při maximálním množství oleje. V porovnání s provozem při 2000 otáčkách za minutu je zde vidět navýšení množství oleje podle předchozího grafu. Největší rozdíl v množství je vidět na snímku MS6. Naopak nejmenší je na snímku WS5. V obou případech vizuální změna odpovídá vypočítanému procentuálnímu navýšení ve zmíněných kapsách o 60 % a 27 %. Je zde vhodné si povšimnout, že na většině snímků je takové množství oleje, které by mohlo být rozvedeno k ložiskům. Jelikož jsou ale dna kapes rovná, šance, že olej doteče k ložiskům, je malá. Určitou roli zde také hraje náklon skříně, který tento jev umocňuje. Například u snímku MS6 je díky náklonu olej nahromaděn na vzdálené straně od drážky, díky čemuž při menším množství oleje nedojde k mazání ložisek. Vznik této situace je však s minimálním množstvím oleje předpokládán i v případě, kdy by byl náklon nulový. Jedním z možných modifikací skříně je tedy úprava dna sběrných kapes. Přestože jsou otáčky navýšené o 50 %, v horní části pracovního prostoru je stále velice malé množství oleje. Při daném nastavení simulace se ani v případě delšího uvažovaného provozu do sběrných kapes nedodá více oleje.



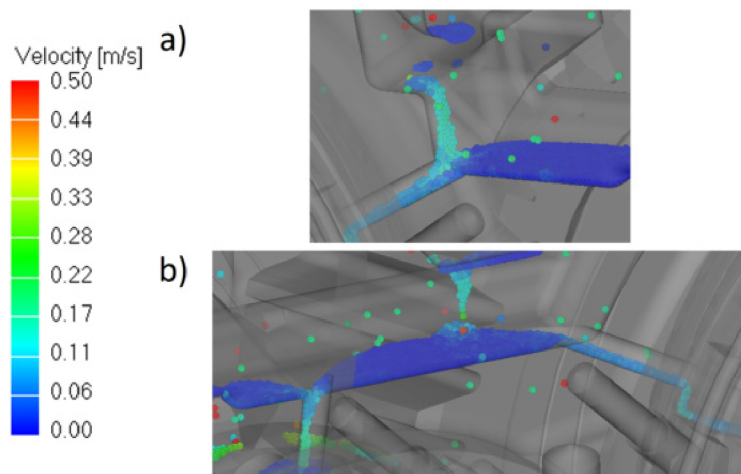
Obrázek 10.22: Detailní pohled na sběrné kapsy při maximálním množství oleje u pátého a šestého výpočetního modelu

Obrázek 10.23 ilustrovaný na následující straně popisuje změnu průtoku oleje drážkami k ložiskům při uvažování pátého a šestého výpočetního modelu. V předchozím grafu bylo možné vidět mírné zvýšení v objemu oleje ve sběrných kapsách. Díky této skutečnosti také došlo k navýšení průtoku mazacími drážkami. Při 3000 otáčkách za minutu průběhy průtoků u drážek, které při 2000 dosáhly hodnot průtoku v řádu jednotek mililitru, vykazují velmi podobné trendy jako ty nenulové při 2000 otáčkách za minutu. Nenulové průtoky (výstupní a mezipřevodové drážky) při daném náklonu v předchozím případě dosahují téměř identických hodnot. Zásadní změna u těchto průtoků nastala v hustotě fluktuací. Nejjasněji je tento jev vidět u křivky Výstup MS 6. Ve fázi konstantních otáček se průtok držel na téměř konstantní hodnotě, zatímco při 2000 otáčkách za minutu docházelo k poklesům na nulu. Totéž je možné vidět u křivky Výstup WS 6. Ačkoli zde nedošlo k redukci fluktuací v takové míře, průtok je stabilnější. Přestože nedošlo k razantnímu navýšení průtoků, vyšší vstupní otáčky se promítly v celkové kvalitě mazání jednotlivých ložisek, která bude uvedena na následujících řádcích.



Obrázek 10.23: Průtok oleje do jednotlivých ložisek v průběhu simulace pátého a šestého výpočetního modelu

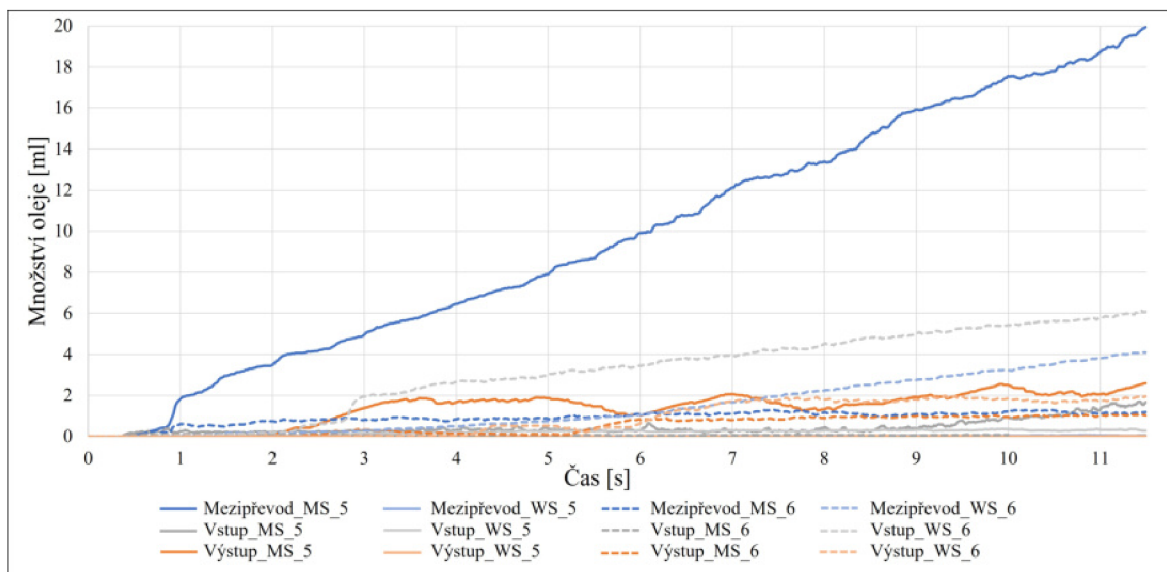
Dvojice snímků níže na Obrázku 10.24 obsahuje detailní pohled na průtok drážkami k ložiskům výstupního kola. Spodní snímek navíc zachycuje průtok k ložisku mezipřevodového hřídele na příslušné straně. Zobrazené drážky jsou na straně, na kterou byl uvažován náklon. Snahou bylo, aby byl zachycen stav, při kterém docházelo ke konstantnímu průtoku. Při simulované jízdě směrem vpřed bohužel k tomuto stavu nedošlo ani v jednom ze čtyř výpočetních modelů. Zvolil se tedy téměř konec simulace, kdy byly zmíněné průtoky nejstálější. Shodou okolností je ve všech třech případech rychlost protékajícího oleje velmi podobná s hodnotou v rozmezí 0,10 až 0,15  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Tato rychlost neodpovídá maximální hodnotě průtoku. I zde je však změna maximálně v řádu setin. Dosažení větších průtoků se předpokládá v případě, kdy dojde k plnému průtoku drážkami. Mimo gravitační síly by na jednotlivé částice působila také hmotnost oleje nahromaděného v kapsách.



Obrázek 10.24: Rychlost průtoku oleje mazacími drážkami na straně WS při náklonu skříně vpravo a), na straně MS při náklonu skříně vlevo b) při 3000 otáčkách za minutu

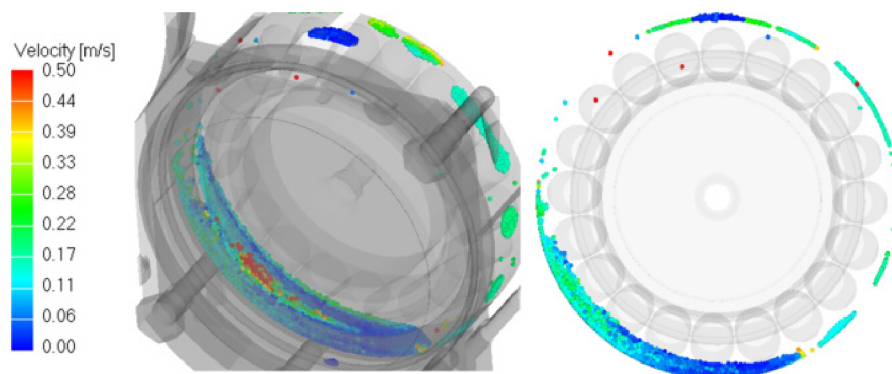
### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Zvyšování množství oleje v ložiscích jednotlivých hřídelů lze vidět na Obrázku 10.25. Je zde jasně vidět, že množství jednoho z ložisek je zcela mimo hodnoty zbylých. Stejně jako v předchozím případě, při 2000 otáčkách za minutu, se jedná o ložisko mezipřevodového hřídele na straně MS při náklonu vpravo, tedy při použití pátého výpočtového modelu. Důvod je také zcela identický, a to dodání velkého množství oleje přímo z lázně. Při 3000 otáčkách za minutu olej dodaný tímto způsobem ovlivnil také množství oleje v ložisku vstupního hřídele na straně WS při náklonu vpravo (Vstup WS 6). Stav oleje obou těchto ložisek lze vidět na Obrázcích 10.26 a 10.27. Vlivem vyšších vstupních otáček narostlo množství oleje až dvojnásobně téměř u všech ložisek.



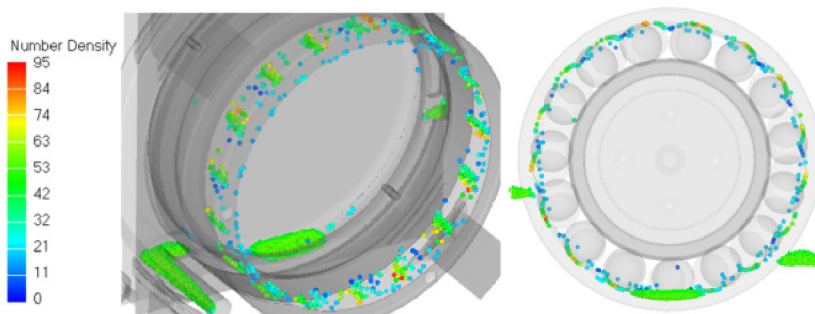
Obrázek 10.25: Množství oleje v jednotlivých ložiscích v průběhu simulace pátého a šestého výpočetního modelu

Jak bylo zmíněno, následující Obrázek 10.26 obsahuje snímky ložiska mezipřevodového hřídele na straně MS při náklonu vpravo a 3000 otáčkách za minutu. Je zde zobrazené rychlostní pole oleje při maximálním dosaženém množství. Oleje se dodalo takové množství, díky kterému se zaručilo dostatečné mazání. Díky nutné úpravě ložiska, zaručující průstup částic, však olej nedosáhl dostatečné výšky a je tedy velmi obtížné určit kvalitu mazání. Díky tomu je olej rozproušen pouze velmi málo, jak je možné vidět z obou snímků.



Obrázek 10.26: Rychlostní pole oleje u ložiska mezipřevodového hřídele na straně MS při náklonu vlevo a 3000 otáčkách za minutu

Obrázek 10.27 níže zobrazuje snímky ložiska vstupního hřídele při náklonu vpravo a při 3000 otáčkách za minutu. Je zde zobrazená hustota částic. Je zde vidět, že rozložení částic tvoří po obvodu vnějšího kroužku ložiska rozestupy v pravidelném intervalu. Tyto rozestupy odpovídají vzdálenosti jednotlivých valivých elementů mezi sebou. Všechn tento olej se díky náklonu do ložiska dodal přímo ze skříně. Olej dodaný pomocí drážek ze sběrných kapes zůstal za ložiskem. Část se dokonce dostala do drážek odvádějících olej zpět do pracovního prostoru ozubených soukolí.



Obrázek 10.27: Rozložení částic oleje u ložiska vstupního hřídele na straně WS při náklonu vpravo a 3000 otáčkách za minutu

Celkové vyhodnocení kvality mazání ložisek při jízdě vpřed je uvedeno v následující Tabulce 10.6. V této části se provedly simulace celkem čtyř výpočetních modelů s rotací vstupního hřídele proti směru hodinových ručiček (viz Tabulka 10.3). Tyto simulace, na základě výsledků získaných simulacemi pro výzkum vlivu geometrie, dopadly dle očekávání. Díky nízké hladině oleje byla distribuce značně omezena. Pouze u dvou výpočetních modelů se dosáhlo alespoň dostatečného průtoku oleje ložisky, a to pouze u některých ložisek. Pro hodnocení se použily čtyři míry průtoku:

- Žádný průtok: -1
- Nedostatečný průtok: 0
- Dostatečný průtok: 1
- Plný průtok: 2

Je nutné zmínit, že hodnocení probíhalo převážně subjektivně, nebyl zde použit žádný stálý faktor a uvažované částice byly v poměru s velikostí štěrbin mezi komponenty velké. Je zde tedy předpoklad, že při provedení dalších simulací s detailnějším nastavením by se obdržely přesnější výsledky.

Tabulka 10.6: Vyhodnocení mazání jednotlivých ložisek při jízdě vpřed pro uvažované výpočetní modely číslo 3, 4, 5 a 6

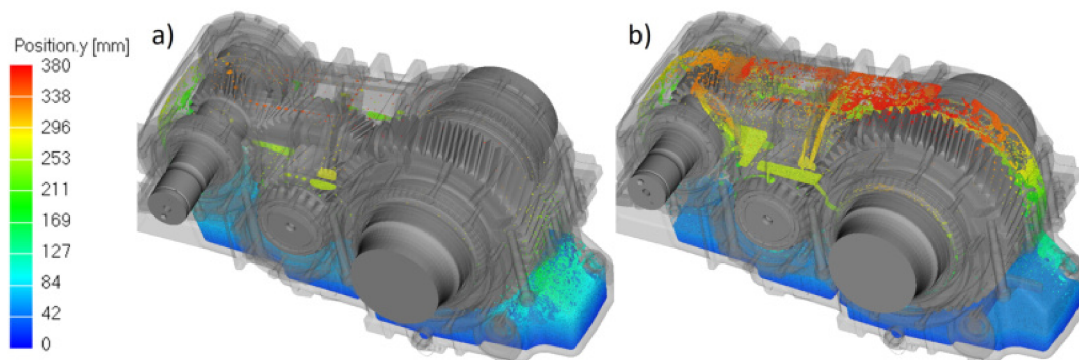
Hřídel	Oblast	LT		RT	
		2000 min <sup>-1</sup>	3000 min <sup>-1</sup>	2000 min <sup>-1</sup>	3000 min <sup>-1</sup>
Vstup	MS	0	0	-1	-1
Vstup	WS	-1	0	0	0
Výstup	MS	0	0	-1	0
Výstup	WS	-1	-1	0	0
Mezipřevod	MS	1	1	-1	0
Mezipřevod	WS	-1	-1	0	0

### 10.3.3 Jízda vzad

Jako poslední se provedly simulace pro jízdu směrem vzad, tedy se směrem rotace vstupního hřídele po směru hodinových ručiček CW. Použily se výpočetní modely sedm, osm, devět a deset. Modely sedm (náklon vlevo) a osm (náklon vpravo) uvažovaly 2000 otáček za minutu na vstupním hřídeli. Zbylé dva modely, devět (náklon vlevo) a deset (náklon vpravo), uvažovaly 3000 otáček za minutu. Jednotlivé stavy budou značeny stejně jako v předchozí kapitole.

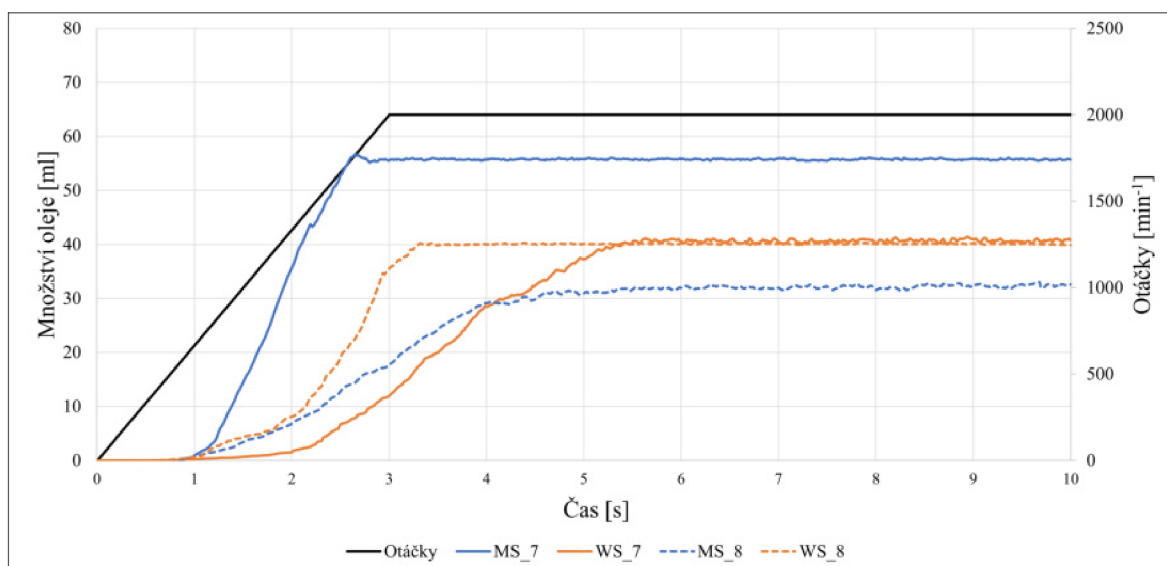
#### 2000 otáček za minutu

Již po prvním pohledu na situaci v převodové skříně na konci simulace výpočetních modelů sedm a osm, viz Obrázek 10.28, je vidět jasný vliv smyslu otáček na distribuci oleje. U smyslu CCW je olej nabíráný zubovými mezerami a díky čemuž proudí na stěnu skříně. Jak jsme viděli dříve v této práci, tímto způsobem se při uvažovaných parametrech do horní části skříně dostane velice malé množství oleje. U smyslu rotace CW je nabíráný olej veden do záběrů zubů. Zde se vlivem spoluzabírajícího kola olej urychlí a žene se dále do horní části, kde je zachycován a rozváděn příslušnými prvky na potřebná místa. Je tedy zřejmé, že při rotaci se smyslem otáček po směru hodinových ručiček bude docházet ke kvalitnější distribuci oleje, mazání ložisek nebo odvodu tepla.



Obrázek 10.28: Vliv smyslu rotace na distribuci oleje. Proti směru hodinových ručiček (jízda vpřed) a), po směru hodinových ručiček (jízda vzad) b)

Graf na Obrázku 10.29 na následující straně zobrazuje nárůst objemu oleje ve sběrných kapsách při 2000 otáčkách za minutu. Při náklonu vlevo se na straně MS dosáhlo 55 mililitrů a na straně WS 40 mililitrů. Při náklonu vpravo pak 40 mililitrů na straně WS a 32 mililitrů na straně MS. Ve všech čtyřech kapsách se po dosažení maximálního množství oleje hodnota držela konstantní. S výjimkou kapsy na straně MS výpočetního modelu osm se dosáhlo maximálního možného množství oleje, kterého je možné dosáhnout. Ve zmíněné kapse došlo k téměř úplnému vyrovnání přívodu a odvodu oleje. Ačkoliv se množství nahromaděného oleje zvyšovalo po celou dobu simulace, množství od 5 s zvedlo pouze o 2 mililitry, lze tedy tento průběh považovat za konstantní. Trendy poměrů jsou i při opačném smyslu rotace stále stejné. Při levém náklonu se do kapes dostane větší množství, zatímco při pravém je dodané množství rovnoměrnější. V tomto případě jsou tyto rozdíly díky většímu množství oleje minimalizovány a při náklonu vlevo je rozdíl pouze 27 % a při náklonu vpravo 20 %.

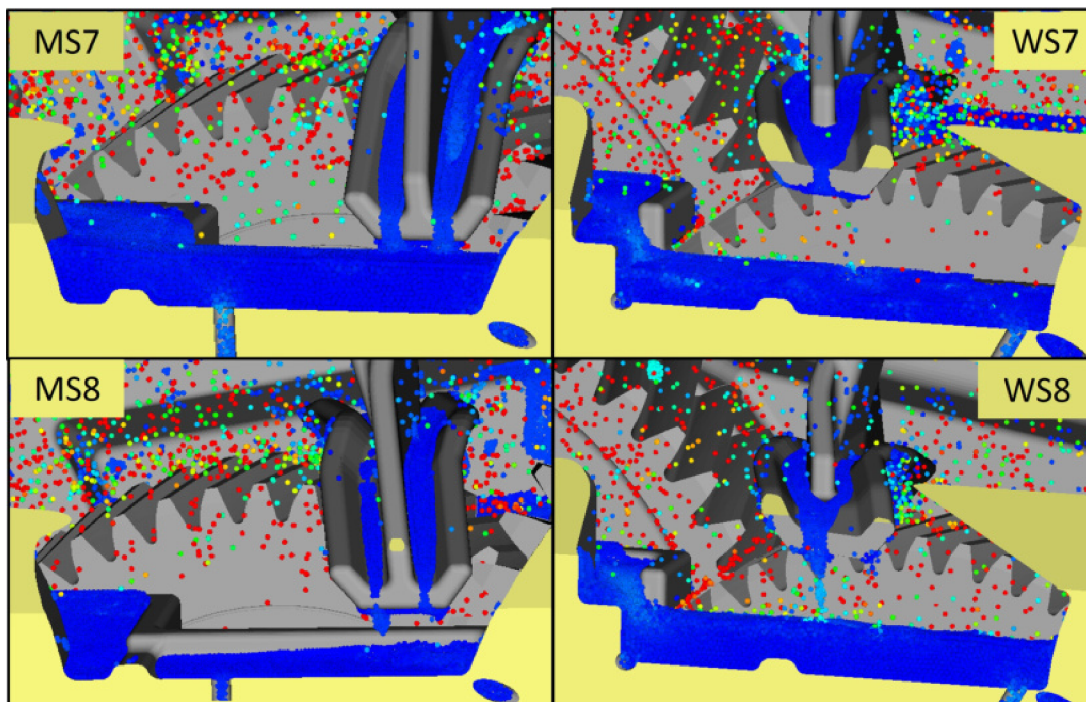


Obrázek 10.29: Změna množství oleje ve sběrných kapsách v průběhu simulace sedmého a osmého výpočetního modelu

Následující Obrázek 10.30 obsahuje detailní pohled na sběrné kapsy při obou uvažovaných stavech (LT a RT) na konci simulace. Proti předchozím stavům s rotací kol proti směru hodinových ručiček je situace s plněním sběrných kapes zcela odlišná. Bylo zde uvedeno, že olej v určitých kapsách dosáhl maximálního možného množství, jak ale můžeme vidět na obrázku níže, toto tvrzení není úplně správné. V kapsách MS7 a WS8 je díky uvažovaným náklonům oleje více, než by bylo možné udržet v rovnovážném stavu. Naopak v kapse MS8 se kompletního naplnění kapsy nedosáhlo, tedy alespoň ne všude. Kapsy obsahují vyvýšený můstek, který je rozděljuje na dvě části, aby se zaručilo dodávání oleje ke všem třem hřídelům. U této kapsy je v levé části oleje více, ale díky náklonu je ho zde tolik, že přetéká přes okraj. V pravé části je oleje znatelně méně, nicméně i zde je kapsa dostatečně zaplněna.

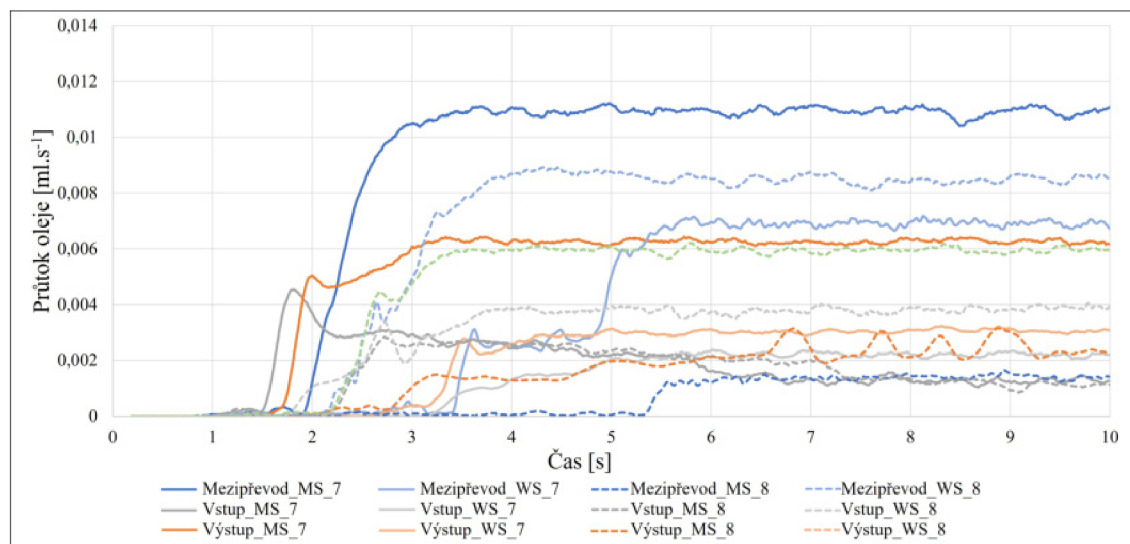
Snímky zachycují stav, kde množství oleje odpovídá konstantnímu množství oleje při stálých otáčkách. Nejpozději se ho dosáhne v čase 5,5 s. Všechny snímky částečně zobrazují řezy dvěma drážkami. Je vidět, že při maximálním množství oleje nastává, při dostupném záběru, plný průtok drážkami. Pouze u drážky na snímku MS8 je možné, že díky umístění drážky a menšímu množství oleje průtok zcela nezaplňuje celou drážku. Při rotaci po směru hodinových ručiček je v pracovním prostoru převodovky, přesněji řečeno nad úrovní kapes, mnohem více rozptýleného oleje než při opačném smyslu otáček. Předpokládá se tedy, že v čase 5,5 s se všechny průtoky ustálí a dodávané množství oleje k ložiskům bude dostatečné.

### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ



Obrázek 10.30: Detailní pohled na sběrné kapsy při maximálním množství oleje u sedmého a osmého výpočetního modelu

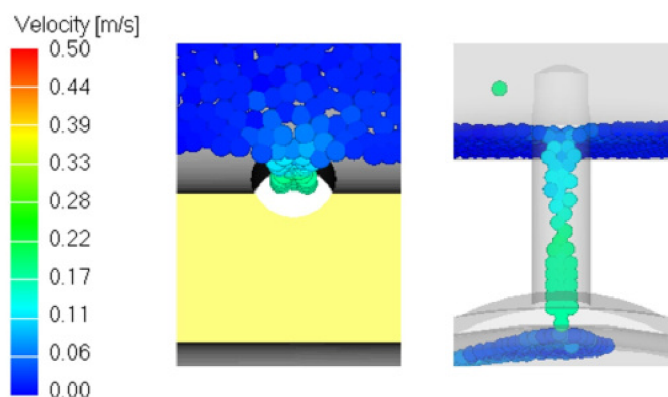
Graf ilustrovaný níže na Obrázku 10.31 obsahuje křivky popisující změnu průtoku oleje k ložiskům. Při rotaci po směru hodinových ručiček dosahují téměř všechny vyšších hodnot průtoku než při opačné rotaci v předchozích případech. Nejmenšího průtoku se dosáhlo v drážce u mezipřevodového nebo vstupního hřídele. I tyto hodnoty jsou minimálně takové, jako bylo maximum u opačné rotace (CCW). Důležité je, že se tímto grafem potvrdilo předchozí tvrzení a opravdu nejpozději v čase 5,5 s dojde k ustálení všech průtoků na téměř konstantní hodnotu.



Obrázek 10.31: Průtok oleje do jednotlivých ložisek v průběhu simulace sedmého (LT) a osmého (RT) výpočetního modelu

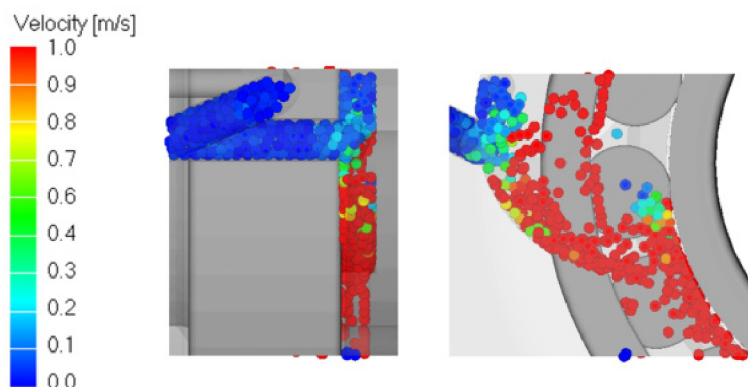


Následující Obrázek 10.32 zobrazuje průtok drážkou k ložisku mezipřevodového hřídele na straně MS osmého výpočetního modelu. Je zde zachycen stav na konci simulace, kdy se dosáhlo ustáleného proudění oleje a tím i průtoku. Dle předchozího obrázku průtok dosáhl hodnoty 0,002 mililitru za sekundu. Jak je ale vidět, zcela jistě se nejedná o maximální průtok. Většího průtoku by bylo možné dosáhnout s uvažováním většího objemu pracovního oleje. Podstatné je, že i při minimálním možném množství pracovního oleje se dosahuje konstantního průtoku, což by mělo vést k dodání dostatečného množství oleje k ložisku.



Obrázek 10.32: Průtok oleje do ložiska mezipřevodového hřídele na straně MS osmého (RT) výpočetního modelu

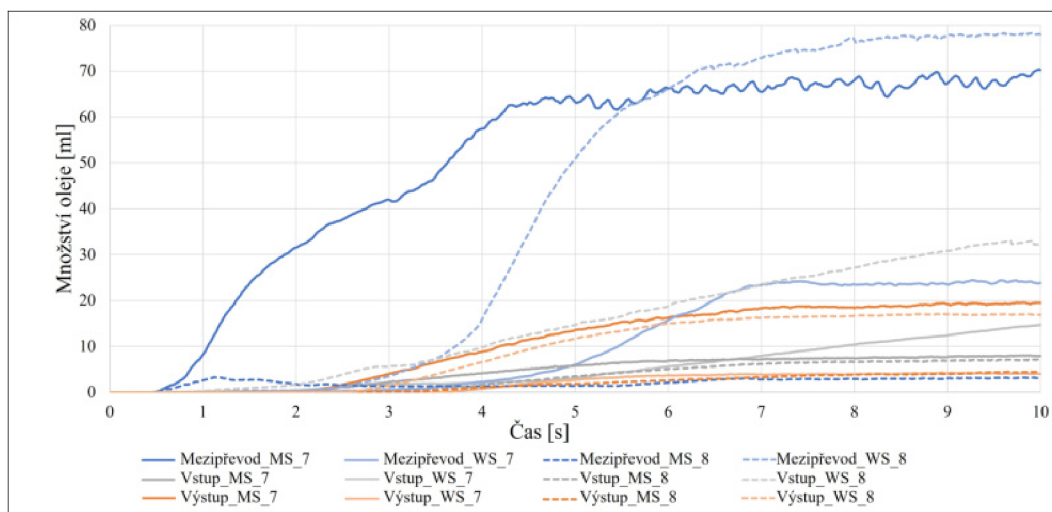
Obrázek 10.33 zobrazuje detailní záběr na průtok drážkou vstupního hřídele na straně MS osmého výpočetního modelu. Stejně, jako v případě drážky výše, se i zde dosahuje průtoku oleje 0,002 mililitru za sekundu. U této drážky se však na rozdíl od předchozí dosáhlo plného průtoku. Důvod se přikládá poměrně velké velikosti uvažovaných částic. Poměr mezi velikostí částice a šířkou drážky na výstupu k ložisku je pouze 4,33. Jak je vidět také na bočním pohledu drážky, tak v kombinaci s drážkou s nulovým sklonem je rychlost oleje značně snížena a průtok nedosahuje maximálních hodnot. Na druhé straně vstupního hřídele je tento poměr 2,4. Bylo tedy vhodné provést další simulace s detailnějším nastavením.



Obrázek 10.33: Průtok oleje do ložiska vstupního hřídele na straně MS osmého (RT) výpočetního modelu

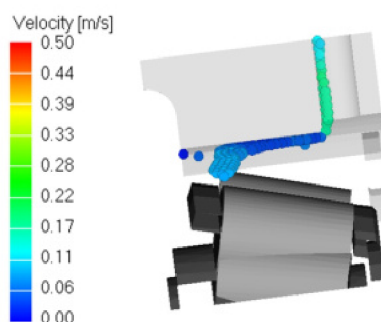
### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Obrázek 10.34 obsahuje graf popisující plnění jednotlivých ložisek. Je zde vidět, že ložiska mezipřevodového hřídele mají mnohonásobně rychlejší a větší plnění. U ložiska MS7 je důvodem velmi malá vzdálenost mezi výstupním kolem a samotným otevřeným ložiskem, což vede k plnění oleje přímo ze skříně skrze ložisko. Díky neuzavřenému ložisku jsou tímto mechanismem ovlivněna také ložiska vstupního hřídele. U ložiska mezipřevodu WS8 dochází k prudkému nárůstu oleje později po úplném naplnění sběrné kapsy a díky přímé a krátké drážce stejně jako u ložiska MS7. Stejná situace stojí za náhlým zvýšením množství oleje u ložiska WS7. Zde se však díky menšímu množství oleje nedosáhlo plného průtoku drážkou. Výjimkou je pouze ložisko MS8. Jak již bylo řečeno dříve, tato ložiska musela být modifikována, a právě tato modifikace je důvodem velmi nízkého množství oleje.



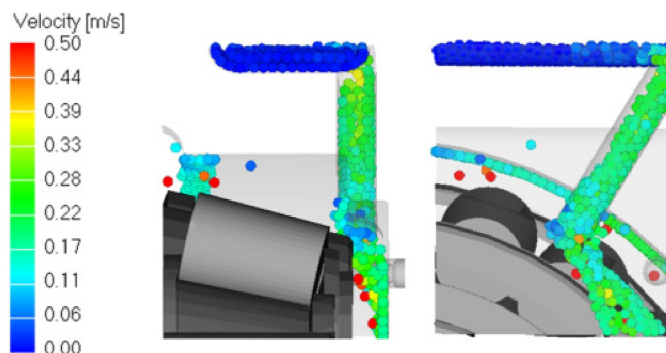
Obrázek 10.34: Množství oleje v jednotlivých ložiscích v průběhu simulace sedmého (LT) a osmého (RT) výpočetního modelu

Níže na Obrázku 10.35 je zobrazeno proudění ovlivněné modifikací ložiska a je třeba zmínit, že pouze modifikace, by tento jev při rovnovážné poloze nezpůsobila. Velký vliv zde hraje také uvažovaný náklon skříně na levou stranu. Kombinací těchto dvou faktorů a umístění drážky mělo za následek vznik dané situace a negativní ovlivnění množství oleje u ložiska. Při provozu reálné převodovky je vznik této nebo podobné situace naprosto vyloučen. Všechny dodaný olej by nejprve musel protéct skrze ložisko a až poté do lázně.



Obrázek 10.35: Proudění oleje při náklonu vpravo vlivem modifikovaného ložiska mezipřevodového hřídele MS8

Na druhé straně mezipřevodového hřídele k tomuto jevu nedochází, viz Obrázek 10.36. Důvodem je provedení drážky. Ačkoliv je vývod ve stejné vzdálenosti od ložiska, na rozdíl od opačné strany (MS) je mírně vyosen. Osa této drážky není rovnoběžná s vertikální osou převodovky a není vertikálně nad osou hřídele. Výsledkem je, že dodávaný olej proudí na zaoblenou plochu, po které stéká po obvodu ložiska.

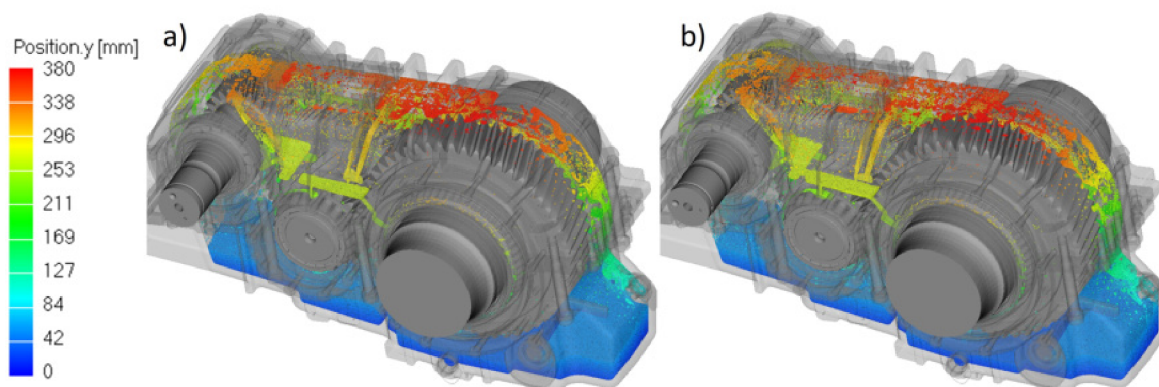


Obrázek 10.36: Proudění oleje při náklonu vlevo vlivem modifikace k ložisku MS8 mezipřevodového hřídele

### 3000 otáček za minutu

Poslední provedené simulace byly simulace výpočetních modelů devět a deset. Smysl rotace pastorku byl opět po směru hodinových ručiček (viz Obrázek 10.3). Rozdíl je v maximálních otáčkách, které byly nastaveny na 3000 za minutu.

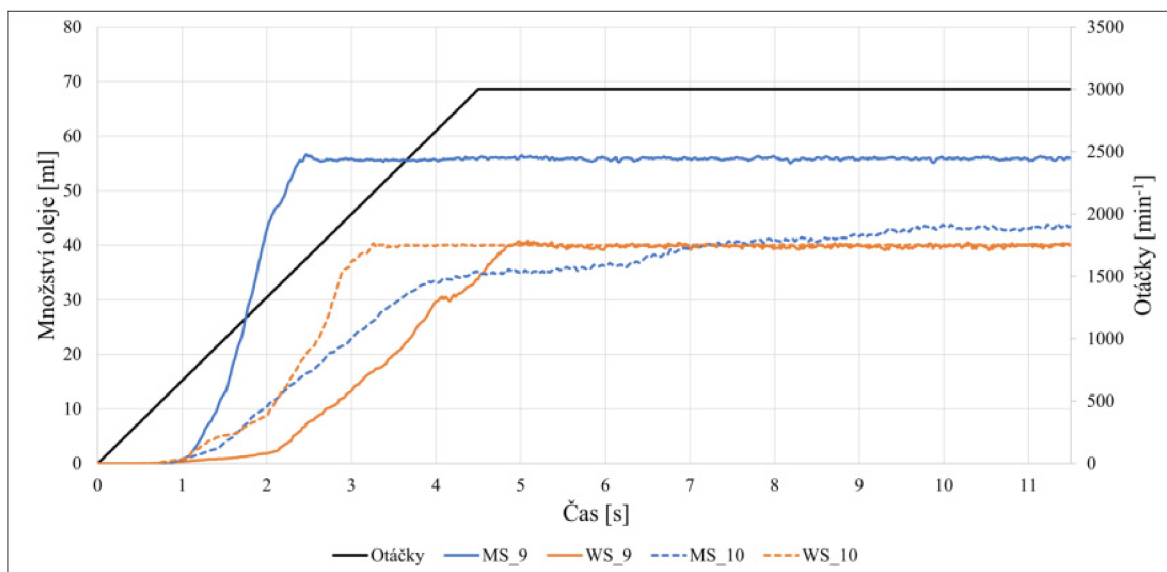
Níže ilustrovaný Obrázek 10.37 obsahuje porovnání výpočtového modelu osm a deset ve stavu, kterého se dosáhlo na konci simulace. Již při 2000 otáčkách (a) se dosáhlo velmi kvalitní distribuce oleje a rozdíl mezi uvedenými modely tak není příliš znatelný. Zaměříme-li se na zobrazenou kapsu, je možné si všimnout, že při 3000 otáčkách za minutu (b) se nahromadilo více oleje. Jak moc tato a jiné změny vzniklé vyššími otáčkami ovlivnily celkovou distribuci oleje či kvalitu mazání ložisek, bude uvedeno v této kapitole na následujících stranách.



Obrázek 10.37: Porovnání distribuce oleje při CW rotaci pro 2000 a) a 3000 b) otáček za minutu s náklonem vpravo

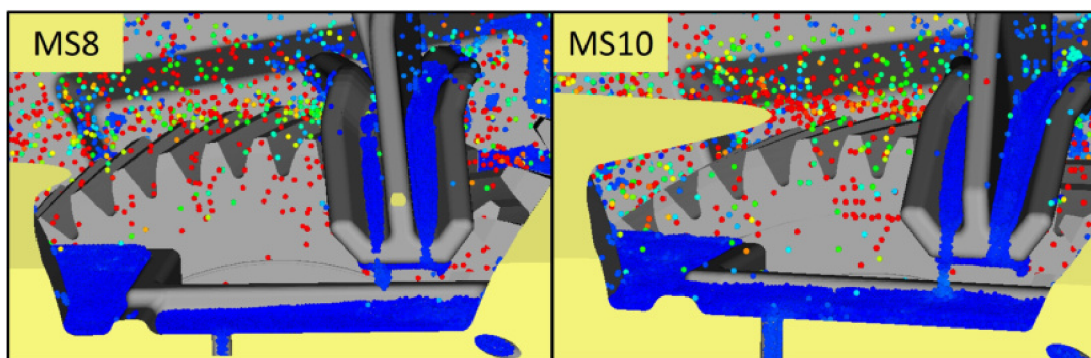
### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Graf ilustrovaný na Obrázku 10.38 popisuje plnění sběrných kapes při 3000 otáčkách za minutu a směsem rotace po směru hodinových ručiček. Tři ze čtyř křivek jsou zcela identické jako na Obrázku 10.29. Důvodem je uvažovaná oblast při měření ložisek, jejíž tvar se zvolil jako kvádr o výšce stěny kapsy. V obou případech při směsu rotace po směru hodinových ručiček se tedy, až na jednu kapsu, naplnily celé. Díky uvažovaným náklonům a vyšším otáčkám se nahromadilo více oleje než při 2000 otáčkách za minutu. Pouze u kapsy MS10 došlo k dodání skutečně většího množství. Jako vždy se do kapsy dodalo nejvíce oleje při náběhu otáček. V tomto případě při dosažení maximálních otáček bylo v kapse 35 mililitrů, což je o 18 % více než při 2000 otáčkách. Nedošlo zde ale k ustálení množství a po celou dobu konstantních otáček se množství oleje zvyšovalo. Konečné množství oleje bylo 42 mililitrů, což je o 33 % více.



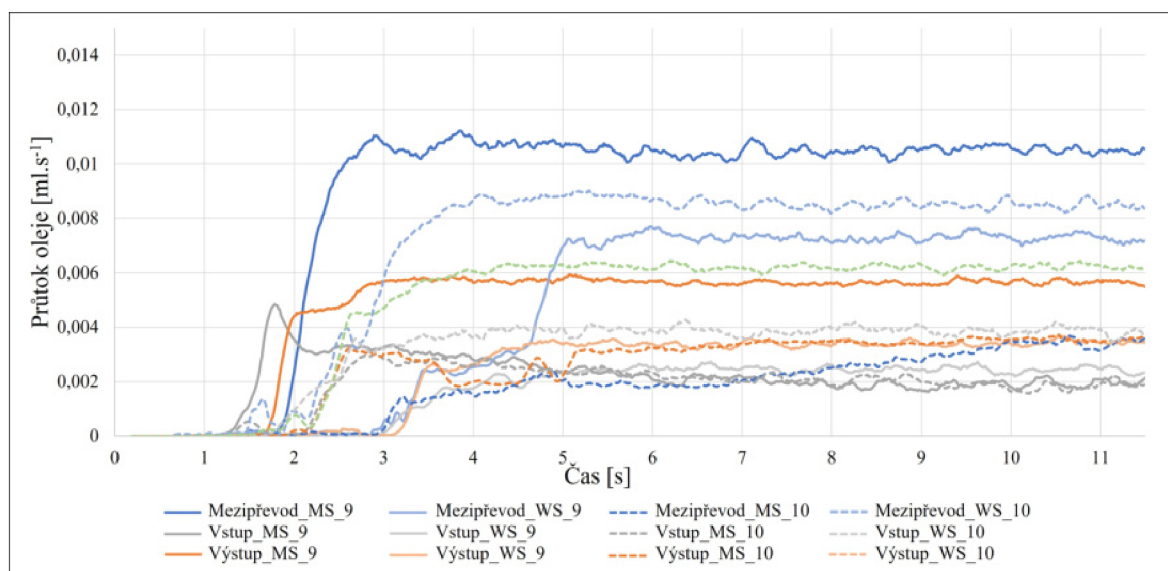
Obrázek 10.38: Změna množství oleje ve sběrných kapsách v průběhu simulace devátého (LT) a desátého (RT) výpočetního modelu

Obrázek 10.39 obsahuje porovnání obou uvažovaných stavů pro jízdu směrem vzad na kvalitu plnění zmíněné kapsy MS. Vlivem vyšších vstupních otáček došlo k nahromadění většího množství oleje. Na snímku kapsy MS10 si je možné všimnout, že dělicí můstek je vlivem vyšších otáček zcela překryt olejem. V pravé části kapsy MS8 byla většina oleje nahromaděná blíže k výstupnímu kolu, z pohledu na obrázek vpravo. I přesto se ve svislé drážce dosáhlo konstantního průtoku oleje. Na snímku MS10 je vidět, že po celé šířce kapsy se dosáhlo téměř stejné výšky hladiny oleje. Díky tomu se dosáhlo většího průtoku oleje k ložiskům. Dosažení kvalitnější distribuce oleje se také potvrzuje množstvím oleje obsaženým v liště pro rozvod do sběrných kapes. S vyššími otáčkami je kanálek blíže ke vstupnímu kolu zaplněn téměř po okraj a na opačné straně poté došlo k úplnému pokrytí dna olejem. Díky tomu se dosáhlo většího průtoku oleje z lišty do sběrné kapsy, který je ve zobrazené části lišty je při vyšších otáčkách větší o 101 %.



Obrázek 10.39: Detailní pohled na sběrné kapsy při maximálním množství oleje u devátého a desátého výpočetního modelu

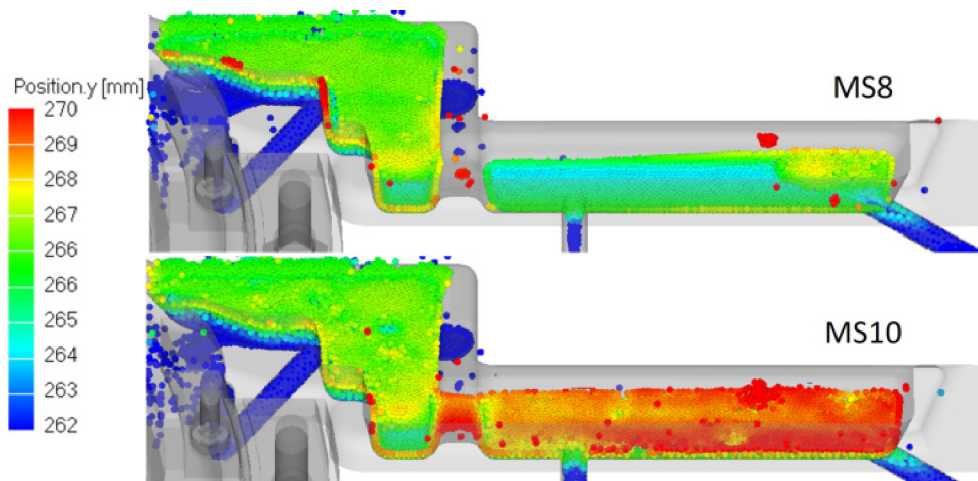
Následující graf na Obrázku 10.40 popisuje změnu velikosti průtoku oleje při uvažování 3000 otáček za minutu se smyslem rotace po směru hodinových ručiček. Křivky v části nad hodnotou průtoku jsou téměř stejné jako v předchozím grafu. Dle Obrázku 10.38 se však tato skutečnost předpokládala. V těchto křivkách je rozdíl pouze ve velikosti fluktuací. Jsou ale velice malé a na celkovém průběhu nemají žádný vliv. K největším změnám došlo u průtoku v intervalu 0 až 0,004 mililitrů za sekundu. U všech drážek zde došlo k navýšení průtoku. Největší změnu lze vidět u křivky průtoku MS10. Ten vlivem vyšších otáček vystoupal z původních 0,0014 mililitru za sekundu na 0,0038 mililitru za sekundu. Ačkoliv hodnoty samotné nejsou nijak vysoké, jedná se o nárůst 172 %. Zcela určitě tedy došlo i k navýšení množství oleje u ložisek. U ostatních průtoků v tomto intervalu došlo k navýšení okolo 50 %. I zde se tedy očekává navýšení množství oleje v ložiscích.



Obrázek 10.40: Průtok oleje do jednotlivých ložisek v průběhu simulace devátého (LT) a desátého (RT) výpočetního modelu

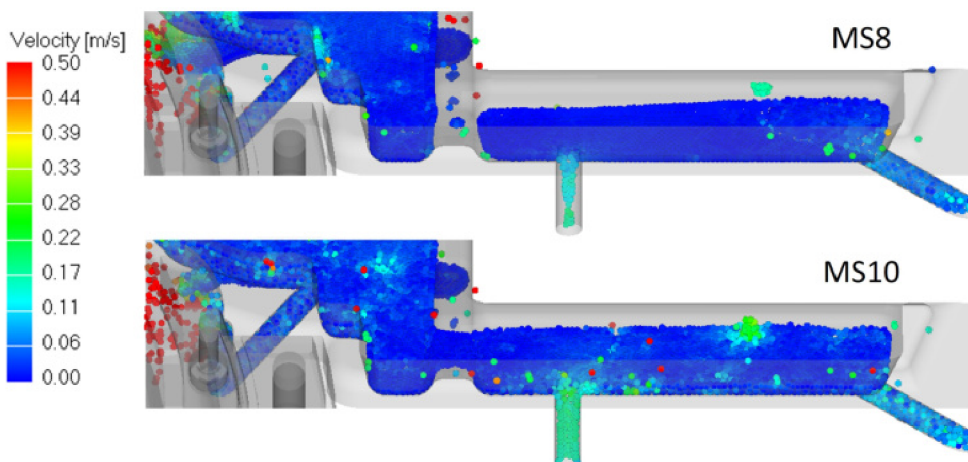
### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Ilustrovaný obrázek 10.41 níže představuje porovnání dosažené výšky hladiny nahromaděného oleje v kapse při stavu MS8 a MS10. Jak již bylo řečeno výše, jedná se o kapsu, u které byla změna nejvíce znatelná. Vlivem vyšších otáček se do této kapsy dodalo o 13 mililitrů více, tedy o zmíněných 33 %. Z obrázku je vidět, že výška hladiny oleje v drážce dosáhla v levé části kapsy dvojnásobné výšky. Výsledkem byly zvýšené průtoky drážkou k ložisku výstupního hřídele, viz Obrázek 10.40 na předchozí straně.



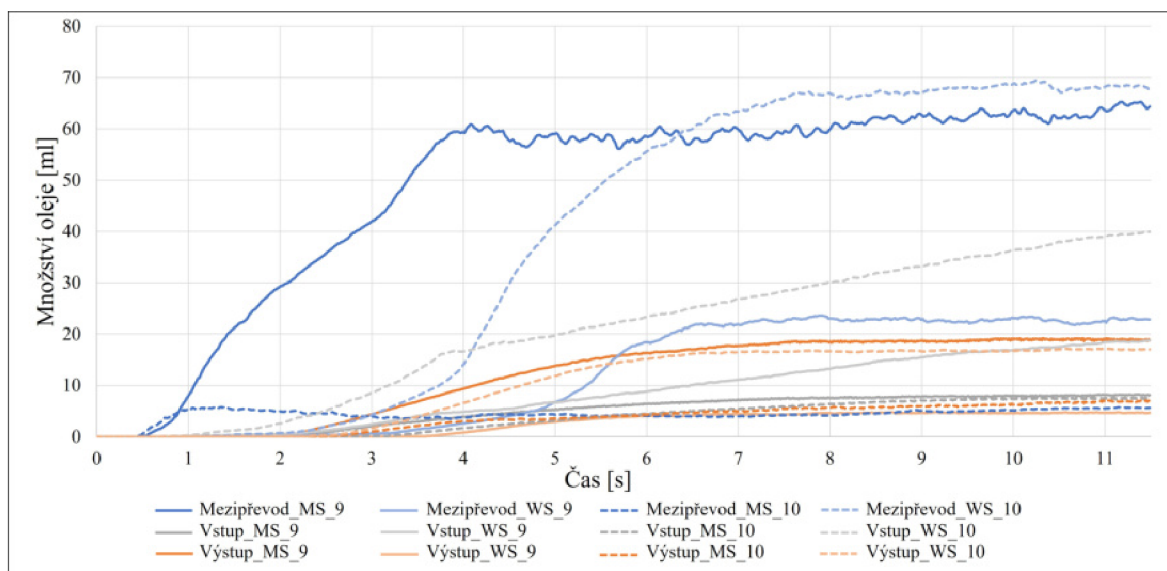
Obrázek 10.41: Porovnání výšky hladiny oleje v kapse na straně WS na konci simulace osmého a desátého výpočetního modelu

Lze si také povšimnout, že navýšení oleje mělo značný vliv na hodnotu průtoku oleje a jeho rychlost. Toto porovnání zobrazuje Obrázek 10.42, kde se v případě svislé drážky u mezipřevodového hřídele hodnota průtoku změnila téměř o trojnásobek původní hodnoty. Změna v rychlosti už tak znatelná není. U zbylých dvou drážek je možné vidět pouze malou změnu v rychlosti oleje. Na základě předchozího grafu však došlo k navýšení průtoku přibližně o 50 %. Vzhledem k získaným výsledkům se v případě provozu s vyššími otáčkami nebo větším množstvím oleje předpokládá, že by se do této kapsy dodalo takové množství, které by zaručilo průtoky drážkami s podobnými hodnotami, jako jsou například křivky Vstup WS 10 či Mezipřevod MS 9.



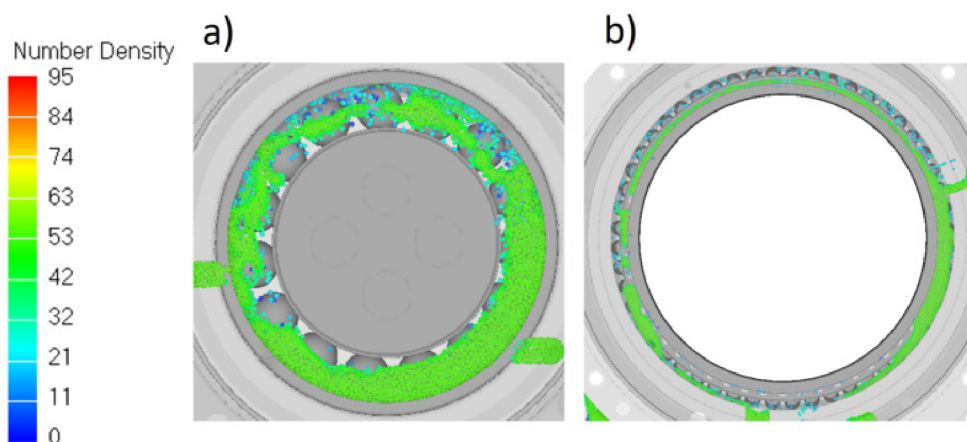
Obrázek 10.42: Porovnání průtoku a rychlosti oleje v drážkách z kapsy na straně WS na konci simulace osmého a desátého výpočetního modelu

Poslední graf ilustrovaný na Obrázku 10.43 popisuje plnění prostoru ložisek při simulacích devátého a desátého výpočetního modelu. Tento graf, je až na pár rozdílů, téměř identický s grafem na Obrázku 10.34. Přestože jsou zde uvažovány vyšší maximální otáčky, trendy jednotlivých průběhů jsou stejné jako v případě, kdy bylo uvažováno pouze 2000 otáček za minutu. U křivek v intervalu 0 až 10 mililitrů však došlo k navýšení objemu. Maximální množství se posunulo blíže k hranici 10 mililitrů. Navýšení mezi uvažovanými otáčkami se u těchto ložisek blíží k 50 %.



Obrázek 10.43: Množství oleje v jednotlivých ložiscích v průběhu simulace devátého (LT) a desátého (RT) výpočetního modelu

Níže na Obrázku 10.44 je zobrazené ložisko vstupního a výstupního hřídele. Barevná škála uvažuje hustotu částic. Hlavní účel těchto snímků je přiblížení rozdílu mezi plným průtokem ložiskem (vstupního hřídele) a dostatečným průtokem ložiskem (výstupního hřídele). V tomto konkrétním případě se jedná o rozdíl 20 mililitrů oleje. Jak již ale bylo řečeno dříve, vzhledem k rozdílné velikost ložisek nelze mazání hodnotit pouze na základě množství dodaného oleje.



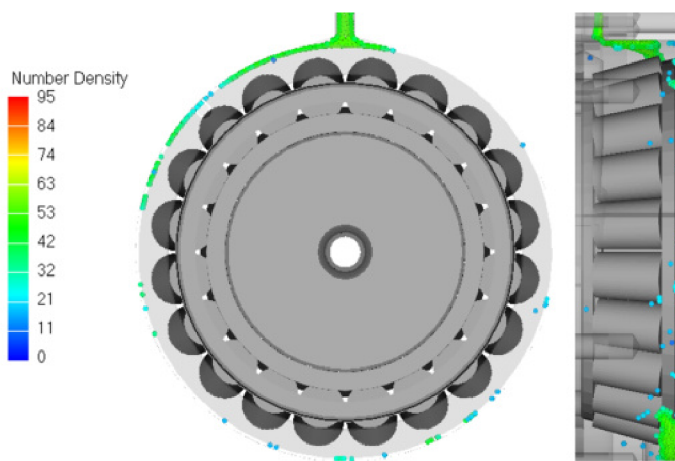
Obrázek 10.44: Množství oleje u ložiska vstupního hřídele s plným průtokem a), u ložiska výstupního hřídele s dostatečným průtokem b)

### 10.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Při analyzování distribuce oleje a kvality mazání ložisek pro jízdu vzad se stejně jako pro jízdu vpřed použily čtyři výpočetní modely. Jejich parametry byly, kromě smyslu rotace určující směr jízdy, stejné. Zde byla rotace po směru hodinových ručiček CW (viz Obrázek 10.5). Rozdíl mezi uvažovanými otáčkami 2000 a 3000 za minutu zde byl pouze minimální, největší změna však nastala v plnění kapsy na straně WS při náklonu vpravo. Při jízdě vzad však došlo k mnohonásobně lepší distribuci v převodové skříní, čímž došlo ke značné změně v kvalitě mazání ložisek. Při jízdě vpřed docházelo u většiny ložisek k žádnému nebo nedostatečnému mazání, pouze u ložiska mezipřevodového hřídele při náklonu vpravo se dosáhlo dostatečného mazání (viz Tabulka 10.6). Vyhodnocení mazání pro jízdu vzad je uvedeno v následující Tabulce 10.7. Hodnocení se použilo stejné jako při jízdě vpřed:

- Žádný průtok: -1
- Nedostatečný průtok: 0
- Dostatečný průtok: 1
- Plný průtok: 2

K jasnému rozdílu došlo téměř u všech ložisek a mazání bylo alespoň dostatečné. Pouze u ložiska mezipřevodového hřídele při náklonu vpravo bylo mazání nedostatečné, viz Obrázek 10.45. Důvodem je zmiňovaná úprava těchto ložisek.



Obrázek 10.45: Množství oleje u ložiska mezipřevodového hřídele při 3000 otáčkách za minutu a náklonu vpravo

Tabulka 10.7: Vyhodnocení mazání jednotlivých ložisek při jízdě vzad pro uvažované výpočetní modely číslo 7, 8, 9 a 10

CW		LT		RT	
Hřídel	Oblast	2000 min <sup>-1</sup>	3000 min <sup>-1</sup>	2000 min <sup>-1</sup>	3000 min <sup>-1</sup>
Vstup	MS	1	1	1	1
Vstup	WS	2	2	2	2
Výstup	MS	1	1	1	1
Výstup	WS	1	1	1	1
Mezipřevod	MS	2	2	0	0
Mezipřevod	WS	2	2	2	2



### 10.3.4 CPU vs GPU

Při provádění simulací výpočetních modelů bylo k dispozici více zařízení, na kterých se realizovaly výpočty. Díky tomu je možné provést porovnání hardwaru a jeho vliv na výpočetní čas. Konkrétně simulace prvního výpočetního modelu se realizovaly na třech výpočetních stanicích. První využívala pro výpočty pouze procesor a zbylé dvě grafickou kartu. Ačkoliv mezi grafickými kartami nebyl takový rozdíl, dosáhlo se značné úspory času.

Tabulka 10.8 uvádí použitý hardware, uvažovanou délku simulace a celkový výpočetní čas. Výpočetní stanice využívající hardware obsahovala také poměrně výkonnou grafickou kartu. ParticleWorks bohužel aktuálně nepodporuje grafické karty od AMD. Využívalo se tedy čtyřjádrového procesoru a výpočetní čas prvního výpočtového modelu (Tabulka 10.3) vystoupal na 4,3 dne. V případě stanic, kde byla možnost využít pro výpočet grafickou kartu, se výpočetní čas znatelně snížil. Budeme-li porovnávat stanice s označením CPU a GPU 1, dle Tabulky 10.8 níže se při identickém výpočtovém modelu výpočetní čas zkrátil pouze na 23 hodin. Dosáhlo se tedy snížení o 78 %. Poslední stanice (GPU 2) opět využívala pro výpočet grafickou kartu. Dosáhlo se zde ještě většího snížení výpočetního času na 11 hodin. Vzhledem k CPU se dosáhlo snížení o 90 %. Vzhledem k GPU 1 se výpočetní čas snížil o 53 %, délka simulace však byla zvýšena na 12 s. Při použití identického výpočetního modelu by snížení výpočetního času bylo větší.

Tabulka 10.8: Závislost výpočetního času na použitém hardwaru

	<b>CPU</b>	<b>GPU 1</b>	<b>GPU 2</b>
<b>Procesor</b>	Intel(R) Xeon(R) E3-1246v3	Intel(R) Xeon(R) E5-2620v4 2,1GHz	Intel(R) Xeon(R) W-225 3,7GHz
<b>Grafická karta</b>	AMD FirePro W5000 Graphics Adapter 16GB	NVIDIA HP Tesla K40 12GB	NVIDIA Quadro RTX 4000
<b>RAM</b>	32GB	128GB	256GB
<b>Délka simulace</b>	10,5s	10,5s	12s
<b>Výpočetní čas</b>	4,3 dne	23 hod	11 hod

# 11 Závěr

Problematika proudění tekutin je velmi rozsáhlé a v dnešní době, kdy je snaha dosáhnout úspor, kde je to jen možné, také velmi důležité téma. Pomocí správného použití CFD je možné docílit požadovaných optimalizací produktů. Například v automobilovém průmyslu tyto optimalizace vedou k lepší kvalitě komponent a tím ke zvýšení výkonnosti a spolehlivosti vozidel nebo ke snížení produkovaných emisí. Je tedy důležité se při výpočtech zaměřit i na ty nejmenší detaily a zabývat se daným tématem do hloubky, čímž se zvýší kvalita a množství dosažených výsledků. Například distribuce oleje v převodové skříní je ovlivněna mnoha faktory, od provedení samotné převodovky (zejména její tvar a počet stupňů), provozní podmínky až po vlastnosti použitého oleje, které se mohou při provozu měnit. Jedná se tedy o problematiku, do které je pro obdržení kvalitních výsledků nutné investovat velké množství času. Kvalita výzkumu distribuce oleje se rapidně zvýšila právě díky numerické dynamice tekutin, která je také použita jako hlavní pracovní prostředek této práce. Konkrétně se využilo výpočetního softwaru ParticleWorks, pracujícího na semi-implicitní metodě pohyblivých částic (MPS). Je vhodný zejména pro simulace proudění tekutin s velkými deformacemi a otevřenými hladinami, jako je právě v převodkách. Po provedení potřebného průzkumu dostupných informací se provedly krátké rozborové práce, které se sloužily pro osvojení principů použitého softwaru a nabytí potřebných zkušeností pro správné nastavení výpočetních modelů. Tyto analýzy se zabývají vývojem hladiny vody při rotaci nádrže a distribucí oleje v planetové a jednostupňové převodovce.

Pomocí provedených simulací rotace nádrže s vodou se ověřovala vhodnost zvoleného přístupu. Dosažené výsledky se porovnávaly s analytickými, čímž se zjistila přesnost a správnost nastavení výpočetních modelů. Rozhodujícím faktorem byla vzniklá výška paraboloidu na hladině vody. Dosáhlo se zde velmi kvalitních výsledků. Rozdíl polohy spodní hladiny byl vůči analytice 8 % a rozdíl celkové výšky paraboloidu pouze 4 %. K odchylkám docházelo hlavně v oblasti navýšení otáček nádrže. Vývoj hladiny je v obou případech téměř identický (viz Obrázek 7.6). U numerického řešení ale došlo k mírné prodlevě. Tento jev je přisuzován viskozitě kapaliny, která v analytickém řešení není uvažována. Na základě získaných výsledků se předpokládá, že při konstantním zvyšování otáček, dojde k redukci tohoto jevu.

Účelem simulací planetové převodovky bylo analyzování vlivu viskozity převodového oleje na jeho distribuci. Uvažované oleje měly kinematickou viskozitu 32, 95 a 480 mm<sup>-2</sup>.s. Kvalita distribuce se analyzovala na základě počtu částic oleje v oblasti zájmu (horní části) pracovního prostoru, viz Obrázek 8.4, při dvou hodnotách otáček unašeče (300 a 600 min<sup>-1</sup>). Sledovaný čas byla pouze doba jedné otáčky unašeče. Ačkoliv byl časový úsek poměrně malý, a bylo by vhodné analyzovat větší interval, vliv viskozity byl zřetelný. Ze získaných výsledků vychází, že se zvyšující se viskozitou roste počet vnesených částic do horní, kritické oblasti. V obou uvažovaných režimech docházelo ke stejným trendům ve vneseném množství oleje. U olejů s nižší viskozitou docházelo k vyššímu nárůstu, proti oleji s vyšší viskozitou však bylo množství pouze 50 %. Ačkoliv se do kritické oblasti dodalo více oleje s vyšší viskozitou, tak díky nízké viskozitě docházelo k rovnoměrnější distribuci. Předpokládá se tak, že by byl kvalitnější odvod tepla a je tedy třeba posoudit možné přínosy vzniklé olejové mlhy. Pro výzkum této vlastnosti, lze obdržené výsledky použít jako vstupní hodnoty pro další analýzy.

Na základě analyzovaných výsledků simulací jednostupňové převodovky, je možné vyvodit dva hlavní body závěru. Ačkoliv se s vyššími otáčkami vynese koly více oleje, dostatečná kvalita mazání záběru zubů není zaručena. Uvažovaly se dvě ponorné výšky ozubených kol, analyzováním výsledků se ale zjistilo, že vliv na distribuci však tento parametr nemá. Při uvažovaných ponorných výškách  $3 \cdot m_n$  a  $6 \cdot m_n$  a otáčkách  $100 \text{ min}^{-1}$  a  $200 \text{ min}^{-1}$  docházelo ke stejným ztrátám mezi olejem vneseným koly a olejem dodaným do záběru. Při  $100 \text{ min}^{-1}$  50% ztrátám a při  $200 \text{ min}^{-1}$  dokonce k 96% ztrátám. Pomocí těchto výsledků lze vyvodit druhý bod závěru jednostupňové převodovky. Tím je důležitost vhodné geometrie skříně (méně místa nad ozubenými koly, eliminace ostrých přechodů vhodným zkosením či zaoblením) nebo přítomnost prvků usměrňující olej, jako je například vodící štít. Tato, ani předchozí simulace však nebyly hlavními cíli této práce a výzkum nebyl proveden příliš do hloubky. Na získané výsledky lze ale navázat a případně v potřeby provést důslednější analýzy či optimalizace.

Hlavními výstupy práce byla analýza distribuce oleje ve dvoustupňové převodovce kolejového vozidla. Ta se analyzovala ve dvou oblastech, v pracovním prostoru ozubených kol a v pracovním prostoru ložisek. Za účelem dosažení co nejkvalitnějších výsledků bylo tedy nutné použít řadu výpočetních modelů. Nejprve se v první oblasti zkoumal vliv geometrie skříně a potenciální oblasti, kde by bylo možné geometrii upravit. Z tohoto důvodu se realizovaly simulace původní komplexní skříně a poté zjednodušené varianty (bez žeber na dně a sběrných kapes). Uvažována byla maximální výška hladiny oleje a náběh vstupních otáček na  $1150 \text{ min}^{-1}$  v proti směru hodinových ručiček. U analýzy mazání ložisek se za účelem pokrytí co nejvíce provozních podmínek uvažovaly oba směry rotace, jelikož vlaky jezdí oběma směry, a maximální možný náklon převodovky  $7^\circ$  na obě strany, který může při provozu nastat. V prvotní fázi analýzy vlivu geometrie, výsledky naznačovaly lepší distribuci u zjednodušené varianty. Hlavním důvodem byl upravený prostor u vpusti oleje. Přispívala tomu také skutečnost, že průtok v úrovni osy výstupního hřídele dosahoval vyšších hodnot po celý průběh simulace. Nadcházející analýzou míry odchylek ve výšce hladiny se ale toto tvrzení vyvrátilo. Přítomnost žeber zajistila velice klidné chování hladiny. Ve zjednodušené skříně byly naměřené odchylky až desetinásobné. Z těchto výsledků dále vyplývá, že díky žebrům bude za provozu docházet k rovnoměrnému rozložení olejové lázně v takových částech převodovky, kde je dostatečné množství oleje klíčové pro kvalitní distribuci. Tato situace se simulovala pomocí maximálního možného náklonu skříně a oběma směry rotace vstupních otáček při minimální množství oleje. Hodnotil se zde průtok ložisky, k čemuž se použily následující stavy: žádný průtok, nedostatečný průtok, dostatečný průtok, plný průtok. Při jízdě vpřed, kde byl smysl rotace stejný jako v první analýze, docházelo k nedostatečnému až žádnému průtoku oleje ložisky při všech uvažovaných parametrech. Oleje se do sběrných kapes díky smyslu otáček a jeho minimálnímu množství dodalo velmi málo. Díky poloze a provedení mazací drážky došlo k dostatečnému průtoku pouze u jednoho ložiska, a to při náklonu skříně na levou stranu. Do zbylých ložisek se olej dodal také, bylo ho ovšem málo. Při opačném smyslu otáček byla situace zcela odlišná. Olej neproudil do prostoru vpusti oleje, ale vstupoval zespodu do záběru druhého stupně. Výsledkem bylo dosažení velmi kvalitní distribuce oleje, která měla za následek úplné naplnění sběrných kapes. Díky tomu se vždy dosáhlo alespoň dostatečného nebo plného průtoku oleje ložisky. Výjimkou bylo pouze ložisko mezipřevodového hřídele při náklonu vpravo. Důvodem byla nezbytná úprava ložisek této hřídele, díky které olej proudil ven z ložiska. Úprava byla potřeba pro zaručení prostupu oleje z kapsy.

Při simulacích a analyzování výsledků se objevily možnosti potenciálního zlepšení distribuce oleje. Na základě dostupných informací se je možné požadovanému stavu přiblížit více způsoby. Mechanickými či numerickými modifikacemi nebo uvažováním většího množství oleje než minimálního. V případě potřeby by bylo možné upravit provedení sběrných kapes a mazacích drážek. Vhodné zkosení dna kapes by mohlo vést k dodání oleje k ložiskům již po krátkém rozjezdu. S touto úpravou souvisí zvýšení hran kapes, čímž by se zaručilo, že při krátkodobém zastavení v nich zůstane dostatečné množství oleje a při dalším rozjezdu dojde k brzkému mazání. Další možností potenciálního zlepšení mazání je modifikace mazacích drážek pro ložiska s určitým sklonem či eliminací jejich náhlých změn tvaru. Vodorovné drážky mají za následek dodání oleje až po dosažení určitého množství, kdy dochází k jeho vytlačování. Díky prudkým změnám tvaru dochází ke ztrátám kinetické energie oleje a je tedy opět potřeba větší množství proudícího oleje. Těmto úpravám však předcházejí citlivostní analýzy, jejichž výsledky potvrdí smysluplnost a přínos zmíněných modifikací. Použitá převodovka je má velké rozměry, čímž je přímo ovlivněna velikost výpočetní domény, díky které se zvolily částice o velikosti 1,8 milimetru. Tato skutečnost naneštěstí vedla ke nutné úpravě ložisek. Provedení simulací s menší velikostí částic by bylo možné ověřit přesnost aktuálního výpočetního modelu. V případě simultánních experimentů by dále bylo možné zahrnout změnu viskozity vlivem teploty či uvažování modulu provzdušňování. Je však nutné mít na paměti, že takto nastavené výpočetní modely zcela nevyhnutelně vedou k vyšším výpočetním časům. Dostatečný výpočetní výkon je tedy pro jakékoliv simulace nezbytný.

Celkově se při vypracování této práce došlo k závěru, že výpočetní dynamika tekutin je velmi důležitý prvek při analyzování proudění a výrobním procesu. Zvolený software ParticleWorks využívající částicovou metodu disponuje velmi širokým rozsahem možného nastavení. Jeho potenciál je tedy nejen pro problematiku distribuce oleje v převodových ústrojí velmi velký. Potvrdila se i jeho schopnost simulovat volné hladiny, díky čemuž se jeho pole působnosti ještě více rozšiřuje.

## 12 Literatura

- [1] *Average Train Weight* Survival Tech Shop [online]. ©2018-2022 [cit. 2022-03-02]. Dostupné z: <https://www.survivaltechshop.com/train-weight/>
- [2] *Steam locomotives*. *Dkfindout* [online]. Londýn: Dorling Kindersley, c2022 [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://www.dkfindout.com/uk/transport/history-trains/steam-locomotives/>
- [3] *Steam engine*. In: *Britannica* [online]. Encyklopædia Britannica, c2022 [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://kids.britannica.com/kids/article/steam-engine/390260>
- [4] *Gear units* [online]. Voith, c2022 [cit. 2022-09-08]. Dostupné z: <https://voith.com/corp-en/drives-transmissions/gear-units.html>
- [5] LECHNER, Giesbert; NAUNHEIMER, Harald. *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application*. Springer Science & Business Media, 1999.
- [6] KOLÁŘ, Jiří. GAŠPARÍK JOZEF. *Železniční doprava: technologie, řízení, grafikony a dalších 100 zajímavostí*. Praha: Grada Publishing, 2017, ISBN 978-80-271-0058-3.
- [7] The Rail Motor Society [online]. The Rail Motor Society Incorporated, 2022 [cit. 2022-09-26]. Dostupné z: <https://www.trms.org.au/>
- [8] *Atlas Lokomotiv* [online]. Praha: ŽelPage, c2004-2022 [cit. 2022-09-29]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/>
- [9] *Vlaky* [online]. Trnava: vlaky.net, 2009 [cit. 2022-09-30]. Dostupné z: <https://www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002952-Trocha-teorie-Prenosy-vykonov-tratovych-strojov/>
- [10] *Gear units from Voith are operating all over the world*. | Voith. *301 Moved Permanently* [online]. Copyright © Voith GmbH [cit. 17.05.2023]. Dostupné z: <https://voith.com/corp-en/drives-transmissions/gear-units.html>
- [11] *Gear units - Components and systems - Global*. [online]. Copyright © Siemens Mobility 2023 [cit. 17.05.2023]. Dostupné z: <https://www.mobility.siemens.com/global/en/portfolio/rail/rolling-stock/components-and-systems/gear-units.html>
- [12] VLK, F. *Paliva a maziva motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006. 376 s. ISBN 80-239-6461-5
- [13] *Gear Oils Lelubricants* [online]. Wichita [cit. 2022-03-11]. Dostupné z: <https://www.lelubricants.com/lubricants/gear-oils/>
- [14] *Převodové oleje* [online]. Česká Lípa: EBESO [cit. 2022-03-11]. Dostupné z: <https://www.ebeso.cz/oleje/prevodove-oleje>

- [15] *Lubrication of Gears* [online]. Kawaguchi: Kohara Gear Industry, 2021 [cit. 2022-03-19]. Dostupné z: [https://khkgears.net/new/gear\\_knowledge/gear\\_technical\\_reference/lubrication\\_of\\_gears.html](https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/lubrication_of_gears.html)
- [16] Moss, J., Kahraman, A., Wink, C. (2017). An Experimental Study of Influence of Lubrication Methods on Efficiency and Contact Fatigue Life of Spur Gears. *Volume 10: 2017 ASME International Power Transmission and Gearing Conference*. [cit. 2022-04-25]. ISBN 978-0-7918-5824-0. Dostupné z: doi:10.1115/DETC2017-67518
- [17] ŠEVČÍK, M. Mazání zapouzdřených převodovek [online]. Fakulta strojního inženýrství, VUT [cit. 2016-01-03]. Dostupné z: [http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r2006/prezentace4r\\_sevcik.pdf](http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r2006/prezentace4r_sevcik.pdf)
- [18] Splash lubrication. In: *Jet-Lube* [online]. Whitmore Manufacturing, c2022 [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: <https://www.jetlube.com/blog/oil-lubrication-use-and-application>
- [19] Oil, grease, or dry: What is the best lubricant for my gear train?. *Gear-Solution* [online]. Brian Dengel, 2022 [cit. 2022-04-23]. Dostupné z: <https://gearsolutions.com/departments/tooth-tips/oil-grease-or-dry-what-is-the-best-lubricant-for-my-gear-train/>
- [20] What are the best methods for gearbox lubrication?. *Motioncontroltips* [online]. Danielle Collins, 2017 [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: <https://www.motioncontroltips.com/gearbox-lubrication-best-methods/>
- [21] WANG, Yanzhong, Guanhua SONG, Wentao NIU a Yanyan CHEN. Influence of oil injection methods on the lubrication process of high speed spur gears. *Tribology International* [online]. 2018, 121, 180-189 [cit. 2022-04-13]. ISSN 0301679X. Dostupné z: doi : 10.1016/j.triboint.2018.01.062
- [22] WANG, Yanzhong, Guanhua SONG, Wentao NIU a Yanyan CHEN. Optimized design of spray parameters of oil jet lubricated spur gears. *Tribology International* [online]. 2018, 120, 149-158 [cit. 2022-04-13]. ISSN 0301679X. Dostupné z: doi : 10.1016/j.triboint.2017.12.042
- [23] ANDERSSON, Martin; SOSA, Mario; OLOFSSON, Ulf. Efficiency and temperature of spur gears using spray lubrication compared to dip lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2017, 231.11: 1390-1396.
- [24] ZENG, Qunfeng, Guangneng DONG, Yanling YANG a Tonghai WU. Performance Deterioration Analysis of the Used Gear Oil. *Advances in Chemical Engineering and Science* [online]. 2016, 06(02), 67-75 [cit. 2022-07-19]. ISSN 2160-0392. Dostupné z: doi:10.4236/aces.2016.62008
- [25] Engineering ToolBox, (2003). *Viscosity - Absolute (Dynamic) vs. Kinematic*. [online] Available at: [https://www.engineeringtoolbox.com/dynamic-absolute-kinematic-viscosity-d\\_412.html](https://www.engineeringtoolbox.com/dynamic-absolute-kinematic-viscosity-d_412.html) [Accessed Day Mo. Year]

- [26] HAMROCK, Bernard J, Steven R SCHMID a Bo O JACOBSON. *Fundamentals of fluid film lubrication*. 2nd ed. New York: Marcel Dekker, 2004, xiv, 699 s. ISBN 08-247-5371-2
- [27] STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. *Engineering tribology*. Fourth edition. Oxford: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 978-0-12-397047-3.
- [28] GAO, Qi, HongPing WANG a GongXin SHEN. Review on development of volumetric particle image velocimetry. *Chinese Science Bulletin* [online]. 2013, 58(36), 4541-4556 [cit. 2022-10-09]. ISSN 1001-6538. Dostupné z: doi:10.1007/s11434-013-6081-y
- [29] HARTONO, Erwin Adi. *Study of fluid flow inside the gearbox*. Chalmers Tekniska Hogskola (Sweden), 2014.
- [30] RAFFEL, Markus, Christian J KAHLER, Jürgen KOMPENHANS, Fulvio SCARANO, Steve T WERELEY a Christian E WILLERT. *Particle Image Velocimetry: A Practical Guide*. 3rd ed. 2018. Imprint: Springer, 2018. ISBN 978-3-319-68852-7.
- [31] TU, Jiyuan, Guan Heng YEOH a Chaoqun LIU. *Computational fluid dynamics: a practical approach*. Third edition. Cambridge, MA: Butterworth-Heinemann, [2018]. ISBN 978-0-08-101127-0.
- [32] URUBA, Václav. *Turbulence* [online]. 1. Praha: České vysoké učení technické, 2009 [cit. 2021-03-02]. ISBN 978-80-0105-600-4. Dostupné z: [http : //www2.it.cas.cz/ uruba/docs/Aero/Turbulence45.pdf](http://www2.it.cas.cz/uruba/docs/Aero/Turbulence45.pdf)
- [33] CHAOUAT, Bruno. The State of the Art of Hybrid RANS/LES Modeling for the Simulation of Turbulent Flows. *Flow, Turbulence and Combustion* [online]. 2017, 99(2), 279-327 [cit. 2022-11-02]. ISSN 1386-6184. Dostupné z: doi:10.1007/s10494-017-9828-8
- [34] ROELOFS, F. a A. SHAMS. CFD—Introduction. In: *Thermal Hydraulics Aspects of Liquid Metal Cooled Nuclear Reactors* [online]. Elsevier, 2019, 2019, s. 213-218 [cit. 2022-11-02]. ISBN 9780081019801. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-08-101980-1.00006-5
- [35] FRANK, Hannes M. a Claus-Dieter MUNZ. *Direct aeroacoustic simulation of acoustic feedback phenomena on a side-view mirror* [online]. In: . Institute for Aerodynamics and Gasdynamics, University of Stuttgart, 2016, s. 132-149 [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: doi:10.1016/j.jsv.2016.02.014
- [36] VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění* [online]. Praha: České vysoké učení technické [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>
- [37] SADREHAGHIGHI, Ideen. Mesh generation in CFD. *CFD Open Ser*, 2017, 151.
- [38] Know Thy Mesh – Mesh Quality – Part I - *All About CFD.... All About CFD - All About CFD...* [online]. Copyright © Matthias Kulka [cit. 15.11.2022]. Dostupné z: [https : //cfdisrael.blog/2019/02/01/know - thy - mesh - mesh - quality - part - i/](https://cfdisrael.blog/2019/02/01/know-thy-mesh-mesh-quality-part-i/)

- [39] Computational Fluid Dynamics Methods Explained. Dive Solutions [online]. Copyright © 2022 dive solutions GmbH [cit. 18.11.2022]. Dostupné z: <https://www.dive-solutions.de/articles/cfd-methods#FDM>
- [40] Mitra, S.K., & Chakraborty, S. (Eds.). (2012). *Microfluidics and Nanofluidics Handbook: Fabrication, Implementation, and Applications* (1st ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b11188>
- [41] LIU, Hua, Thomas JURKSCHAT, Thomas LOHNER a Karsten STAHL. Determination of oil distribution and churning power loss of gearboxes by finite volume CFD method. *Tribology International* [online]. 2017, 109, 346-354 [cit. 2022-11-18]. ISSN 0301679X. Dostupné z: doi:10.1016/j.triboint.2016.12.042
- [42] Hildebrand, L., Dangl, F., Sedlmair, M. et al. CFD analysis on the oil flow of a gear stage with guide plate. *Forsch Ingenieurwes* 86, 395–408 (2022). <https://doi.org/10.1007/s10010-021-00523-5>
- [43] FRANCOIS, Marianne. *A study of the volume of fluid method for moving boundary problems*. Embry-Riddle Aeronautical University, 1998.
- [44] GOPALA, Vinay R. a Berend G.M. VAN WACHEM. Volume of fluid methods for immiscible-fluid and free-surface flows. *Chemical Engineering Journal* [online]. 2008, 141(1-3), 204-221 [cit. 2022-11-19]. ISSN 13858947. Dostupné z: doi:10.1016/j.cej.2007.12.035
- [45] HU, Xiaozhou, Ao WANG, Pingping LI a Jianing WANG. Influence of dynamic attitudes on oil supply for bearings and churning power losses in a splash lubricated spiral bevel gearbox. *Tribology International* [online]. 2021, 159 [cit. 2022-11-20]. ISSN 0301679X. Dostupné z: doi:10.1016/j.triboint.2021.106951
- [46] HOSAIN, Md Lokman a Rebei Bel FDHILA. Literature Review of Accelerated CFD Simulation Methods towards Online Application. *Energy Procedia* [online]. 2015, 75, 3307-3314 [cit. 2022-11-21]. ISSN 18766102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2015.07.714
- [47] GR, Liu. 1013 Mesh Free Methods: Moving beyond the Finite Element Method. In: *The Proceedings of The Computational Mechanics Conference 2003*.16. The Japan Society of Mechanical Engineers, 2003. p. 937-938.
- [48] NIEDOBA, P., L. ČERMÁK, M. JÍCHA, Petra DANČOVÁ a Petr NOVONTÝ. Meshfree methods for computational fluid dynamics. *EPJ Web of Conferences* [online]. 2013, 45 [cit. 2022-11-21]. ISSN 2100-014X. Dostupné z: doi:10.1051/epj-conf/20134501068
- [49] IDELSOHN, Sergio R. a Eugenio OÑATE. To mesh or not to mesh. That is the question.... *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* [online]. 2006, 195(37-40), 4681-4696 [cit. 2022-11-22]. ISSN 00457825. Dostupné z: doi:10.1016/j.cma.2005.11.006
- [50] LIU, Gui-Rong; LIU, Moubin B. *Smoothed particle hydrodynamics: a meshfree particle method*. World scientific, 2003.



- [51] LIU, M. B. a G. R. LIU. Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH): an Overview and Recent Developments. *Archives of Computational Methods in Engineering* [online]. 2010, 17(1), 25-76 [cit. 2022-11-24]. ISSN 1134-3060. Dostupné z: doi:10.1007/s11831-010-9040-7
- [52] MONAGHAN, J J. Smoothed particle hydrodynamics. *Reports on Progress in Physics* [online]. 2005, 68(8), 1703-1759 [cit. 2022-11-24]. ISSN 0034-4885. Dostupné z: doi:10.1088/0034-4885/68/8/R01
- [53] SZEWC, Kamil, Jona MANGOLD, Christoph BAUINGER, Martin SCHIFKO a Chong PENG. *GPU-Accelerated Meshless CFD Methods for Solving Engineering Problems in the Automotive Industry* [online]. In: . 2018-04-03, - [cit. 2022-11-24]. Dostupné z: doi:10.4271/2018-01-0492
- [54] LUCENTE, Valentina. *Development of efficient meshless methods for free surface flows*. 2014. PhD Thesis. Manchester Metropolitan University.
- [55] SWEGLE, J. W., et al. *An analysis of smoothed particle hydrodynamics*. Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States), 1994.
- [56] JI, Zhe, Milos STANIC, Erwin Adi HARTONO a Valery CHERNORAY. Numerical simulations of oil flow inside a gearbox by Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) method. *Tribology International* [online]. 2018, 127, 47-58 [cit. 2022-11-24]. ISSN 0301679X. Dostupné z: doi:10.1016/j.triboint.2018.05.034
- [57] BUARQUE VIEIRA-E-SILVA, André Luiz, Caio José DOS SANTOS BRITO, Francisco Paulo MAGALHÃES SIMÕES a Veronica TEICHRIB. A fluid simulation system based on the MPS method. *Computer Physics Communications* [online]. 2021, 258 [cit. 2022-11-28]. ISSN 00104655. Dostupné z: doi:10.1016/j.cpc.2020.107572
- [58] Particleworks Overview. FunctionBay [online]. FunctionBay [cit. 2022-11-28]. Dostupné z: <https://support.functionbay.com/en/page/single/102/particleworks-overview>
- [59] *Particleworks Theory Manual*. Release 7.2. Prometech Software, ©2008-2022.
- [60] IDELSOHN, Sergio R.; OÑATE, Eugenio; BECKER, Pablo. Particle methods in computational fluid dynamics. *Encyclopedia of computational mechanics*, 2018, 3.
- [61] YANG, Jinxing, Zengming FENG a Xiaoguang WANG. Oil injection lubrication analysis of a silent chain drive system. *Advances in Engineering Software* [online]. 2022, 172 [cit. 2023-01-30]. ISSN 09659978. Dostupné z: doi:10.1016/j.advengsoft.2022.103210
- [62] CFD study of a Pelton turbine runner. *Enginsoft* [online]. EnginSoft SpA, c2023 [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://www.enginsoft.com/expertise/cfd-study-of-a-pelton-turbine-runner.html>
- [63] Simulating fire extinguishing equipment for historical buildings with Particleworks and Granuleworks. *Enginsoft* [online]. EnginSoft SpA, c2023 [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://www.enginsoft.com/expertise/simulating-fire>

*extinguishing – equipment – for – historical – buildings – with – particleworks – and – granuleworks.html*

- [64] *GrabCad* [online]. Stratasys, c2023 [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library>
- [65] LOOMAN, Johannes. *Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. Springer Science & Business Media, 2009.
- [66] MARQUES, Pedro M.T., Carlos M.C.G. FERNANDES, Ramiro C. MARTINS a Jorge H.O. SEABRA. Power losses at low speed in a gearbox lubricated with wind turbine gear oils with special focus on churning losses. *Tribology International* [online]. 2013, 62, 186-197 [cit. 2023-02-27]. ISSN 0301679X. Dostupné z: doi:10.1016/j.triboint.2013.02.026
- [67] Převodové oleje. *EXEL* [online]. Ostrava: EXEL, c2021 [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://www.exel.cz/produkty/automotive/prevodove-oleje/>
- [68] *Mobil* [online]. Spring: Exxon Mobil Corporation, c2003-2023 [cit. 2023-02-26]. Dostupné z: <https://www.mobil.com/en/lubricants/for-businesses/heavy-duty-lubricants>
- [69] DENG, Xingqiao, Shisong WANG, Shike WANG, Jie WANG, Yucheng LIU, Yangqing DOU, Ge HE a Linmao QIAN. Lubrication mechanism in gearbox of high-speed railway trains. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing* [online]. 2020, 14(4), JAMDSM0054-JAMDSM0054 [cit. 2023-03-04]. ISSN 1881-3054. Dostupné z: doi:10.1299/jamdsm.2020jamdsm0054

# 13 Seznam použitých zkratek a symbolů

2D-2C	Dva komponenty a dva rozměry
2D-3C	Dva komponenty a tři rozměry
3D-3C	Tři komponenty a tři rozměry
apod.	A podobně
atd.	A tak dál
$b$	Šířka ozubení
$C$	Courantovo číslo
CCW	Po směru hodinových ručiček
CW	Proti směru hodinových ručiček
CFL	Courant-Fridrichs-Lewy podmínka
CFD	Computational Fluid Dynamics
DMU	Diesel Motor Unit
DNS	Direct Numerical Simulation
$d_i$	Difuzní koeficient
EHL	Elastohydrodynamické mazání
EMU	Electrical Motor Unit
EP	Extreme pressure
FEM	Finite Element Method
FVM	Finite Volume Method
FZG	Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebebau
GUI	Uživatelské prostředí
$g$	Gravitační zrychlení
$H$	Kinematická viskozita zkoumaného oleje
$H_p$	Výška paraboloidu
$h$	Vzdálenost mezi uzly
$h_{p1}$	Výška horní hladiny paraboloidu

$h_{p2}$	Výška spodní hladiny paraboloidu
HWA	Hot Wire Anemometry
ISO VG	Viskozitní třída oleje
$i_0$	Stacionární převodový poměr
$L$	Kinematická viskozita oleje s VI=0
LDV	Laser Doppler Velocimetry
LES	Large Eddy Simualion
$l_{particle}$	Velikost částic.
$m_n$	Normálový modul ozubení
MS	Motor side
MPS	Moving Particle Semi-Implicit Method
$n$	Počet uzlů lokální domény
$n_0$	Hustota částic v počátečním stavu
$n_H$	Otáčky korunového kola
$N_{particle}$	Počet částic
$n_S$	Otáčky satelitů
N-S	Navier-Stokesovy rovnice
$n_T$	Otáčky unašeče
ODR	Obyčejné diferenciální rovnice
$P$	Uzel sítě
PDR	Parciální difernciální rovncie
PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	Reynolds-Avaraged Navier-Stokes Equation Method
$R_p$	Průměr hlavové kružnice
$r_e$	Efektivní rádius
SPH	Smoothed Particle Hydrodynamics Methos
$U$	Kinematická viskozita oleje s VI=100
$u$	Funkce pole

### 13 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$u_{max}$	Maximální rychlost v doméně
$u(x)$	Funkce pole v bodě $x$
VI	Viskozitní index
VOF	Volume of Fluid Method
WS	Wheel side
$y^+$	Identifikátor kvality sítě mezní vrstvy
$\gamma$	Funkce fázového indikátoru
$\gamma'$	Smyková rychlost
$\Delta t_{init}$	Počáteční časový krok
$\Delta t$	Časový krok
$\Delta x$	Rozestupy bodů sítě ve směru $x$
$\Delta y$	Rozestupy bodů sítě ve směru $y$
$\eta$	Dynamická viskozita
$\rho$	Hustota kapaliny
$\tau$	Smykové napětí
$\Phi_i$	Tvarová funkce $i$ -tého uzlu
$\nu$	Kinematická viskozita
$\nu_{max}$	Maximální kinematická viskozita
$\Omega$	Doména
$\Omega_x$	Lokální pomocná doména v bodě $x$
$\omega$	Úhlová rychlost