



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

SIMULACE PROUDĚNÍ OLEJE V PŘEVODOVÉM ÚSTROJÍ

OIL FLOW SIMULATION IN GEARBOX

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Blažek

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Martin Blažek
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Kamil Řehák, Ph.D.
Akademický rok:	2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Simulace proudění oleje v převodovém ústrojí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedení rešerše.

Vytvoření výpočtových modelů pro rozdílná převodová ústrojí, která umožní rozšíření znalostí, jež budou následně aplikovány na vybrané převodové ústrojí.

Provedení simulace proudění oleje u převodových ústrojí rozdílné úrovně.

Aplikace přístupu na vybrané převodové ústrojí.

Cíle diplomové práce:

Jedním z klíčových úkolů při návrhu převodových ústrojí je zajištění dostatečného mazání a chlazení převodového ústrojí. Kromě experimentálního přístupu je v současné době s velkou výhodou využíváno numerických simulací. Jedním z možných přístupů je využití bezsítových metod, které jsou pro řešení předmětné oblasti častěji využívány. Cílem diplomové práce je realizace úvodní studie na převodovém ústrojí napříč jejími provozními podmínkami.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. Shigley's Mechanical Engineering Design. 10th Edition. McGraw-Hill, 2014. ISBN 978-0073398204.

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 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Mazání je jedním z nejdůležitějších konstrukčních prvků převodovek a má výrazný vliv na správnou funkci a dlouhou životnost ložisek a ozubených kol převodových ústrojí. V této práci byl sledován vliv úpravy tvaru skříně jednostupňové převodovky mazané rozstříkem na distribuci oleje a vířivé ztráty ozubeného kola a pastorku. Zkušenosti z těchto analýz byly využity při realizaci simulace proudění oleje v testovací převodovce pro výzkum ozubení pro automobilové aplikace. K simulacím a vizualizacím výsledků byl využit software Particleworks používající semiimplicitní metodu pohybujících se částic. Výsledky z této práce je možné použít jako ukazatele vlivu tvaru převodové skříně na ztráty a distribuci oleje, a také jako návrh pro správné umístění náhledových okének při konstrukci testovacích zařízení pro převodová ústrojí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Převodové ústrojí, testovací zařízení, semiimplicitní metoda pohybujících se částic, mazání, proudění oleje

ABSTRACT

Lubrication is one of the most important features of designing the transmission and has a great influence on the correct function and long lifetime of bearings and gears of geared transmission. This thesis was focused on the influence of shape of single-speed gearbox case with splash lubrication on oil distribution and churning loss of gear wheel and pinion. Experiences from previous simulation were used to perform oil flow simulations of automotive gearbox test rig. The Particleworks software using the moving particle semi-implicit method was used to simulate and visualize the results. The results of this work can be used as indicators of the influence of the shape of gearbox casing on churning loss and oil distribution, and also as a design idea for appropriate placement of inspection windows in gearbox test rigs.

KEYWORDS

Transmission gear, test rig, moving particle semi-implicit method, lubrication, oil flow

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BLAŽEK, M. *Simulace proudění oleje v převodovém ústrojí*. Brno, 2024. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Kamil Řehák. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157886>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 24. května 2024

.....

Martin Blažek

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za jeho ochotu, odborné vedení, věnovaný čas a cenné rady. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Patriku Raptovi z Energetického ústavu za poskytnutí výpočetního zařízení.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Zařízení pro testování převodovek	12
1.1 Otevřený okruh.....	12
1.2 Uzavřený okruh	13
2 Mazání	16
2.1 Druhy mazání	16
2.1.1 Mezní mazání	17
2.1.2 Smíšené mazání	17
2.1.3 Hydrodynamické mazání	17
2.1.4 Elastohydrodynamické mazání.....	18
2.2 Způsob mazání.....	19
2.2.1 Plastickým mazivem.....	19
2.2.2 Rozstříkem.....	19
2.2.3 Nucené	21
2.3 Typy maziv	22
2.3.1 Oleje	22
2.3.2 Plastická maziva	24
2.3.3 Tuhá maziva	26
3 Výpočetní dynamika tekutin.....	27
3.1 Numerické metody	27
3.1.1 Metoda konečných objemů.....	27
3.1.2 Metoda objemu tekutiny	29
3.1.3 Hydrodynamika hladkých částic	31
3.1.4 Semiimplicitní metoda pohybujících se částic	32
3.2 Volba metody	35
4 Simulace proudění v převodovém ústrojí.....	37
4.1 Model převodovky A1.....	37
4.1.1 Okrajové podmínky	37
4.1.2 Citlivostní analýza velikosti elementů.....	39
4.1.3 Ustálenost proudění	42
4.1.4 Porovnání nejmenších elementů.....	43
4.2 Ostatní modely převodových skříní.....	49
4.2.1 Model A1	50
4.2.2 Model A2.....	52
4.2.3 Model A3	53
4.2.4 Model A4.....	54
4.2.5 Hodnocení variant.....	56
5 Simulace proudění oleje v převodovce TZ	58
5.1 Model převodovky TZ.....	58
5.1.1 Okrajové podmínky	59
5.1.2 Citlivostní analýza velikosti elementů.....	60
5.1.3 Proudění oleje při rozběhu.....	61

5.1.4	Vliv změny viskozity na proudění oleje	63
Závěr		66
Informační zdroje		68
Seznam použitých zkratk a symbolů		75

ÚVOD

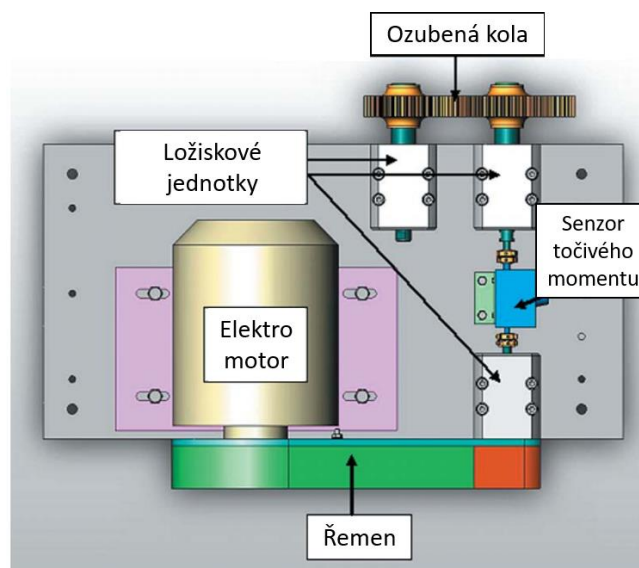
Jedním ze základních parametrů, nad kterým je potřeba při návrhu všech převodovek s olejovými mazivy uvažovat, je proudění oleje v převodových ústrojích. Samotné proudění oleje má vliv na vířivé ztráty, chlazení a mazání klíčových komponent převodového ústrojí, čímž ovlivňuje i jejich životnost. Nejstarším způsobem pro výzkum proudění oleje je experimentální přístup, který je bez využití předběžných numerických výpočtů neefektivní a časově nákladný. V současnosti je k návrhu využíván numerický přístup výpočtové dynamiky tekutin (CFD), který na základě výsledků ze simulovaných dat dokáže s vysokou přesností predikovat proudění oleje v převodovém ústrojí a tím ušetřit značné množství času a prostředků při výzkumu. S rostoucím výpočetním výkonem v průběhu let se ke konvenčním numerickým metodám využívající síť přidávají bezsíťové numerické metody, které dokážou popisovat vlastnosti kapaliny pomocí částic. V průběhu 20 let se bezsíťové metody zdokonalovaly v přesnosti a stabilitě, snižovala se jejich výpočetní náročnost a v současnosti jsou cenným nástrojem pro simulace s volnými hladinami a velkými deformacemi. Současné výzkumné instituce vzájemně kombinují numerický a experimentální přístup. Po provedení základních numerických simulací jsou výsledky ze simulací vzájemně porovnávány (validovány) s výsledky z technických experimentů. Technický experiment je prováděn na speciálních zařízeních pro testování převodovek, které jsou opatřeny řadou snímačů potřebných pro adekvátní analýzu a validaci výsledků. V této diplomové práci je proveden průzkum současného poznání v oblasti experimentálního testování převodových ústrojí, druhů a způsobů mazání, typů maziv a CFD nástrojů pro numerické simulace.

1 ZAŘÍZENÍ PRO TESTOVÁNÍ PŘEVODOVEK

Pro experimentální testování převodovek slouží testovací zařízení (TZ). Lze na nich provádět testy životnosti jednotlivých komponent převodovky, proudění, ztrát prouděním oleje, oteplení oleje, odolnosti ozubených kol proti zadírání a celkové účinnosti [1]. TZ lze obecně rozdělit na zařízení s otevřeným či uzavřeným okruhem. Jednotlivé typy zařízení se odlišují ve způsobu zatěžování a v konstrukci [2].

1.1 OTEVŘENÝ OKRUH

Jedná se o otevřenou konfiguraci TZ, které zatěžuje převodovku na vstupu elektromotorem a na výstupu generátorem nebo brzdou. Elektromotor i zařízení na výstupu musí být navržena pro zatížení, které je potřebné pro realizaci testů. Výhodou je možnost zatěžování kompletních automobilových převodovek včetně spojek a spojovacích hřídelů. Jelikož tento systém testování umožňuje řazení rychlostí za chodu, je možné opakovat data naměřená ze zkušebních polygonů přímo na testovacím zařízení [2]. Pro simulace proudění oleje a vířivých ztrát v převodové skříni jsou často používány TZ bez brzdy či generátoru na výstupu [3], tyto testovací stavy jsou jednoúčelové a není možné je využít například pro vibrodiagnostiku. V případě [4] je použito přímé spojení elektromotoru s hřídelí ve zbylých dvou uvedených případech [3] je elektromotor spojen s hřídelí řemenovým převodem pro zvýšení otáček pastorku. Pro řízení otáček elektromotoru je používán frekvenční měnič a na hřídeli mezi elektromotorem a testovanou převodovkou je snímač točivého momentu viz *Obr. 1* [3].



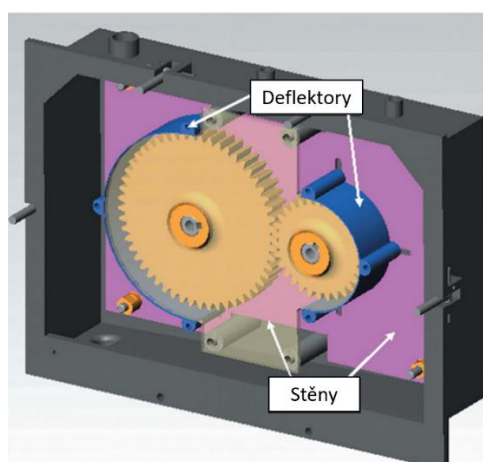
Obr. 1 Příklad testovacího zařízení s otevřeným okruhem (upraveno) [3]

Pro experimenty na vozidlových převodovkách s náhonem přední či zadní nápravy bývá využíváno dvou otevřených okruhů současně. TZ je vybaveno jedním vstupním a dvěma výstupními dynamometry. Na těchto zařízeních lze provádět testy hluku a vibrací, životnosti převodovek či zvýšení teploty oleje v převodové skříni [1].

PRÁCE VYUŽÍVAJÍCÍ OTEVŘENÝ OKRUH

V článku [5] je experimentálně zkoumán vliv pozice ozubených kol a tvaru stěn převodové skříně na vířivou ztrátu při mazání rozstříkem. Vířivá ztráta je stanovena experimentálně rozdílem celkového točivého momentu a točivého momentu zahrnujícího ztráty a tření

v ozubení. TZ s otevřeným okruhem je uloženo na základně, která je připevněna ke konstrukci umožňující naklápění testovacího zařízení. Byly použity oleje s různou viskozitou (VG32, VG320). V první části práce je zkoumán vliv vložených desek na dno převodové skříně (snížení vzdálenosti hladiny oleje od dna). U oleje s vyšší viskozitou dojde při vložení desek ke značnému snížení vířivé ztráty. Při použití oleje s nižší viskozitou ke snížení vířivých ztrát nedochází. Jev lze vysvětlit tak, že u oleje s větší viskozitou dochází k ovlivnění většího množství oleje v oblasti pod ozubeným kolem vlivem jeho rotace než u oleje s nízkou viskozitou. V druhé části byl zkoumán vliv úpravy tvaru stěn (podobné jako u automobilových převodovek) na vířivou ztrátu. Bylo dokázáno, že většina tvarů stěn měla pozitivní vliv na vířivé ztráty. U tvarů, kde byla nižší vůle mezi stěnami a koly však docházelo k nárůstu vířivých ztrát.



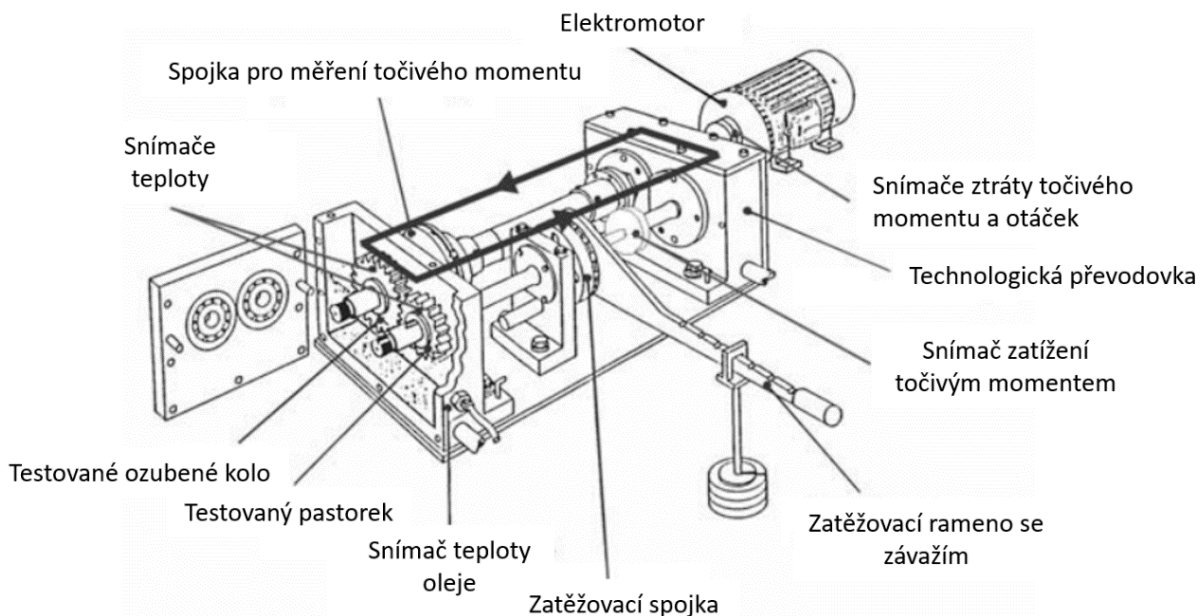
Obr. 2 Experimentální převodová skříň s upravitelnými stěnami a deflektory (upraveno) [3]

V práci [3] se tým výzkumníků zabývá vlivem radiálních a axiálních vůlí mezi stěnou a ozubenými koly na vířivou ztrátu při mazání rozstříkem. Radiální vůle jsou realizovány pomocí deflektorů v převodové skříni a axiální vůle pomocí pohyblivé stěny viz Obr. 2. K experimentu je využíváno TZ z Obr. 1 a jsou použita ozubená kola s různou geometrií a hloubkou ponoření. V první části byla provedena validace rovnic pro predikci vířivých ztrát z článku [6]. V druhé části práce byly postupně měněny radiální a axiální vůle. Bylo zjištěno, že radiální vůle mají menší vliv na vířivé ztráty než axiální vůle. Snižováním axiální vůle dochází ke snižování vířivé ztráty. Při asymetrické vůli 1 mm na jedné straně kola a 10 mm na druhé straně kola byla výsledná vířivá ztráta shodná se symetrickou vůlí 1 mm. V závěru práce byla odvozena rovnice pro axiální vůli v závislosti na geometrii ozubení a průměru nastavitelné stěny.

1.2 UZAVŘENÝ OKRUH

TZ převodovek s uzavřeným okruhem je rozběhnuto pomocí elektromotoru, který po rozběhu převodovky pouze kompenzuje ztráty. Testovací stav je zatěžován pomocí elastických sil vzniklých deformacemi hřídelů. Výhodou je, že zařízení vyžaduje pouze jeden elektromotor, jehož výkon je pouze částí výkonu kolujícího v uzavřeném okruhu testovacího zařízení. V důsledku čehož jsou pořizovací i provozní náklady nižší. Nevýhodou je, že není možné řadit při chodu zařízení [2]. TZ s uzavřeným okruhem obsahuje dvě převodovky (technologická, testovaná) viz Obr. 3. Technologická převodovka je spojena hřídelem s elektromotorem a dvěma hřídeli s testovanou převodovkou. Zatěžování testovacího zařízení je realizováno zatěžovací spojkou s ramenem a závažím. Zařízení je dle potřeby osazeno

snímači teplot a točivého momentu [7]. V případě [9] je mezi elektromotorem a technologickou převodovkou umístěn reduktor pro snížení otáček.



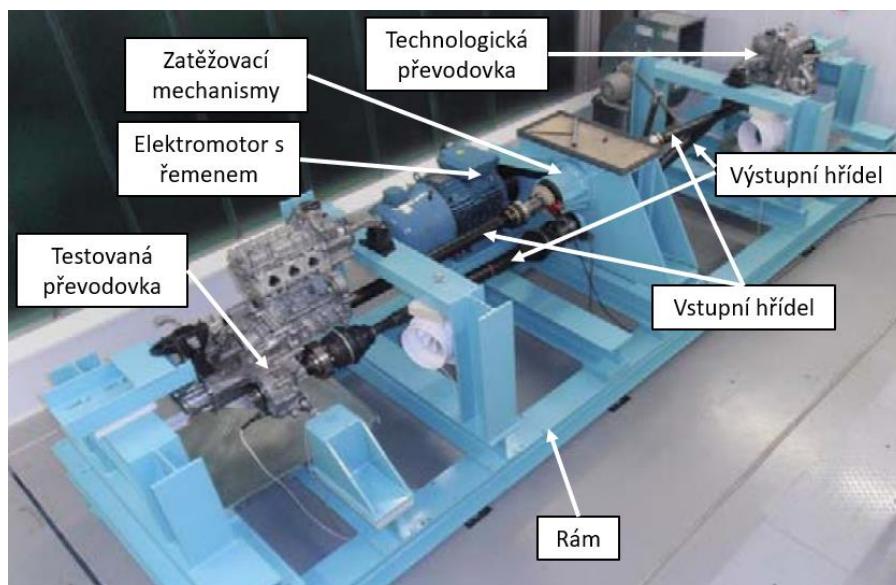
Obr. 3 Příklad testovacího zařízení s uzavřeným okruhem (upraveno) [7]

PRÁCE VYUŽÍVAJÍCÍ UZAVŘENÝ OKRUH

V článku [7] je zkoumán vliv hloubky ponoření ozubených kol při mazání rozstříkem na ztráty, teplotu objemu a odolnost proti zadírání. Experimenty jsou prováděny dle normy [10] na testovacím zařízení z Obr. 3. Byly testovány různé hloubky ponoření od jednoho modulu ozubení ozubeného kola až po 50 % ponoření kola i pastorku. Ukázalo se, že snižování hladiny oleje v převodovce je méně závažné pro odolnost proti zadírání než pro teplotu objemu. Se snižující se hladinou objemová teplota roste, obzvláště s vyššími zatíženími či otáčkami. Při snižování hloubky ponoření ozubených kol u testů s vysokými otáčkami dochází k většímu poklesu ztrát než u testů s nižšími otáčkami. Během snižování hladiny jsou ozubená kola méně odolná proti zadírání. V nejhorších případech dojde ke snížení odolnosti proti zadírání až o 70 % oproti stavu při maximální hloubce ponoření. Lze tedy říct, že snížení odolnosti proti zadírání je ovlivňováno horším mazáním a vyšší objemovou teplotou.

V práci [2] je představeno nové TZ s uzavřeným okruhem umožňující testovat převodovky se stejným konstrukčním uchycením jako v automobilu (převodovka je spojena s motorem a má i vlastní chlazení) viz Obr. 4. Převodovku lze zatížit momentem pomocí šnekového soukolí v klidovém stavu, kdy jedna strana hřídele je zablokována pomocí kolíku. Tento způsob zatížení je používán při testování účinnosti a životnosti převodovky. TZ je dále vybaveno planetovou převodovkou, která umožňuje zatěžování kroučícím momentem i za chodu. Planetový převod se skládá ze dvou jednoduchých planetových převodovek, kde jedno centrální kolo je spojeno se vstupní hřídelí testovací převodovky a druhé centrální kolo je spojeno se vstupní hřídelí technologické převodovky. Jedno korunové kolo je zablokováno a druhé korunové kolo je spojeno se šnekovým soukolím. K zatížení testovacího stavu dojde tak, že rotace korunového kola způsobí relativní pohyb mezi dvěma centrálními koly i při jejich rotaci (řazení rychlostních stupňů testované převodovky však musí být prováděno za klidu). Na závěr byla provedena řada testů a výpočtů pro stanovení účinnosti technologické i testované převodovky a zatěžovacích zařízení. Výhodou je, že při testování jsou obdržena

data ze dvou převodovek. Nevýhodou jsou omezené možnosti dynamického testování v důsledku rozdílné tuhosti testovacího zařízení a maximálních otáček elektromotoru.



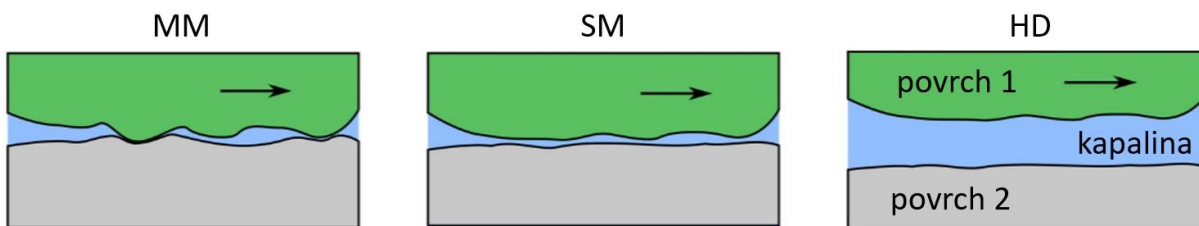
Obr. 4 Testovací zařízení s uzavřeným okruhem na ČVUT (upraveno) [2]

2 MAZÁNÍ

Existují různé druhy mazání, které se mohou objevovat při odlišných provozních podmínkách. Mezi tyto druhy lze zařadit mezní, smíšené, hydrodynamické a elastohydrodynamické mazání [11]. Pro distribuci maziva ve skříni převodového ústrojí je využíváno mazání plastickým mazivem, rozstříkem či nucené mazání s tryskou [12]. Pro rozdílné podmínky lze použít odlišné typy maziv jako jsou oleje, plastická maziva a tuhá maziva. Do těchto maziv se přidávají aditiva, která upravují jejich vlastnosti [13].

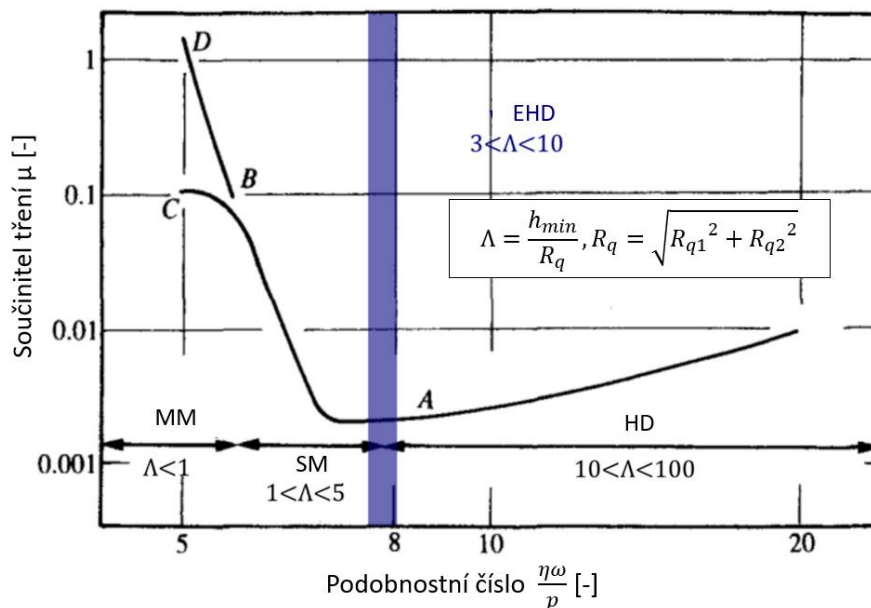
2.1 DRUHY MAZÁNÍ

Při různých provozních podmínkách lze druhy mazání dělit na: mezní mazání (MM), smíšené mazání (SM), hydrodynamické mazání (HD) a elastohydrodynamické mazání (EHD). Tyto druhy se od sebe liší především vzájemnou vzdáleností dvou povrchů viz *Obr. 5*. U MM má mazací film tloušťku jen několik molekul a objevuje se při pomalých rychlostech a velkých zatíženích. SM je charakteristické vlastnostmi MM i HD. V případě HD jsou povrchy od sebe kompletně odděleny souvislou vrstvou mazacího filmu a nedochází mezi nimi ke kontaktu. Tento druh mazání se objevuje při vysokých rychlostech. Zvláštním případem HD je EHD, u kterého v důsledku vysokého tlaku v mazacím filmu vznikají elastické deformace povrchů. EHD se často objevuje při vysokém zatížení a vysokých rychlostech (ozubené převody a valivá ložiska) [11].



Obr. 5 Schéma různých druhů mazání (upraveno) [14]

V oboru tribologie je pro popis různých druhů mazání využívána Stribeckova křivka viz *Obr. 6*. Na vodorovné ose je podobnostní číslo, které lze získat poměrem součinu kinematické viskozity maziva a úhlové rychlosti hřídele ku tlaku v mazivu. Na svislé ose je součinitel tření. Na obrázku jsou oblasti výskytů různých druhů mazání a také jsou zaznačeny oblasti jejich výskytu dle parametru mazání (na obrázku značen: λ) [15]. Dle literatury [16] se parametr mazání vypočítá jako podíl minimální tloušťky mazacího filmu (na obrázku značena: h_{min}) a kombinované drsnosti povrchu 1 a 2 (na obrázku značena: R_q).



Obr. 6 Stribeckova křivka s vyznačenými oblastmi druhů mazání (upraveno) [15]

2.1.1 MEZNÍ MAZÁNÍ

V převodových ústrojích se MM objevuje při rozběhu či doběhu převodovky při nízkých rychlostech a nedostatečném dodávání oleje do oblasti kontaktu povrchů zubů [17]. Při MM dochází ke vzájemnému kontaktu povrchů a ten způsobuje elastické i plastické deformace povrchů. V důsledku čehož dochází ke zvýšení součinitele tření [14]. Bylo dokázáno, že součinitel tření je závislý na velikosti a ostrosti úlomků zachycených mezi povrchy v důsledku opotřebení [18]. Je možné, že až 70 % otěrů v ústrojí vzniká v rozběhové či doběhové fázi zařízení právě při MM. Pro snížení vlivu MM na otěr součástí je důležité zvolit mazivo se správnou viskozitou a otěru odolnými aditivami [19]. Množství vzájemných kontaktů mezi jednotlivými povrchy je závislé na vlastnostech materiálu (tvrdost, elasticita), drsnosti povrchu, zatížení a tlaku olejového filmu. Pokud je tlak olejového filmu nízký, nedochází k oddělení povrchů od sebe. Tento druh mazání se objevuje při mazání ložisek, ozubení, čerpadel a vaček [20].

2.1.2 SMÍŠENÉ MAZÁNÍ

SM se vyznačuje menší tloušťkou mazacího filmu. Tloušťka filmu je přibližně rovna adsorbční vrstvě maziva a tuhého povrchu. Může docházet k mikro kontaktům mezi drsnostmi jednotlivých povrchů. V důsledku těchto kontaktů se objevují elastické a plastické deformace nerovností povrchů. Součinitel tření je ovlivněn plastickou deformací, přerušením adsorbční vrstvy či viskózním třením [14]. Pro řešení problematiky SM jsou využívány různé modely. Jedním z nich je například model, který upravuje Reynoldsovu rovnici korekčními součiniteli stanovenými ze známých povrchů [21]. Další model nahrazuje vrcholy nerovností obou povrchů paraboloidem a jejich kontakt je následně řešen dle Hertzovy teorie a je provedeno statistické zpracování výsledků (normální rozložení). V modelu je rovněž uvažováno s různou topologií nerovností povrchů [22].

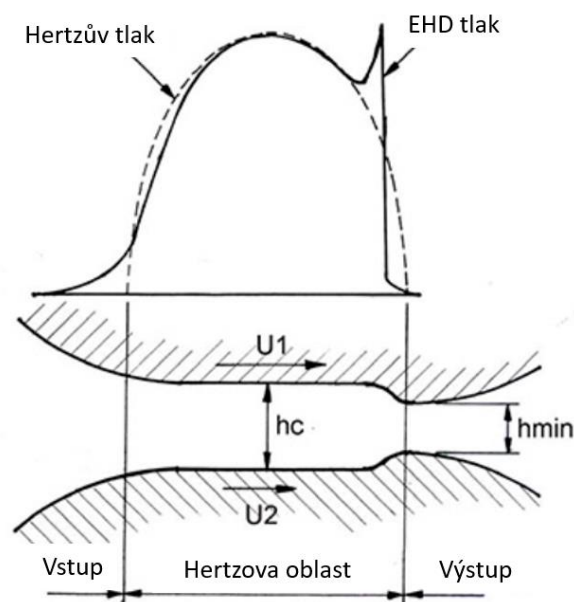
2.1.3 HYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ

Při HD je mezera mezi jednotlivými povrchy největší a nedochází mezi nimi ke kontaktu. Povrchy jsou od sebe odděleny velkým množstvím tlakového oleje, jehož tlak však může

způsobovat elastické deformace (EHD). Kvůli velkému množství oleje v mezeře dominuje v mazivu viskózní tření. HD využívají například kluzná ložiska. HD se v ložiskách objevuje převážně při vysokých otáčkách a relativně nízkých zatíženích [14]. Proudění v mazací mezeře popisuje Reynoldsova teorie, která má však několik předpokladů. Teorie předpokládá newtonovskou kapalinu, laminární proudění, zanedbatelné odstředivé síly, konstantní hustotu a viskozitu [24]. Při HD ozubených kol jsou boky zubů od sebe kompletně odděleny mazací vrstvou. V důsledku velkých tlaků v místě kontaktu zubů však v těchto místech dochází k prudkému růstu viskozity oleje. Nárůst viskozity způsobuje elastickou deformaci zubů [17].

2.1.4 ELASTOHYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ

EHD se objevuje u nekonformních povrchů jako jsou ozubení, vačkové mechanismy a valivá ložiska. Proudění oleje v mezeře lze vypočítat Reynoldsovou rovnicí stejným způsobem jako u konformních povrchů (kluzných ložisek). Na materiály s vysokým modulem pružnosti, při zatížení začínají působit vysoké tlaky (Hertzova teorie) v bodě nebo liniiovém kontaktu. To způsobuje elastickou deformaci povrchů, které po deformaci vytvářejí obdélníkovou či elipsovou kontaktní plochu. Vysoké tlaky rovněž způsobují prudký nárůst viskozity v místě kontaktu [25]. Průběh tlaku při kontaktu dvou povrchů a EHD je na *Obr. 7*. U_1 a U_2 jsou rychlosti jednotlivých povrchů, h_c je tloušťka mazacího filmu v Hertzově oblasti a h_{min} je minimální tloušťka mazacího filmu.



Obr. 7 Schéma zobrazení kontaktu povrchů při EHD [26]

Při vstupu do kontaktu hydrodynamický tlak pozvolna narůstá. V momentě, kdy se mazivo dostane do oblasti Hertzova tlaku hydrodynamický tlak prudce vzroste přibližně na hodnotu Hertzova tlaku. Viskozita maziva se v Hertzově oblasti exponenciálně zvyšuje, až v důsledku toho nedochází k úniku maziva a povrchy jsou v této oblasti odděleny filmem s konstantní tloušťkou (h_c). U výstupu se nachází zúžení, u kterého je tloušťka filmu (h_{min}) minimální. V důsledku zúžení tlak skokově vzroste a při výstupu z kontaktu tlak prudce klesá (atmosférický tlak). Obrázek není zobrazen v měřítku, protože skutečný kontakt je přibližně 1000krát větší než tloušťka olejového filmu [26]. V praxi je důležité predikovat klíčové vlastnosti EHD, kterými jsou: tloušťka filmu, tření a tlak. Pro teoretický výpočet EHD je potřeba celkem 5 rovnic:

- 1) Reynoldsova HD rovnice
- 2) Rovnice popisující tvar povrchu (pro určení změny tloušťky filmu podél kontaktu)
- 3) Rovnice zatížení v místě kontaktu a tlaku olejového filmu
- 4) Elastická deformace povrchů v důsledku tlaku
- 5) Závislost viskozity na tlaku

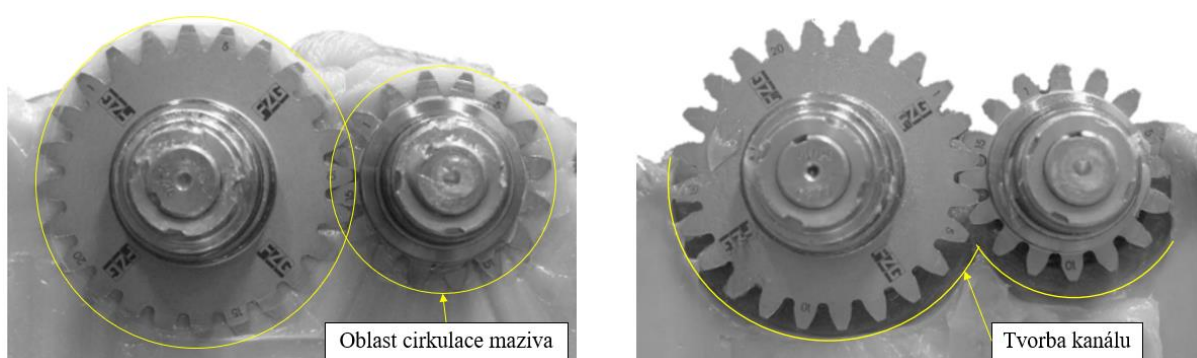
Jeden z historických modelů neuvažoval elastická deformace povrchů a viskozita byla konstantní [27]. Některé současné numerické studie EHD se zabývají i vlivem teplot na tento typ mazání. Rovněž jsou prováděny experimenty na testovacích stavech s ozubenými koly a stavech s kuličkou a rotujícím diskem [28].

2.2 ZPŮSOB MAZÁNÍ

Existují různé způsoby, které lze zvolit pro správné mazání a odvod tepla z komponent převodovky. Jedná se o mazání plastickým mazivem, rozstříkem oleje a nuceným mazáním. Tyto způsoby se často rozdělují do použitelných oblastí dle obvodových rychlostí či otáček ozubených kol. Použití nevhodného způsobu mazání může mít za následek snížení životnosti a spolehlivosti mazaných komponent [12].

2.2.1 PLASTICKÝM MAZIVEM

Způsob mazání převodových ústrojí plastickým mazivem bývá využíván v případech, kde nelze použít jako mazivo olej. Často se využívá ve velkých pomaloběžných převodech, ale také v malých rychloběžných převodech [9]. Plastická maziva pro mazání čelních kol s přímými a šikmými zuby lze efektivně využívat do obvodových rychlostí $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Tento způsob mazání je vhodný pro otevřená i uzavřená převodová ústrojí. Jeho nevýhodou je, že není vhodný pro nepřetržitý provoz zařízení z důvodu špatného odvodu tepla z plastického maziva [12]. Je důležité zajistit správné mazání ozubení vhodnou volbou množství maziva v převodové skříni. V případě nadbytečného množství maziva dochází ke ztrátám [29]. Dále je při tomto způsobu mazání klíčové zvolit mazivo se správnou konzistencí v kombinaci s využívaným spektrem otáček. Chování plastického maziva v převodové skříni je popsáno cirkulačním jevem, kanálovým jevem a přechodným jevem (přechod mezi cirkulačním a kanálovým jevem) viz *Obr. 8* [9].



Obr. 8 Cirkulační (vlevo) a kanálový (vpravo) jev (upraveno) [9]

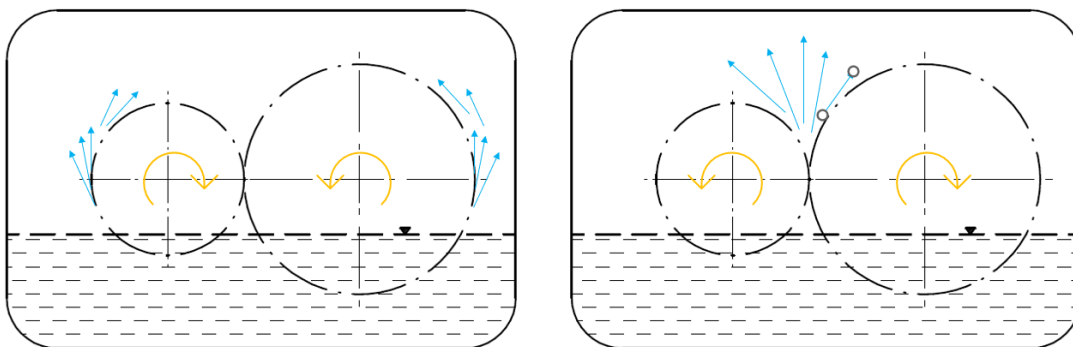
2.2.2 ROZSTŘIKEM

Nanášení maziva rozstříkem je hojně využíváno u automobilových převodovek [30]. Používá se výhradně v uzavřených převodových ústrojích. Pro čelní ozubená kola s přímými

a šikmými zuby se tento způsob nanášení oleje používá pro obvodové rychlosti kol od 3 do 15 $m \cdot s^{-1}$. U mazání převodů rozstříkem je důležité vhodně zvolit výšku hladiny oleje. V případě, že výška hladiny je nízká může docházet k přehřívání oleje v důsledku tření mezi ozubením. Pokud je výška hladiny naopak moc vysoká, vířivé ztráty v oleji značně snižují přenesený výkon. Ideální výška hladiny oleje je u čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby s horizontální hřídelí 1 až 3násobek výšky zubu [12]. Na kvalitu mazání a zahřívání oleje má vliv i smysl rotace pastorku. Při otáčení pastorku po směru hodinových ručiček viz *Obr. 9* dochází k ochlazování oleje při kontaktu se stěnami převodové skříně. Naopak při rotaci pastorku proti směru hodinových ručiček viz *Obr. 9* jsou ozubená kola lépe mazána [31]. V článku [6] je prezentován výpočet kritického Reynoldsova čísla viz *rovnice (1)* pro určení typu proudění (laminární, turbulentní) v převodové skříně. Přechodová oblast typů proudění je při $6000 < Re_{krit} < 9000$.

$$Re_{krit} = \frac{\omega r b}{\nu}, \quad (1)$$

kde ω je úhlová rychlost [$rad \cdot s^{-1}$], r je poloměr roztečné kružnice [m], b je šířka ozubeného kola [m], ν je kinematická viskozita [$m^2 \cdot s^{-1}$]



Obr. 9 Mazání po (vlevo) a proti (vpravo) směru hodinových ručiček (upraveno) [31]

PŘÁCE ZABÝVAJÍCÍ SE MAZÁNÍM ROZSTŘÍKEM

V článku [32] se výzkumníci zabývají zkoumáním množství a teplotou oleje vneseným na stěnu převodovky v závislosti na různé geometrii a poloze pastorku vůči stěně. Bylo zhotoveno testovací zařízení se sběrnou kapsou na stěně převodovky. Byly zkoumány ozubená kola s různými moduly ozubení a počtem zubů a rovněž byly vyzkoušeny disky (zanedbání geometrie ozubení). Experimentálně bylo zjištěno, že s podobným průměrem a šířkou ozubeného kola a disku je dosaženo téměř stejného průtoku a z toho lze vyvodit, že průtok oleje je jen velmi málo závislý na geometrii ozubení. V další části práce je představen analytický přístup pro stanovení průtoku oleje. Je uvažováno, že průtok oleje je ovlivněn řadou parametrů jako je: geometrie ozubeného kola nebo disku, geometrie převodové skříně, úhlovou rychlostí, tíhovým zrychlením a vlastnostmi použité tekutiny. Po zohlednění předchozích parametrů je odvozeno několik vzorců pro výpočet bezrozměrného průtoku závislých na minimálním úhlu rozstříku oleje a otáčkách pastorku. V poslední řadě byly analytické vzorce validovány provedením stovek experimentů, kdy průměrná odchylka byla 11 % a maximální odchylka 15 %. Analytické vzorce by mohly být dobrým podkladem pro koncepční návrh převodovky.

S rostoucí poptávkou po elektrických a hybridních vozech je snahou nalézt méně nákladné způsoby mazání vysokorychlostních převodovek. V článku [30] se tým vědců zabývá použitelností mazání rozstříkem v převodovkách s vysokými obvodovými rychlostmi až $60 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Testovací stav se skládá z elektromotoru připojeného k hřídeli přes řemen. Hřídel je uložena v kuličkových ložiskových domcích, mezi kterými je snímač kroutícího momentu. Na konci hřídele je v převodové skříně připevněno ozubené kolo různé konfigurace (2 kola s příkými zuby a 1 kolo s šikkými zuby). V převodové skříně je nastavitelná šířka stěn a je měřeno provzdušnění oleje pomocí snímače s rentgenovým paprskem. Experimentální výsledky ukázaly, že při rostoucí teplotě oleje roste i procento vzduchu v oleji. I přes to, že s rostoucími otáčkami narůstají vířivé ztráty došlo při posunutí stěn převodovky do optimální vzdálenosti od ozubeného kola k výraznému snížení vířivých ztrát a rovněž snížení závislosti procenta provzdušnění oleje na teplotě. Stejněho výsledku bylo dosaženo i při použití čelního kola s příkými zuby. V závěru pak bylo představeno několik analytických vzorců vhodných k odhadu velikosti mezery mezi kolem a stěnami převodové skříně.

V práci [33] výzkumníci zkoumají proudění oleje v převodové skříně vysokorychlostního kolejového vozidla a vliv na vířivé ztráty pomocí semiimplicitní metody pohybujících se částic (MPS). Nejprve byl z konstrukčního návrhu vytvořen zjednodušený model se zachováním všech vnitřních prvků převodové skříně pro numerické řešení. Celkový čas simulace je nastaven na 5 s (0 až 1 s – rozběh převodovky). Bylo prezentováno 7 modelů s různou výškou hladiny, otáčkami (2000, 4000, 6000 min^{-1}), viskozitou (100, 120, 140 $\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$) a velikosti částic 2 mm. V každém modelu pak bylo okolo 210 000 částic. Výsledkem studie je, že vířivé ztráty v ložiscích jsou vůči vířivým ztrátám ozubených kol zanedbatelné (0,6 až 0,9 % celkových vířivých ztrát). Nejvíce vířivých ztrát vzniká na výstupním kole (80 až 90 %). Zvýšením viskozity oleje došlo ke zvýšení vířivých ztrát. Při zvýšení hladiny vířivé ztráty lehce klesají. S vyššími otáčkami jen nepatrně vzrostou vířivé ztráty. Na závěr lze říct, že při výpočtu není potřeba uvažovat vířivé ztráty v ložiscích, protože jsou vůči vířivým ztrátám ozubeného kola zanedbatelné.

2.2.3 NUCENÉ

Při vysokých obvodových rychlostech ozubených kol (od 8 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) nebo pokud to konstrukce vyžaduje je používána metoda nuceného mazání. Tuto metodu pak dále rozdělit na nanášení kapáním, paprskem oleje a vstřikováním směsi oleje a vzduchu [12]. Olej je zachycován v olejové vaně a je za pomoci čerpadla znovu dopravován do mazaného místa. Výhodou této cirkulace oleje je, že olej lze filtrovat od nečistot, které mohou poškozovat mazané součásti a rovněž je umožněno jej efektivněji chladit [34]. Problémem u tohoto způsobu mazání je, že pro zajištění správného mazání boků zubů je pro různou obvodovou rychlost ozubených kol potřeba zvolit správný tlak oleje vystřikujícího z trysky. Pokud tlak tryskajícího oleje bude příliš nízký, olej nebude stačit pronikat do ozubení. Druhým problémem je poloha trysky, ta musí být v dostatečné blízkosti místa mazání ozubení, jinak hrozí rozprášení maziva v důsledku proudů vzduchu vznikajících od rotujícího ozubeného kola [35].

PRÁCE ZABÝVAJÍCÍ SE NUCENÝM MAZÁNÍM

V článku [36] se tým vědců zabývá výzkumem ztrát vzniklých v důsledku tlakového mazání pro vysokorychlostní letadlové převodovky. Pro numerický výpočet byla zvolena metoda výpočtové dynamiky tekutin (CFD) konkrétně metodou objemu tekutiny (VOF). Byl vytvořen model se zjednodušujícími doménami s počtem uzlů $1,06 \cdot 10^6$. Tryska směřuje radiálně vůči ozubenému kole. Protože je tryska v blízkosti ozubeného kola je při výpočtu je zanedbán vliv proudu vzduchu vznikajícího kvůli rotaci ozubeného kola. Numerická analýza ukázala

chování rotujícího ozubeného kola na proud vycházející z olejové trysky. Z těchto výsledků je patrné, že při vyšších otáčkách ozubeného kola se olej nedostává na horní plochu zubu, ale rozpadá se na drobné kapky. Na závěr je dokázáno, že vliv smykových sil je zanedbatelný vůči tlakovým silám oleje vytvářejícího ztrátový moment.

V práci [37] se tým výzkumníků zabývá možností použití nové cykloidní trysky a porovnává ji se dvěma konvenčními tryskami používanými pro vstřikování směsi oleje a vzduchu do ložiska. Jsou provedeny analytické i numerické výpočty a jejich experimentální validace. Numerické výpočty byly provedeny s různými otáčkami ložiska, tlakem vzduchu a průtokem oleje. Byl proveden experiment oteplení ložiska v závislosti na otáčkách ložiska a nová tryska vykazovala nejmenší nárůst teplot. Dalšími experimenty při různých tlacích a průtocích oleje bylo ověřeno, že cykloidní tryska má nižší nárůst teplot než konvenční trysky. Lze říct, že použitím cykloidní trysky je možné ušetřit množství oleje použitého v mazací směsi oleje a vzduchu nebo zefektivnit mazání.

2.3 TYPY MAZIV

Dle zdrojů [13] a [38] lze maziva dělit dle skupenství na tekutá, plastická a pevná. Každé mazivo je specifické a lze jej použít ve specificky daných oblastech. Jejich hlavním cílem je podporovat mazání, odvádět teplo, chemicky chránit mazané součásti a prodlužovat tak jejich životnost či servisní interval. Mazivo by mělo odolávat teplotnímu, mechanickému i chemickému namáhání.

2.3.1 OLEJE

Oleje jsou velmi důležitou součástí převodových ústrojí. Jejich hlavní funkcí je chránit ozubená kola, ložiska, těsnění a v případě automobilových převodovek i materiály třecích synchronizačních řadicích spojek [39]. Používají se v manuálních i automatických převodovkách nebo v případě hydromechanických převodovek v hydrodynamických měničích [40]. Na webové stránce [13] a v knize [39] je uvedeno, že základní oleje lze obecně rozlišit na minerální, syntetické a rostlinného, případně živočišného původu. Přibližně poloviční množství minerálních olejů se vyrábí extrakční rafinací, avšak tento způsob výroby je v současnosti nahrazován hydrokrakováním. Minerální oleje vyráběné hydrokrakováním se projevují nižší závislostí viskozity na teplotě a nižším obsahem aromatů, síry a dusíku. Z řad syntetických olejů jsou nejpoužívanějšími typy polyalfaolefiny (PAO), esterové oleje (EO) a polyalkylen glykoly (PAG). Syntetické oleje disponují oproti minerálním olejům nízkou odpařivostí, vyšším viskozitním indexem (VI), lepším mazáním, vyšší oxidační stabilitou a teplotou samovznícení. Díky tomu jsou využívány v oblastech, kde minerální oleje nedokážou splňovat požadované podmínky. Ve zdroji [41] je uvedeno, že oleje rostlinného původu se v České republice nejčastěji vyrábí rafinací řepky olejně a používají se v odvětvích, kde je vysoký požadavek na biologickou odbouratelnost olejů jako například zemědělství, lesnictví, vodohospodářství. Mazací oleje používané v převodových ústrojích se skládají ze základních olejů s přidavkem olejových aditiv upravujících jejich vlastnosti.

VLASTNOSTI OLEJŮ

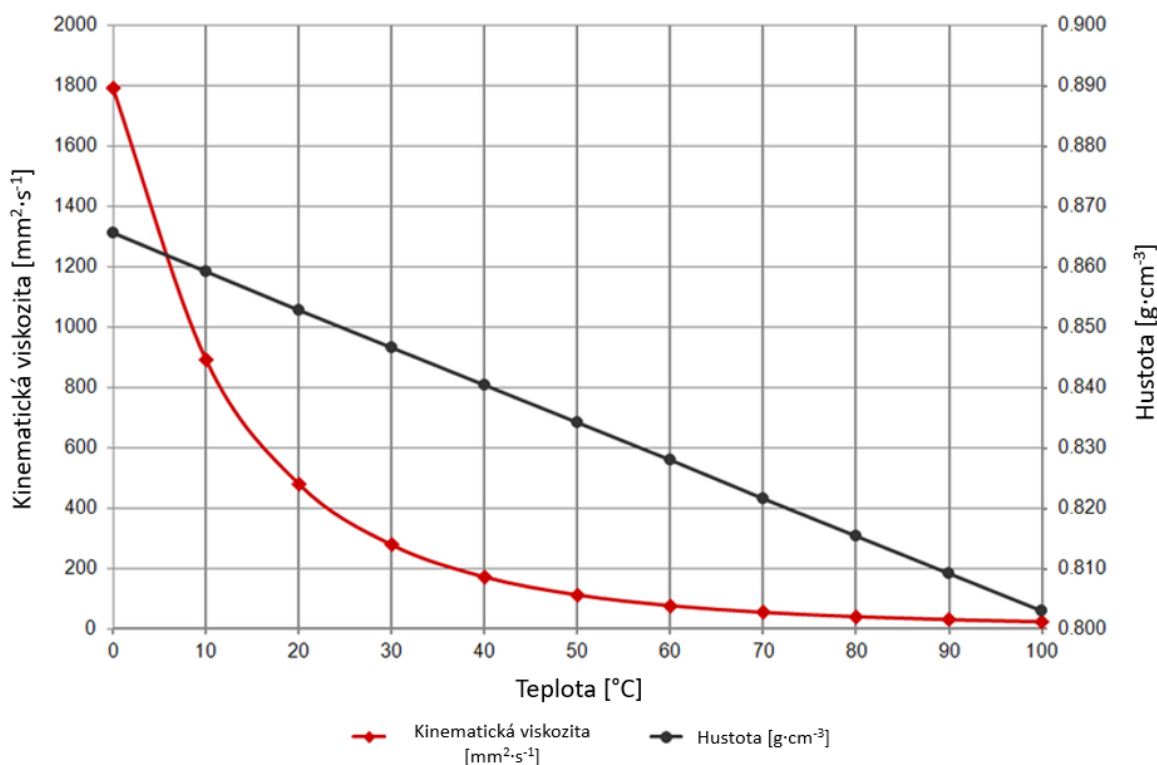
Obecně by převodové oleje měly disponovat těmito vlastnostmi [39]:

- Potlačení vzniku koroze
- Snížení hlučnosti
- Schopnost pracovat v širokém spektru teplot

- Minimalizace opotřebení a tření součástí
- Zlepšení přenosu výkonu
- Odvod částic v oleji vzniklých opotřebením součástí z kontaktních ploch
- Schopnost přenosu tepla
- Nízká pěnivost
- Neutrální chování vůči použitým součástem převodovky

VISKOZITA

Hlavním parametrem při volbě oleje je viskozita. Viskozita převodových olejů s rostoucí teplotou klesá viz *Obr. 10* a s rostoucím tlakem roste [39] a je závislá rovněž na smykové rychlosti a úrovně znečištění oleje [42]. Změnu viskozity v závislosti na teplotě vyjadřuje VI. Pokud se hodnota VI blíží k nule, viskozita oleje je velmi závislá na teplotě. Nejvyšších hodnot VI (až 220) dosahují PAG oleje [43]. Pokud je viskozita oleje příliš vysoká, dochází k nárůstu vířivých ztrát a rostoucí smykové napětí v oleji má za následek zahřívání oleje zvláště v oblasti vysokých rychlostí. V případě, že viskozita převodového oleje je pro danou aplikaci příliš nízká, v kontaktu začne docházet k SM a tím i k vyššímu opotřebením zabírajících ozubených kol [39].



Obr. 10 Závislost viskozity a hustoty na teplotě pro olej SAE 75W-140 (upraveno) [44]

OLEJOVÁ ADITIVA

Jak již bylo zmíněno přidáním aditiv do olejů lze upravovat některé jejich vlastnosti. Aditiva mohou být organická či anorganická. V závislosti na použití se do základních olejů přidává 0,1 až 30 objemových %. V případě použití pro mazání ozubených kol je poměr objemu aditiva ku oleji 1 až 10 % [45]. Jedním z často používaných aditiv jsou antioxidanty, které zpomalují stárnutí základního oleje a tím prodlužují životnost oleje [13]. Aditivum vylepšující VI je založeno na tepelné roztažnosti aditiva samotného. Při nízkých teplotách má nepatrný

vliv na viskozitu, ale při nárůstu teploty se částice aditiva zvětší a zabrání prudkému nárůstu viskozity. Dalším z používaných přísad je protiotěrové aditivum. Používá se v aplikacích, kde v průběhu chodu dochází k MM. Protiotěrová aditiva chemicky reagují mezi dvěma povrchy v případě kontaktu kovových ploch při MM a SM. Lze také použít aditivum pro extrémní tlaky (EP), které často obsahuje složky síry a fosforu. EP aditiva umožňují mazání při vysokých zatíženích a kontaktních teplotách. Nevýhodou EP aditiv je však jejich chemická agresivita vůči materiálům s obsahem mědi. Dalším z používaných aditiv pro převodové oleje jsou protipěnicí aditiva. Protipěnicí aditivum reaguje se stěnami utvořených bublin a dochází k jejich praskání a tím také nepřímo zamezuje oxidaci. Pro převodové oleje se občas používá ochrana proti korozi, která neutralizuje kyseliny v oleji a odpuzuje vlhkost od kovových povrchů [45].

PRÁCE ZABÝVAJÍCÍ SE TÉMATIKOU OLEJŮ

V článku [46] se tým vědců zabývá možností využití přírodně odbouratelných olejů v převodových či hydraulických zařízeních v oblasti lesnictví či zemědělství. Porovnávají mezi sebou oleje PP 80 (referenční) a ekologický syntetický olej Arnica S 46. Byla zkoumána změna součinitele tření a nárůst teploty v čase, ztráta hmotností třecích ploch testovaného zařízení, čistota olejů před testováním a po testování. Olej Arnica S 46 vykazoval podobné výsledky jako referenční olej a je tedy plnohodnotným mazivem pro převodové či hydraulické zařízení.

V článku [42] jsou zkoumány vlastnosti směsi řepkového oleje a námořního motorového oleje. S rostoucím množstvím řepkového oleje klesá viskozita. 10 % řepkového oleje má pouze malý vliv na viskozitu směsi, a to může být ekonomicky výhodné. Další část práce se zabývala porovnáním směsi 10 % čerstvého, 90 % zaběhnutého oleje a 10 % řepkového a 90 % zaběhnutého. Při použití čerstvého oleje se viskozita při různých teplotách měnila od -19 do 10 %, ale v případě použití řepkového oleje bylo dosaženo změny od -38 do -10 % v porovnání s čerstvým motorovým olejem.

Studie [17] se zabývá vlivem hydrokrakovaných, PAO a PAG olejů na chybu převodu a torzní vibrace. Měření součinitele tření proběhla na zařízení s ocelovým diskem a kuličkou umožňující nastavení poměru valení a smýkání. Součinitele tření u všech vzorků se zvětšující se složkou smýkání v poměru k valení vzrostou. Při použití hydrokrakovaných a PAO olejů dochází k elastickým deformacím boků zubů, a to se vyznačuje hlasitějšími zvukovými projevy. Při použití PAG oleje se tyto elastické deformace nevyskytují až do určitých otáček ozubených kol a chod je v této oblasti tišší.

2.3.2 PLASTICKÁ MAZIVA

V případech, kdy není vhodné použít mazací oleje je možné použít plastická maziva. Plastická maziva se skládají ze základního oleje, zpevňovačů a aditiv. Maziva lze zjednodušeně kategorizovat dle konzistence určené Národním institutem pro plastická maziva (NLGI). Konzistence maziv jsou značeny od stupně 000 jako tekutá až po stupeň 6 jako velmi tuhá. Podrobně je klasifikuje norma ISO 6743/9 [13]. Norma ISO 6743/9 rozděluje plastická maziva dle minimální a maximální teploty, odolnosti proti vodě a korozi, vysokotlakých vlastností a konzistence dle NLGI [47]. Jako základní oleje se používají převážně syntetické oleje PAO, EO, PAG, nebo také perfluoropolyethery (PFPE), které lze použít v širokém pásmu teplot, nereagují s téměř žádnými plasty a nereagují s kyslíkem [39]. Do převodových ústrojí se používají plastická maziva se stupněm konzistence 000 a 00 dle NLGI. Stupeň NLGI 1 a 2 je vhodný pro běžně používaná ložiska. Stupeň 3 a 4 je vhodný pro ložiska

dosahující vysokých otáček. Pro kluzná ložiska s nízkými otáčkami jsou používány tuhá plastická maziva stupně 5 a 6 [48].

VLASTNOSTI PLASTICKÝCH MAZIV

Plastická maziva disponují těmito vlastnostmi [49]:

- Chovají se jako pevné mazivo
- Zachovávají mazací vrstvu i přes působení gravitace (mazivo ulpívá na součástech)
- Neztrácí smykové vlastnosti při změně teploty
- Není potřeba kontrolovat hladinu
- Zařízení je mazáno i při rozběhu

ZPEVNĚVADLA

Jak již bylo avizováno na začátku kapitoly, plastické mazivo vzniká smísením základního oleje a zpevňovadla. Přičemž poměr zpevňovadla v mazivu bývá 3 až 30 % [49]. Přidáním zpevňovadla vzniká v mazivu mřížková struktura vyplněná olejem, který se postupně uvolňuje mezi mazané povrchy [13]. Jako zpevňovadlo se používají mýdla na bázi vápníku, sodíku, lithia a hliníku nebo jejich kombinace. Zpevňovadla na bázi mýdel vápníku jsou odolnější proti vodě a mají dobrou smykovou stabilitu, ale nízkou odolnost proti teplotě. Mýdla na bázi sodíku mají vysokou teplotu kapalnění maziva, ale nejsou odolné proti vodě, a proto se často používají v kombinaci s mýdly vápníku. Zpevňovadla na bázi mýdel hliníku jsou odolné proti vodě a mají skvělé antioxidační vlastnosti, ale jejich nevýhodou je nízká teplota kapalnění. Nejrozšířenějšími zpevňovadly jsou mýdla na bázi lithia, která disponují vysokou teplotní a smykovou stabilitou a jsou tak častou volbou v oblasti automobilového průmyslu i pro běžné použití [50].

ADITIVA

Podobně jako u mazacích olejů jsou i v případě plastických maziv používána aditiva, která mění, zlepšují nebo potlačují některé jejich vlastnosti. Mezi běžně používaná aditiva patří [39]:

- Antioxidační aditiva – zabraňující stárnutí maziva
- Protikorozní aditiva
- Aditiva zlepšující mazání
- EP aditiva
- VI aditiva
- Aditiva zvyšující teplotu kapalnění maziva
- Otěru odolná aditiva

PRÁCE ZABÝVAJÍCÍ SE PLASTICKÝMI MAZIVY

Tým výzkumníků se v článku [52] zabývá vlivem zpevňovadel na bázi mýdel lithia a vápníku na teploty krystalizace, tání a skelného přechodu. Jsou porovnávány *skupina I* (minerální oleje), nekrytalizující *skupina II* (PAO, PAG) a *skupina III* (EO) s různým množstvím a typem zpevňovadla. Měření probíhalo na diferenčním skenovacím kalorimetru. Výsledky ukázaly, že pro *skupinu I* zpevňovadla značně zvyšují teplotu krystalizace a snižují teplotu tání. *Skupina II* neprojevila změnu teploty skelného přechodu v závislosti na použití zpevňovadel. V poslední řadě *skupina III* při přidání pouze 1 % lithiového nebo 0,5 % vápničkového zpevňovadla způsobila částečnou krystalizaci při ochlazování a částečnou při

ohřívání. Celkově u *skupiny III* došlo k nárůstu teploty krystalizace o 25 °C a teplota tání zůstala neměnná nezávisle na použitém množství a typu zpevňovadla.

V článku [9] je zkoumán vliv konzistence plastického maziva (stupeň NLGI: 00,1,2), teploty a objemu na režimy mazání jednostupňové zkušební převodovky. Při mazání ozubení mohou vzniknout 3 různé stavy mazání: cirkulační (mazivo obíhá v blízké oblasti ozubení), kanálový (ozubená kola mazivo odhruňou a tím nedochází k cirkulaci), přechodné (stav mezi cirkulačním a kanálovým režimem mazání). Bylo zjištěno, že k cirkulaci dochází při nízkých otáčkách a nízké konzistenci maziva. Ke kanálovému efektu mazání dochází naopak při vysokých rychlostech a vysokých konzistencích maziva. Byl představen analytický přístup pro zjištění otáček, při kterých pravděpodobně dojde k změně mazání z cirkulačního na kanálové. Tento přístup zahrnuje konzistenci, teplotu a výšku hladiny maziva.

2.3.3 TUHÁ MAZIVA

Výhodou tuhých maziv je jejich schopnost pracovat při vysokých teplotách, kde použití olejů a plastických maziv již není možné. Nejpoužívanějšími typy jsou grafit a disulfid molybdenu (MoS_2). Používá se ale i disulfid wolframu (WS_2) či polytetrafluoretylen (PTFE) [53]. Grafitová struktura je tvořena vrstvami uhlíků spojených Van der Walsovými vazbami. V oxidační atmosféře je grafit efektivně využíván při teplotách 450 °C. V případě použití grafitu jako tuhého maziva je k mazání potřeba přítomnost vodních par v atmosféře, jinak nedochází k mazání. MoS_2 poskytuje oproti grafitu efektivní mazání i ve vakuu a má nízký součinitel tření ($<0,1$). Jeho výhodou je, že se zvyšujícím se zatížením se snižuje součinitel tření. Nevýhodou je, že jej nelze použít ve vlhkých prostředích, protože vlhkost u MoS_2 zvyšuje součinitel tření [53].

PRÁCE ZABÝVAJÍCÍ SE TUHÝMI MAZIVY

V článku [55] je popsán výzkum suchého mazání vysoce zatížených kontaktů pro aplikace ozubených převodů. Měření je prováděno na testovacím zařízení s dvěma disky navzájem k sobě přitlačovanými a roztáčenými různými rychlostmi k dosažení smýkání. Povrchy různých dvojic disků jsou nepovlakované a povlakované uhlíkem a MoS_2 . Experiment ukázal, že povlak uhlíku má menší životnost a vyšší součinitel tření než povlak MoS_2 a jeho výsledky jsou špatně opakovatelné. Dále byl představen a validován numerický model řešený metodou konečných prvků (FEM). Z pomoci numerického modelu se zjistilo místo maximálních ekvivalentních napětí a maximálních teplot v kontaktu. Model s povlakem uhlíku vykazoval vyšší maximální ekvivalentní napětí na povrchu součásti než nepovlakovaný model, u kterého se maximální napětí vyskytovalo pod povrchem. Model povlakovaný MoS_2 se od nepovlakovaného modelu téměř nelišil. V závěru lze říci, že suché mazání se pro použití ozubených převodů hodí jen pro velmi specifické příklady a konstrukce. Přidáním pouze malého množství oleje však výrazně zlepší mazání povlakovaných povrchů, ale problém vysokých teplot v místě kontaktů však setrvává.

3 VÝPOČETNÍ DYNAMIKA TEKUTIN

CFD lze dle [56] obecně rozdělit na konvenční (metoda konečných prvků, metoda konečných objemů (FVM), metoda konečných diferencí atd.) a akcelerované metody MPS, hydrodynamika hladkých částic (SPH), metoda marker-and-cell atd.). Používání simulačních nástrojů je v současnosti zásadní pro rozvoj v širokých oblastech technologií. Z počátku bylo CFD používáno pouze v oborech letectví a kosmonautice. Později se však stalo klíčovým nástrojem v oblastech automobilového, jaderného i chemického průmyslu. V poslední dekádě se rozšířilo i do oblastí biomedicíny, elektrického inženýrství a stavebnictví. CFD řeší Navier – Stokesovy (NS) rovnice, které poměrně přesně popisují laminární i turbulentní proudění nestlačitelných i stlačitelných kapalin pro jednofázové i vícefázové proudění [56].

3.1 NUMERICKÉ METODY

Pro numerické výpočty je možné použít síťové metody s Eulerovským přístupem, bezsíťové metody Lagrangeovským přístupem a hybridní metody kombinující oba přístupy [56]. V této kapitole jsou popsány základní principy vybraných síťových i bezsíťových metod aplikovatelných na problematiku proudění oleje v převodovém ústrojí. U každého modelu jsou vypsány příklady softwarů využívající dané metody a ukázka z již uskutečněných studií.

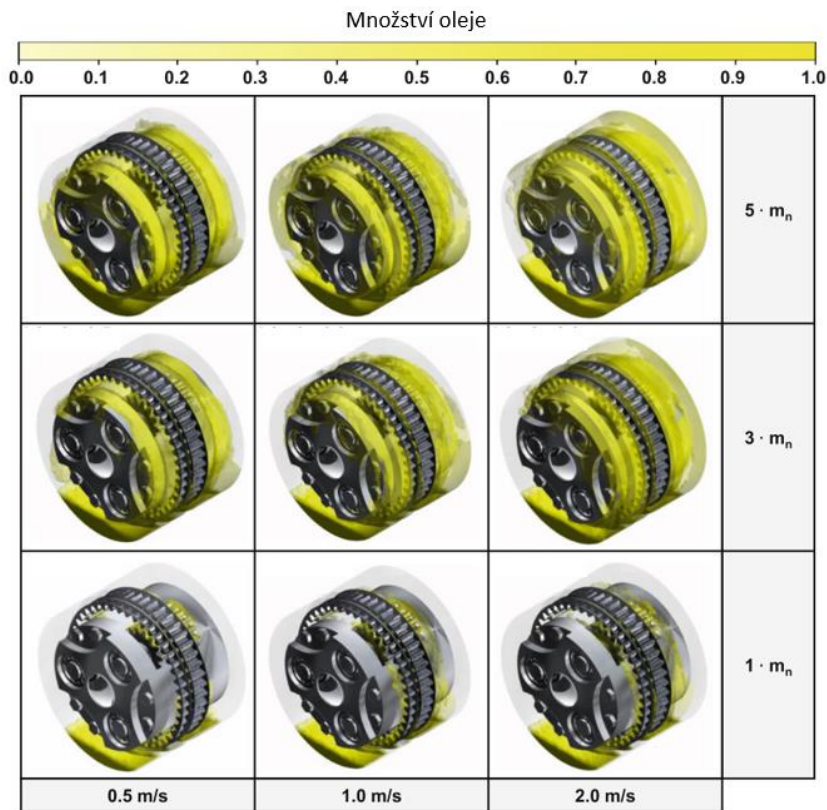
3.1.1 METODA KONEČNÝCH OBJEMŮ

FVM je způsob transformace parciálních diferenciálních rovnic reprezentujících zákony zachování diferenciálních objemů na diskrétní rovnice konečných objemů, respektive elementů nebo buněk. V první fázi probíhá diskretizace tělesa na tvar s konečným počtem elementů a následně transformace do diskrétních rovnic integrací každého diskrétního elementu [57]. FVM patří mezi síťové metody. Velikost prvků sítě by měla být stejně velká jako kapky simulované tekutiny. Při mazání ozubených kol mohou vlivem vysokých otáček vznikat velmi malé kapky a prvky sítě by pro detailní popis proudění a vírů musely být rovněž velmi malé, a to by zapříčinilo zvýšení výpočtové náročnosti. Z tohoto důvodu jsou pro popis turbulencí používány různé modely turbulence umožňující hrubší síť a zkrácení výpočtového času [58]. FVM využívá konzervativní podmínku, že kapalina odtékající z kontrolního objemu jednou jeho plochou musí přitékat do jiného kontrolního objemu stejnou (společnou) plochou. Tento fakt a skutečnost, že lze použít i nestrukturované sítě z FVM dělá užitečný a používaný nástroj v CFD [57]. FVM metodu využívá například komerční software Ansys Fluent [59].

PŘÍKLADY POUŽITÍ

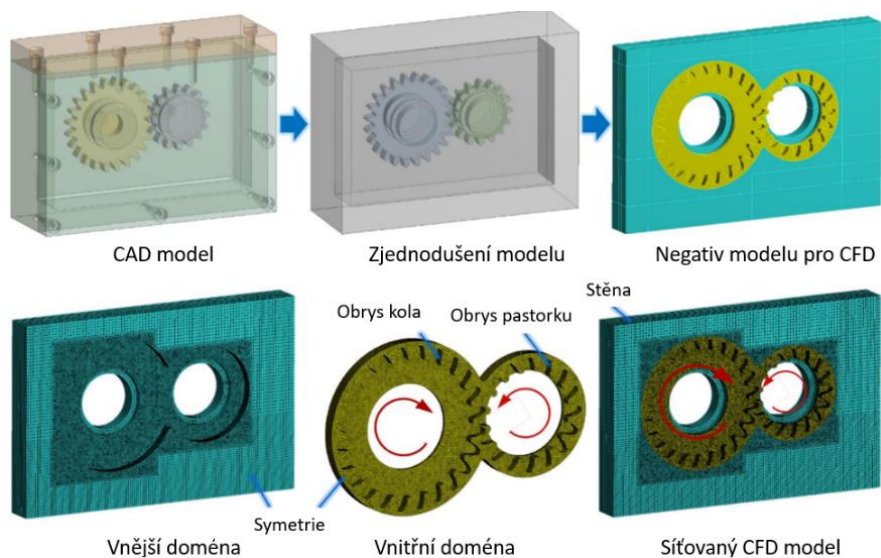
Ve studii [60] je provedena CFD simulace proudění oleje v planetové převodovce s použitím FVM. Je vytvořen negativ zjednodušeného CAD (počítačem podporované projektování) modelu a poté je model síťován pro simulace CFD. Při síťování záběru ozubení vzniká problém, protože mezery mezi boky zubů jsou velmi malé. Mezery mezi boky zubů jsou v této simulaci uměle zvětšeny úpravou měřítek korunového kola (102 %) a satelitů (99 %). Tyto úpravy by dle autorů neměly mít na výsledek velký vliv. Model planetové převodovky je simulován se statickými ložisky, díky čemuž dojde ke snížení výpočtového času. Nejprve je simulováno jedna otáčka našeče planetové převodovky a je zkoumán vliv hloubky ponoření (v počtech modulů ozubení m_n) a obvodové rychlosti na distribuci oleje v převodové skříně viz *Obr. 11*. Bylo zjištěno, že se zvyšující se obvodovou rychlostí se olej vlivem odstředivých sil lépe distribuuje. Při hloubce ponoření 1 modulu zubu však nedochází k dostatečnému rozstříku oleje ani při nejvyšších obvodových rychlostech. Jako další byla provedena analýza

distribuce oleje při různé viskozitě oleje a různých obvodových rychlostech. Výsledky analýzy ukázaly, že se zvyšující se viskozitou maziva rostou smyková napětí v mazivu a v důsledku toho je distribuce viskóznějšího oleje nižší.



Obr. 11 Vliv obvodové rychlosti a hloubky ponoření na distribuci oleje (upraveno) [60]

V článku [59] je provedena CFD simulace proudění plastického maziva v jednostupňové převodovce s čelním ozubením s přímými zuby s využitím FVM. Výsledky ze simulací jsou porovnány s fotografiemi získanými vysokorychlostní kamerou. Při výpočtu byl pomocí materiálových vlastností zahrnut modifikovaný Binghamův model pro plastické mazivo.

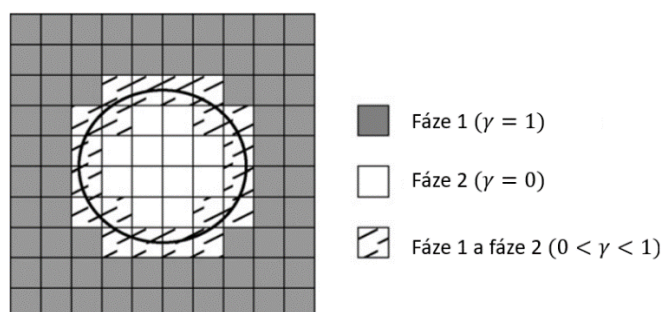


Obr. 12 Postup při tvorbě sítě pro CFD model (upraveno) [59]

Byl vytvořen negativ zjednodušeného CAD modelu, který byl převeden do prostředí CFD a síťován. CFD model se dělí na vnitřní a vnější doménu viz *Obr. 12*, jejichž sousední prvky jsou spojeny společnými uzly. Vnější doména je statická a vnitřní doména je přiřazena podmínka rotace. Vzhledem k symetrii převodové skříně je modelována pouze polovina skříně a je použita podmínka symetrie. Stejně jako u předchozího příkladu jsou z důvodu problematického síťování zubové mezery ozubená kola zmenšena o 2 % vůči skutečnosti. Při první analýze byl sledován vliv naplnění převodové skříně různým množstvím plastického maziva na jeho distribuci pro jednu a čtyři otáčky ozubeného kola. Zjistilo se, že plocha pastorku a kola pokrytá plastickým mazivem je s rostoucím naplněním převodové skříně větší. Výsledky simulací se shodovali s fotografiemi z vysokorychlostní kamery. Při zobrazení smykových rychlostí je zjištěno, že rotaci ozubených kol je ovlivňováno pouze jejich blízké okolí. Při větších objemech plastického maziva v převodové skříně dochází k lepší interakci ozubeného kola a plastického maziva. Nelze však prokázat vliv obvodové rychlosti ozubených kol na proudění plastického maziva.

3.1.2 METODA OBJEMU TEKUTINY

VOF byla jako první představena v článku [61]. Metoda je vhodná pro simulace dvou a více nemísitelných tekutin. Pro popis tekutin jsou využívány řídicí rovnice zachování hmotnosti a hybnosti [62]. Rozhraní nemísitelných tekutin (fází) je sledováno indikátorem fáze γ viz *Obr. 13* (jinak známým jako objemový zlomek). V případě, že je v kontrolovaném prvku $\gamma=1$, pak se v prvku nachází pouze fáze 1. Pokud je v kontrolovaném prvku $\gamma=0$, pak se v prvku nachází pouze fáze 2. V případě $0 < \gamma < 1$, pak prvkem prochází rozhraní a v prvku je dopočítán objemový zlomek obou fází [63]. Při diskretizaci je doména rozdělena do konečných počtů prvků v jejichž střezech jsou uloženy diferenciální rovnice. Rovnice jsou následně integrovány přes všechny kontrolní objemy jednotlivých prvků [62].

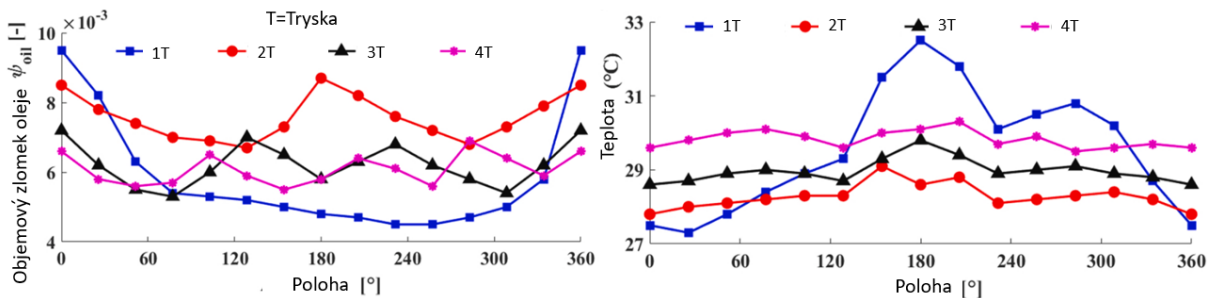


Obr. 13 Princip metody VOF při simulaci dvou fází (upraveno) [63]

PŘÍKLADY POUŽITÍ

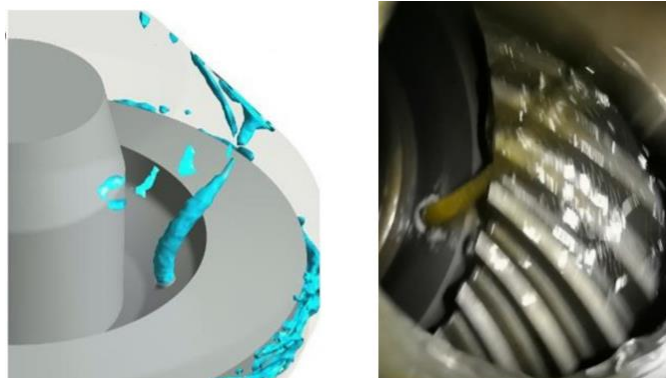
V literatuře [64] je numericky zkoumáno nucené mazání ložiska vysoko výkonnostní převodovky metodou VOF. Tuhý model, flexibilní model a flexibilní model s tepelnou podmínkou byly nejprve validovány pomocí experimentů. Výsledky flexibilního modelu s tepelnou podmínkou vykazovali nejmenší procentuální chybu vůči výsledkům experimentu. Během řady numerických analýz byl sledován vliv průtoku oleje, otáček ložiska, vlnitosti povrchu, viskozity oleje a počtu použitých trysek na flexibilním modelu s tepelnou podmínkou. Olej se vlivem odstředivé síly shlukuje u vnější stěny a také není radiálně rovnoměrně rozmístěný. Nejmenší objemový zlomek oleje se nachází v blízkosti trysky. S rostoucími otáčkami dochází po obvodu ložiska k poklesu objemového zlomku oleje. Zároveň se s rostoucími otáčkami zvyšuje vířivá ztráta a narůstá teplota ložiska. Vliv vlnitosti povrchu má pouze malý vliv na distribuci oleje v ložisku. Avšak s rostoucí amplitudou

a řádem nerovností povrchu narůstá teplota. S vyšší viskozitou oleje je objemový zlomek oleje po obvodu ložiska vyšší. Vířivá ztráta s rostoucí viskozitou narůstá vlivem viskózního tření. Ve většině částí obvodu ložiska je teplota u oleje s druhou nejvyšší viskozitou nejnižší a olej s touto viskozitou je tedy pro mazání nevhodnější. V poslední řadě byl simulován vliv počtu 1 až 4 trysek symetricky rozmístěných po obvodě ložiska. Bylo zjištěno, že nejlepší distribuci oleje zajišťují 2 trysky rozmístěné po 180° viz Obr. 14 i za cenu nejvyšších vířivých ztrát. Tato konfigurace rovněž zajišťuje nejlepší odvod tepla z ložiska.



Obr. 14 Závislost množství oleje a teploty po obvodu ložiska při různém počtu trysek (upraveno) [64]

Práce [65] se zabývá CFD analýzou proudění oleje v kuželovém převodovém ústrojí používaném v lehkých helikoptérách mazaným speciálně rozstříkem. Pro simulace je využit program Ansys Fluent se spuštěným modulem VOF (fáze vzduchu a oleje) a modelem pro turbulentní proudění k- ϵ se standartními stěnovými funkcemi. Jako první je provedena citlivostní analýza velikosti prvků v síti, z níž nejlépe se zahrnutím výpočetního času vychází síť s téměř 4 000 000 prvky. Výpočty byly validovány s pomocí experimentu se skutečnou převodovkou na TZ. Ozubené kolo je vybaveno tryskou, která nabírá olej ze dna převodové skříně a vlivem rotace jej přivádí na zuby ozubeného kola viz Obr. 15.



Obr. 15 Validace simulace experimentem [65]

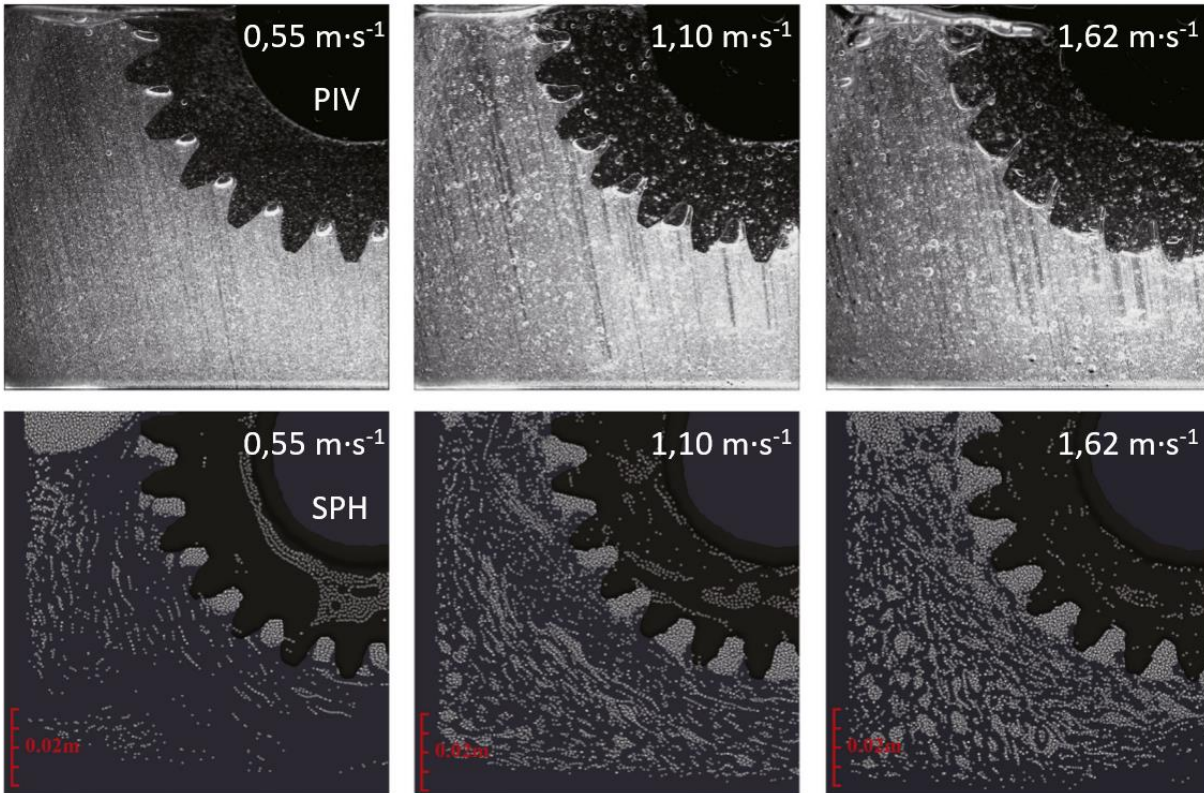
Cílem CFD simulací je zjistit vliv geometrie trysky, otáček a hloubky ponoření na množství oleje přivedeného do záběru ozubených kol. Bylo zjištěno, že zvětšováním vnitřního průměru trysky je pozitivně ovlivněno množství oleje přivedeného do sledovaného místa. Prodlužováním výstupu trysky snižuje množství přivedeného oleje. Úhel sklonu vstupu trysky nemá téměř žádný vliv na množství přivedeného oleje. Rostoucí otáčky a zvyšující se hladina oleje má pozitivní vliv na průtok oleje sledovaným místem.

3.1.3 HYDRODYNAMIKA HLADKÝCH ČÁSTIC

SPH je CFD metoda využívající Lagrangeovský přístup řešení řídicích rovnic. Pro řešení izotermického problému jsou jako řídicí rovnice využity rovnice kontinuity a rovnice hybnosti [66]. Bezsíťová metoda SPH byla vyvinuta na řešení problémů v oblasti astrofyziky a později aplikována na popis pohybů kapalin a plynů [67]. Dle [68] je přístup SPH je přirozený pro simulaci tekutin, protože jednotlivé elementy reprezentují přímo částice kapaliny a interagují mezi sebou. Princip metody je sledování jednotlivých elementů, které jsou rozpohybovány vlivem okolních elementů a okrajových podmínek, přičemž každému elementu jsou přiřazeny materiálové vlastnosti (hustota, hmotnost, viskozita atd.) [67]. SPH využívá pro výpočty hodnot v elementech zjemňující (jádrové) funkce, díky nimž interpoluje hodnoty elementů z oblasti o daném poloměru [66]. Konkrétně tlak tekutiny je vypočítán z hustoty pomocí stavové rovnice a následně je vypočítáno zrychlení částice z gradientu tlaku a hustoty. Přičemž při výpočtu zrychlení lze zahrnout i viskozitu tekutiny. Metoda SPH je s výhodou využívána při simulacích volné hladiny a mezifázových toků. Kvůli absenci sítě (jednodušší vytvoření CFD modelu) je SPH využíváno také pro simulace dějů s velkými deformacemi jako například exploze pod hladinou či kolize při vysokých rychlostech. SPH je vhodný pro řešení problémů, kde simulovaný objekt není kontinuum (objekt je nespojitý) [67]. SPH metodu využívají například softwary: Simcenter [70], nanoFluidX [71], LS-DYNA [72].

PŘÍKLAD POUŽITÍ

V literatuře [66] je porovnávána CFD simulace proudění oleje v převodové skříně metodou SPH s experimentálně získanými obrázky pomocí integrální laserové anemometrie (PIV). Je sledována tvorba vzduchových bublin v oleji, proudění oleje a jeho rychlostní profily v závislosti na obvodové rychlosti ozubených kol a výšce hladiny oleje. Při provzdušňování oleje se objevovali 3 velikosti bublin viz *Obr. 16*. Malé bubliny o velikost 1 mm , střední bubliny o velikostech $2\text{ až }5\text{ mm}$ a velké bubliny o velikosti nad 6 mm . Množství i velikost bublin vznikajících v oleji narůstá se zvyšujícími se otáčkami ozubených kol. Největší bubliny (nacházející se v zubových mezerách v důsledku nízkého tlaku) se při zrychlení z $0,55\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ na $1,62\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ zvětšily z 6 mm na 12 mm . Byla prokázána dobrá shoda simulací s experimentální PIV metodou. Výška hladiny oleje má velký vliv na rychlostní pole. Čím výše je hladina oleje, tím více částic oleje je urychlováno a rozstříkováno po převodové skříně. Se zvýšením obvodových rychlostí ozubených kol dochází k většímu rozstříku oleje, protože je do oleje přeneseno větší množství energie a hybnost částic proto narůstá. Při maximální obvodové rychlosti $1,62\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ dochází k odražení oleje od horní stěny víka převodové skříně. Stejně chování bylo prokázáno i v případě PIV. V poslední řadě lze říci, že CFD simulace jsou i přes drobné neshody tvaru proudů v oblasti pod ozubeným kolem téměř shodné s PIV experimenty a dobře předpovídají tvar proudění oleje.



Obr. 16 Porovnání metody PIV a SPH při tvorbě bublin s různými obvodovými rychlostmi (upraveno) [66]

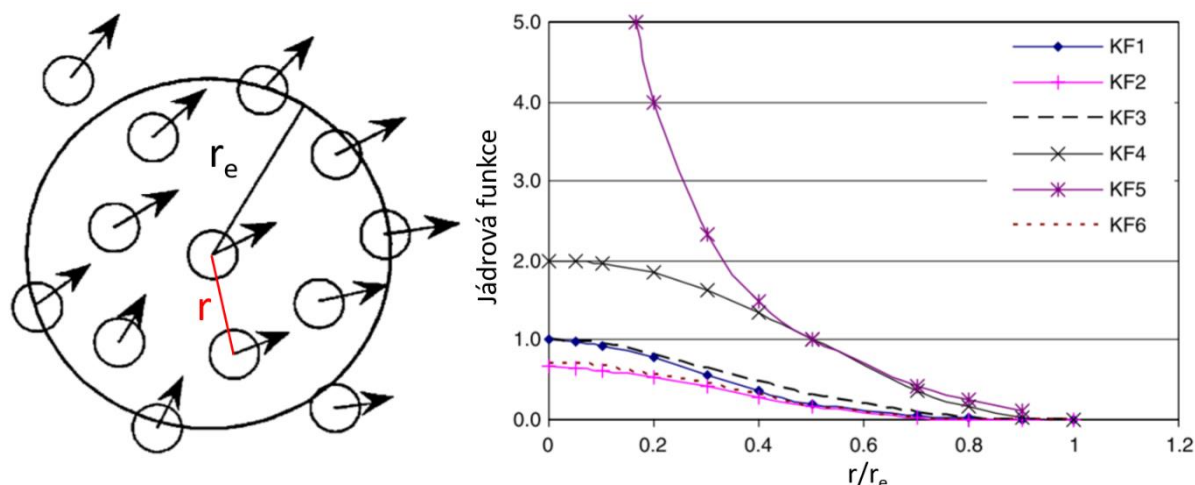
3.1.4 SEMIIMPLICITNÍ METODA POHYBUJÍCÍCH SE ČÁSTIC

MPS je poprvé prezentována v článku [73]. MPS je bezsítová metoda založená na Lagrangeovském přístupu. Doména je diskretizována pomocí částic (elementů) a řídicí rovnice jsou řešeny semiimplicitní metodou [74]. Řídicími rovnicemi jsou rovnice kontinuity pro nestlačitelné proudění viz rovnice (2) a NS rovnice viz rovnice (3) (pro nestlačitelné proudění newtonovské kapaliny).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

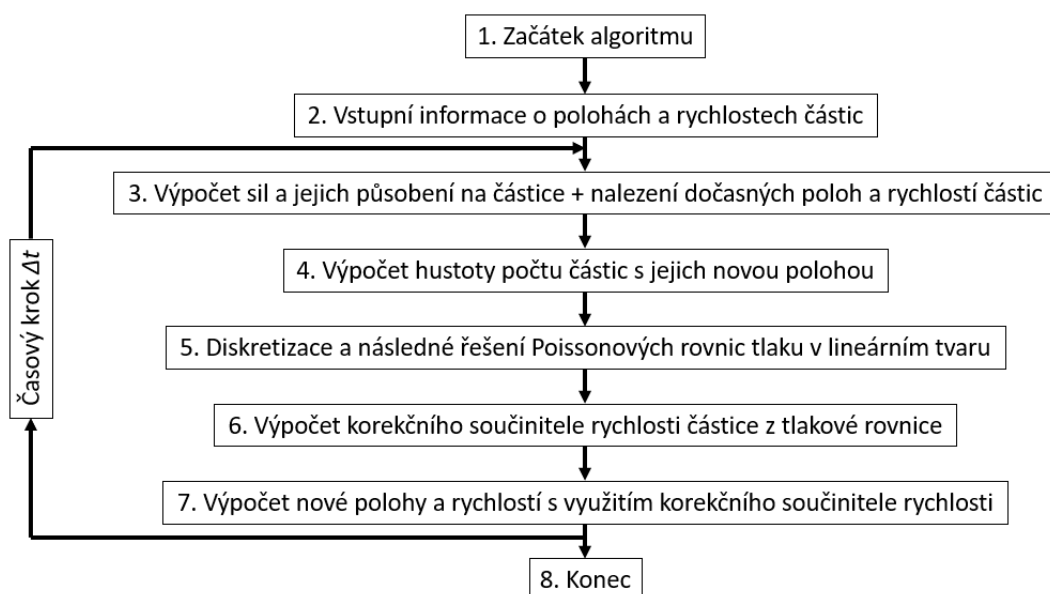
$$\frac{D\mathbf{u}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \mathbf{f} \quad (3)$$

Rovnice (2) vyjadřuje nulovou změnu hustoty v čase. Levá strana rovnice (3) vyjadřuje změnu rychlosti v čase, která je přímo vypočtena sledováním pohybu částic. Pravá strana NS rovnice se skládá z gradientu tlaku a externích silových podmínek. Všechny výrazy s diferenciálními operátory (na pravé straně NS rovnice) jsou nahrazeny interakcemi jednotlivých elementů [73]. Stejně jako model SPH i MPS využívá jádrovou funkci pro určení váhy interakce mezi jednotlivými částicemi o vzdálenosti r v oblasti o daném poloměru r_e viz Obr. 17. Jádrová funkce má vliv na stabilitu a výpočtovou náročnost řešení [73].



Obr. 17 Princip jádrové funkce (vlevo) a příklady jádrových funkcí (vpravo) (upraveno) [75]

Dále MPS využívá hustotu počtu částic. Nejprve je vypočtena hustota jedné částice s využitím jádrové funkce. Při uvážení, že všechny částice mají stejnou hmotnost lze vypočítat hustotu kapaliny v oblasti jako podíl hustoty jedné částice a integrálu jádrové funkce dané oblasti. Pokud je tedy hustota počtu částic konstantní, pak je splněna stavová rovnice [73]. Další část MPS vypočítá gradient tlaku s pomocí jádrové funkce. Při shromáždění částic dochází k nárůstu tlaku a mezi jednotlivými částicemi působí síly tak, aby byla splněna stavová rovnice. V posledním kroku MPS potřebuje modelovat nestlačitelnost tekutiny, protože stavová rovnice vyžaduje, aby byla hustota kapaliny konstantní. Pokud v případě MPS hustota počtu částic není konstantní, tak je implicitně upravena korekčním součinitelem [73]. Kompletní výpočetní algoritmus dle [73] je shrnut na Obr. 18.



Obr. 18 Výpočetní algoritmus MPS

V algoritmu se kroky 3 až 7 vypočítávají pro každý časový krok, dokud není simulace ukončena. Časový krok lze určit z rovnice (4):

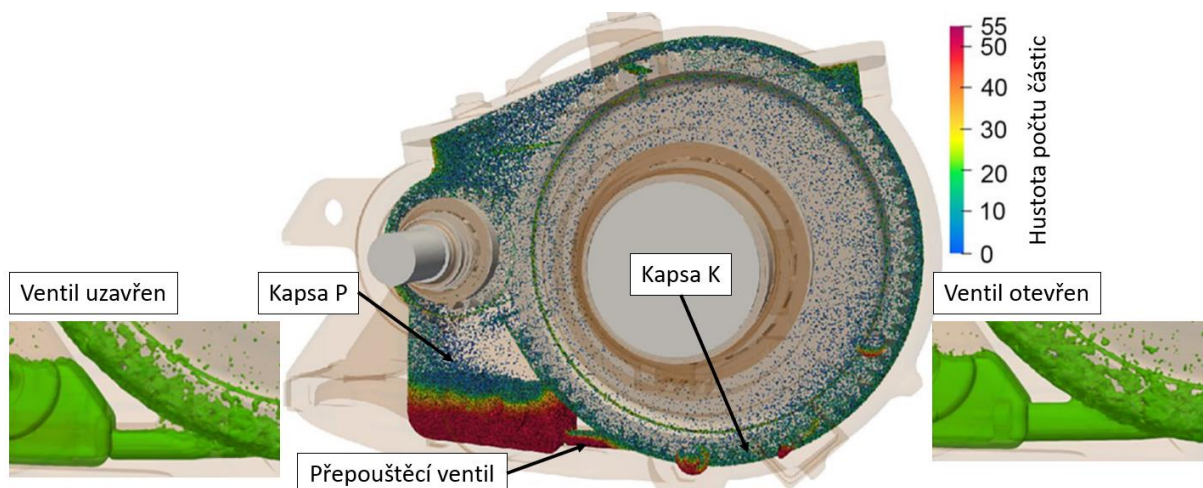
$$\Delta t = \min \left(\Delta t_{poč}, \frac{Cl_0}{u_{max}}, \frac{1}{2} \frac{d_i l_0^2}{v + v_{max}} \right), \quad (4)$$

kde Δt je časový krok [s], $\Delta t_{poč}$ je počáteční časový krok [s], C je Courantovo číslo [-] (většinou hodnota 0,2), l_0 je průměr elementů [m], u_{max} je maximální rychlost v průběhu simulace [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], d_i je koeficient difuze [-], v_{max} maximální kinematičká viskozita [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$] [33].

V průběhu 20 let od představení metody MPS dochází ke zlepšování její stability, přesnosti a snižování výpočtové náročnosti. Nevýhodou MPS, ostatně jako u všech bezsít'ových metod, jsou tlakové oscilace, které se v průběhu let upravováním modelů gradientu tlaku podařilo pouze zmírnit nikoliv však eliminovat [74]. Metodu MPS využívá komerční software Particleworks [76].

PŘÍKLADY POUŽITÍ

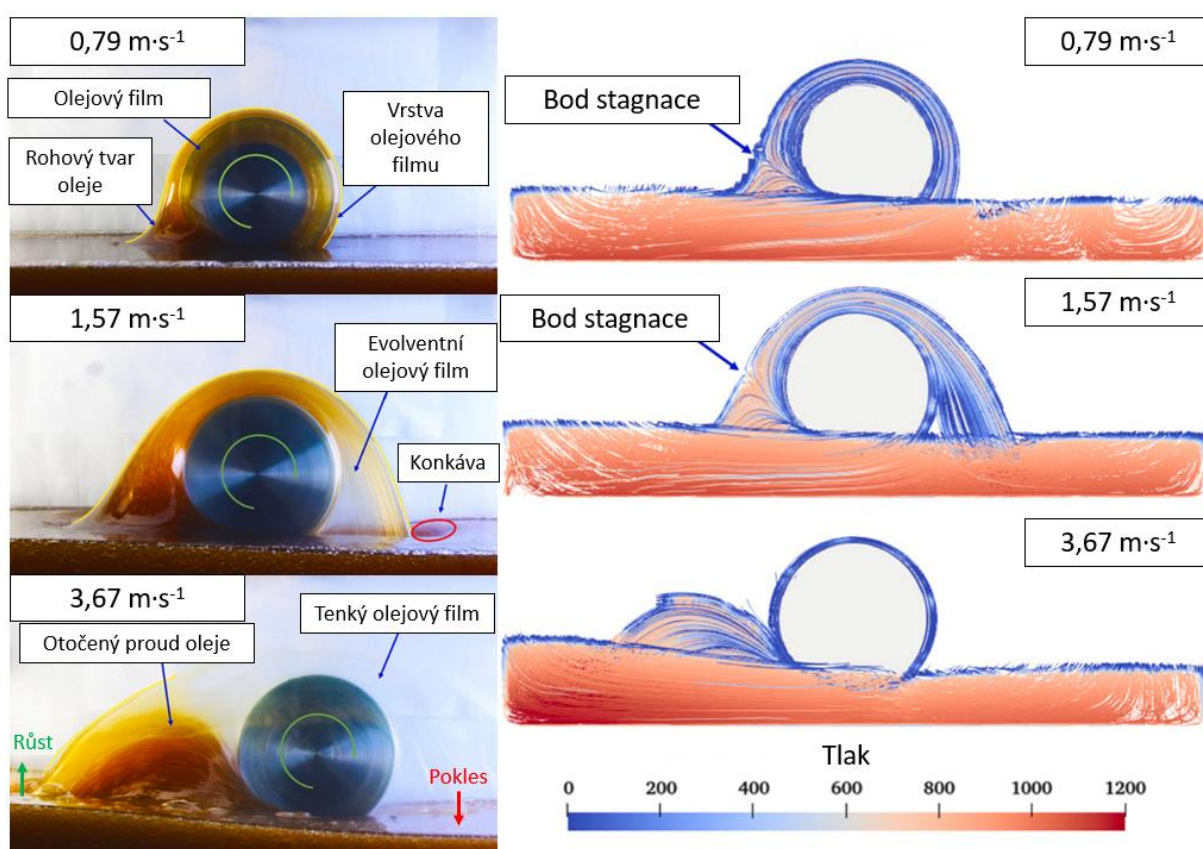
Studie [77] se zabývá výzkumem mazání převodovky s přepouštěcím ventilem vysokorychlostní elektrické jednotky vlaku. Pro numerickou simulaci proudění byla použita metoda MPS. Byl sledován vliv rychlosti, výšky hladiny oleje a teploty oleje na ztrátu výkonu a distribuci oleje. V poslední řadě byl sledován vliv otevření a uzavření přepouštěcího ventilu na výkonovou ztrátu. Mazání ložisek je zajištěno stékáním oleje po stěně převodovky a rozstříkáním oleje v důsledku otáček soukolí. Jsou nastavovány celkem 4 výšky hladin (od 2násobku výšky zubu po 3,5násobek výšky zubu). Na *Obr. 19* je patrné, že výstupní kolo rozstříkuje olej po skříní a zajišťuje mazání ozubení a ložisek. Skřín' je rozdělena na 2 kapsy (kapsa P a kapsa K). Při uzavření přepouštěcího ventilu nepřetéká olej z kapsy P do kapsy K. Dochází tak k horšímu mazání ložisek a soukolí, ale ztráty výstupního kola se sniží až o 50 %. Dále se ukázalo, že s rostoucími otáčkami převodovky dochází k nárůstu ztrát výkonu, ale také ke zvýšení průtoku oleje v ložiskách.



Obr. 19 Převodovka elektrické jednotky vlaku s přepouštěcím ventilem (upraveno) [77]

V další části je potvrzeno, že s rostoucí výškou hladiny oleje dochází k růstu průtoku oleje v ložiskách v důsledku rozstříkání většího množství oleje. Rovněž se zvyšující se hladinou dochází ke zvýšení ztrát výkonu. Teplota oleje mírněji ovlivňuje jeho hustotu, ale podstatně více ovlivňuje jeho viskozitu. S nárůstem teploty oleje rostou ztráty výkonu i průtoky oleje v ložiskách. Při teplotě 60 °C dochází ke zpomalení trendu růstu výkonových ztrát i průtoku oleje ložisky. Tento jev je způsoben nižší závislostí viskozity na teplotě při vyšších teplotách.

V práci [78] je zkoumán vliv nízkých teplot ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$) na proudění maziva jednoho rotujícího disku zastupujícího komponentu převodovky. V práci je simulován model pomocí MPS, který je experimentálně validován na TZ viz *Obr. 20*. Při experimentu s nízkou obvodovou rychlostí $0,79\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ olej ulpívá na bocích disku a dostává se i na horní část disku v důsledku vysoké viskozity při nízké teplotě. K tomuto jevu za vyšších teplot (nižších viskozitách) nedochází. To znamená, že viskozita má velký vliv na tvar proudění oleje. Při zvýšení obvodové rychlosti disku na $1,57\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ začne olej vlivem vyšší odstředivé síly z disku odléhat a zvyšovat souvislou radiální vrstvu. Při obvodové rychlosti disku $3,67\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ dochází k poslední změně tvaru proudění. Před diskem se formuje otočený souvislý proud oleje a v důsledku vysokých otáček hladina na levé straně převodové skříně vzroste. Radiální vrstva oleje je minimální, poněvadž je rozprášena. Takový stav mazání by mohl být pro vozidlo fatální.



Obr. 20 Porovnání experimentu a proudnic MPS při různých otáčkách (upraveno) [78]

3.2 VOLBA METODY

Eulerovské síťové metody jsou historicky starší, ale prozatím nejpoužívanější metody, jejichž přesnost a stabilita je závislá na kvalitě sítě. Dle [67] u těchto metod mohou vznikat problémy se simulací volných hladin, pohyblivých rozhraní a velkých deformací. Komplikace se sítí jsou patrné v obou příkladných studiích v kapitole 3.1.1, kde je potřeba upravovat měřítka ozubených kol kvůli dostatečně kvalitnímu síťování zubových mezer. Rovněž jsou všechny příkladné studie z kapitoly 3.1.1 a 3.1.2 simulovány řádově v jednotkách otáček a celkový čas simulace musí být zkrácen kvůli vysoké výpočtové náročnosti (například v práci [59] trvá výpočet jedné otáčky ozubeného kola přes 20 hodin). Pro simulace proudění oleje v převodovém ústrojí jsou tyto metody méně vhodné.

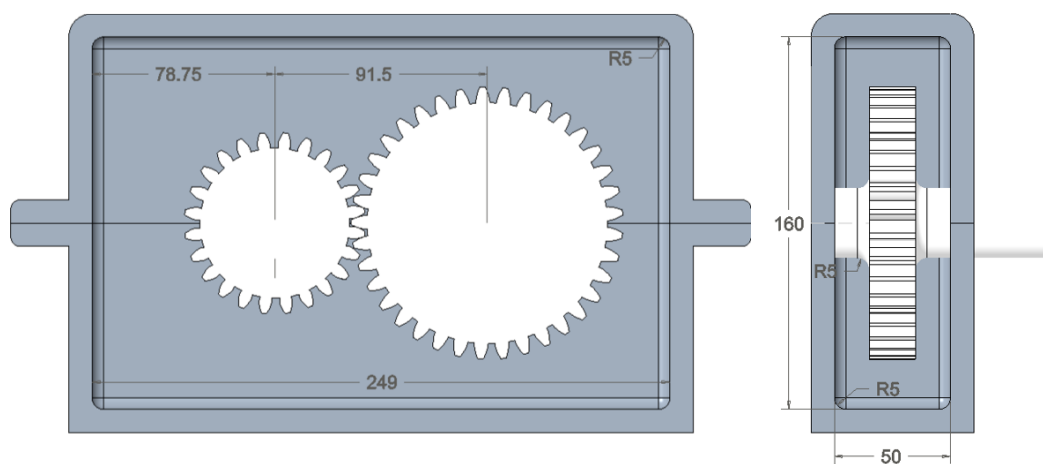
Bezsíťové metody s Lagrangeovským přístupem jsou historicky mladší. Dle [74] tyto metody v posledních dvou dekadách prochází velkým zlepšením stability, přesnosti a snížení výpočetní náročnosti a jsou stále více využívány. Hlavní rozdíl mezi metodami SPH a MPS je, že SPH řeší problémy se stlačitelnou tekutinou a MPS s nestlačitelnou. V literatuře [79] jsou porovnávány metody MPS a SPH při řešení různých problémů. Závěrem je, že MPS je spolu s modely turbulence a povrchového napětí konkurenceschopná metodě SPH a je dokonce schopna být výpočetně méně nákladná. Pro simulace proudění oleje v převodovém ústrojí je zvolena částicová metoda MPS k jejíž volbě rovněž přispělo příjemné uživatelské rozhraní softwaru Particleworks, který je k dispozici na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

4 SIMULACE PROUDĚNÍ V PŘEVODOVÉM ÚSTROJÍ

V přípravné fázi simulace je vytvořen jednoduchý model převodovky a jsou stanoveny základní okrajové podmínky (rozběh převodovky, výška hladiny, vlastnosti maziva a analytický odhad typu proudění). V další fázi je provedena citlivostní analýza velikosti elementů, jejímž výstupem je vhodná velikost elementů s ohledem na výpočetní čas. Poté je provedena kontrola ustálení proudění, která ověřuje správnost zvolené délky simulací. Pro ověření volby dostatečně malé velikosti elementu jsou elementy z citlivostní analýzy o velikosti $0,7\text{ mm}$ komplexněji porovnány s ještě menšími elementy $0,5\text{ mm}$. Simulace do velikosti elementů $0,7\text{ mm}$ byly počítány na zařízení s 6jádrovým procesorem AMD Ryzen 5 3600 a grafickou kartou NVIDIA GeForce GTX 1650. Simulace s velikostí elementů $0,5\text{ mm}$ byly kvůli velké výpočtové náročnosti provedeny na počítači s 8jádrovým procesorem AMD Ryzen 7 4750G a grafickou kartou HP NVIDIA RTX A5000.

4.1 MODEL PŘEVODOVKY A1

Byla vymodelována základní jednoduchá převodová skříň s jednostupňovým ozubeným převodem s přímými zuby. Modul ozubení byl zvolen 3 mm . Počet zubů pastorku je 24 a počet zubů ozubeného kola je 37 . Průměr roztečné kružnice pastorku je 72 mm . Průměr roztečné kružnice ozubeného kola je 111 mm . Osová vzdálenost mezi pastorkem a ozubeným kolem je tedy $91,5\text{ mm}$. Šířka pastorku i ozubeného kola byla zvolena 20 mm . Pastorek s ozubeným kolem je umístěn uprostřed převodové skříně o rozměrech $249 \times 50 \times 160\text{ mm}$ viz Obr. 21.



Obr. 21 Základní rozměry převodové skříně A1

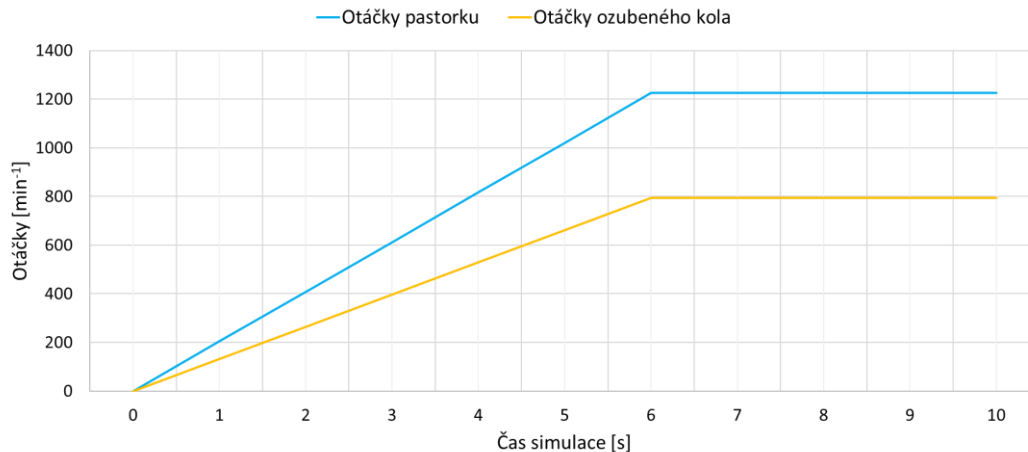
4.1.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Důležitým prvkem pro správný průběh simulace je nastavení okrajových podmínek jako jsou rychlost rozběhu převodovky, použité mazivo a jeho vlastnosti, nastavení výšky hladiny a volba typu proudění. Do těchto okrajových podmínek lze počítat i nastavení velikosti elementů a s ní úzce související časový krok simulace viz kapitola 4.1.2

ROZBĚH PŘEVODOVKY

Pro správný průběh simulace je důležité zahrnout rozběhovou fázi převodového ústrojí. Za 1 s byly otáčky převodovky rychlovlaku zrychleny minimálně o 2000 min^{-1} ($33,3\text{ s}^{-2}$) [33]. Při první iteraci bylo zvoleno zrychlení $16,6\text{ s}^{-2}$. Toto zrychlení je však pro automobilové

převodovky příliš vysoké. Pro pastorek tedy bylo v druhé iteraci zvoleno zrychlení $3,4 \text{ s}^{-2}$. Maximální otáčky pastorku a ozubeného kola a doba jejich dosažení je zobrazena na Obr. 22. Na tomto obrázku je rovněž patrné, že celková délka simulace je nastavena na 10 s , kdy se již předpokládá ustálení všech proudění, průtoků a ztrát. Obvodová rychlost při maximálních otáčkách je $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (vhodné použít mazání rozstříkem). Jako základní smysl otáčení ozubených kol je zvolen smysl proti směru hodinových ručiček dle Obr. 9. V průběhu simulací je používán i smysl po směru hodinových ručiček a může být označován rovněž jako reverzní chod.



Obr. 22 Graf závislosti otáček na čase

POUŽITÉ MAZIVO

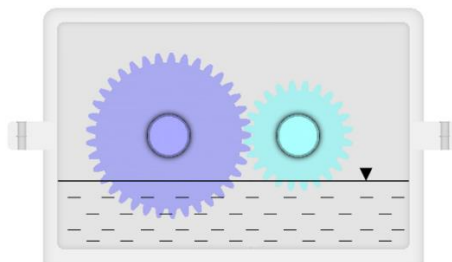
Na doporučení z hlediska otáček, zatížení a pracovních teplot byl jako mazivo byl zvolen vysoce rafinovaný minerální olej Mobil DTE Heavy Medium [12]. Tento olej spadá do viskozitní třídy ISO VG 68, je chemicky odolný a má vysoký viskozitní index. Vlastnosti oleje jsou shrnuty v Tab. 1 [80]. Předpokládaná teplota oleje v převodové skříně je 40 °C a v průběhu simulace je konstantní. Kvůli konstantní teplotě proto zůstává konstantní i kinematická viskozita.

Tab. 1 Vlastnosti oleje Mobil DTE Heavy Medium [80]

Mobil DTE Heavy Medium						
Třída	Hustota (15°C)	Bod vzplanutí	Bod tuhnutí	Viskozitní index	Kinematická viskozita (40°C)	Kinematická viskozita (100°C)
[-]	[kg·m ⁻³]	[°C]	[°C]	[-]	[m ² ·s ⁻¹]	[m ² ·s ⁻¹]
ISO VG 68	860	223	-15	95	6,51E-05	8,70E-06

VÝŠKA HLADINY

Pro zajištění správného mazání rozstříkem oleje je nutné nastavit vhodnou výšku hladiny s ohledem na zajištění mazání a minimalizace ztrát. Dle článku [7] a stránky [12] je zvolena hloubka ponoření pastorku do výšky jednoho zubu ($6,25 \text{ mm}$). Hloubka ponoření ozubeného kola je kvůli rozložení komponent v převodovce rovna čtyřnásobku výšky zubu (25 mm) a jsou zde předpokládány vyšší vířivé ztráty oleje viz Obr. 23. Celkový objem oleje v převodové skříně je $0,562 \text{ l}$ (vypočteno v softwaru PTC Creo).



Obr. 23 Výška hladiny oleje v převodové skříni

TYP PROUDĚNÍ

Dále je důležité rozhodnout o charakteru proudění. V převodové skříni se při vyšších otáčkách ozubených kol může začít objevovat turbulentní proudění. O charakteru proudění lze rozhodnout dosazením hodnot do rovnice (1).

$$Re_{krit,A1} = \frac{\omega r b}{\nu} = \frac{2\pi n_{max,k} r b}{60\nu} = \frac{2\pi \cdot 794,12 \cdot 0,0555 \cdot 0,02}{60 \cdot 6,51 \cdot 10^{-5}} \cong 1418,$$

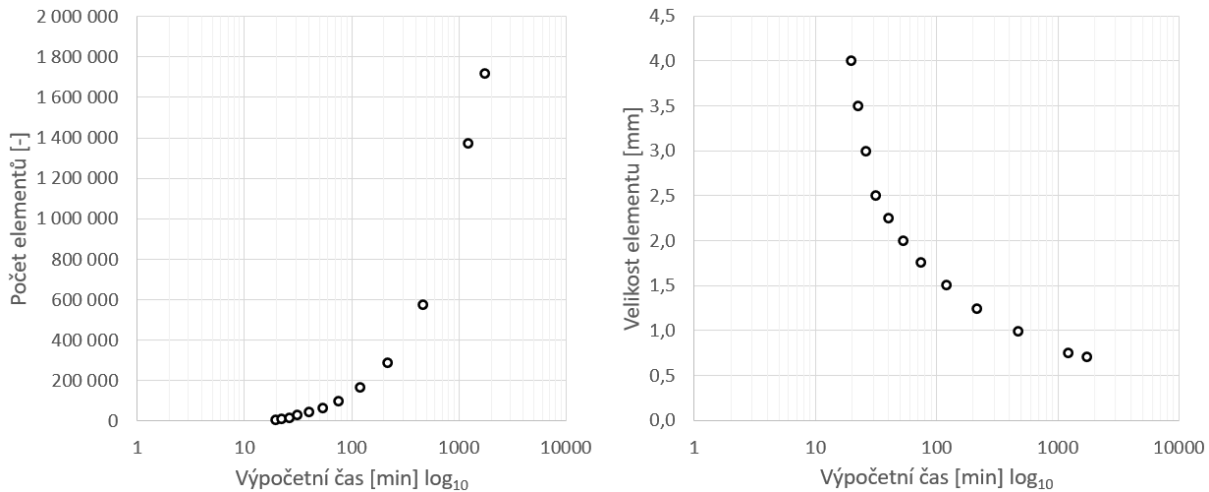
kde $n_{max,k}$ jsou maximální otáčky ozubeného kola [min^{-1}], $Re_{krit,A1}$ je nejvyšší Reynoldsovo číslo pro model A1 [-].

Z výsledku je patrné, že Reynoldsovo číslo pro model A1 je podstatně nižší než kritické Reynoldsovo číslo, při kterém vzniká turbulentní proudění. Z tohoto důvodu v simulačním softwaru není model pro simulaci turbulentního proudění spuštěn.

4.1.2 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA VELIKOSTI ELEMENTŮ

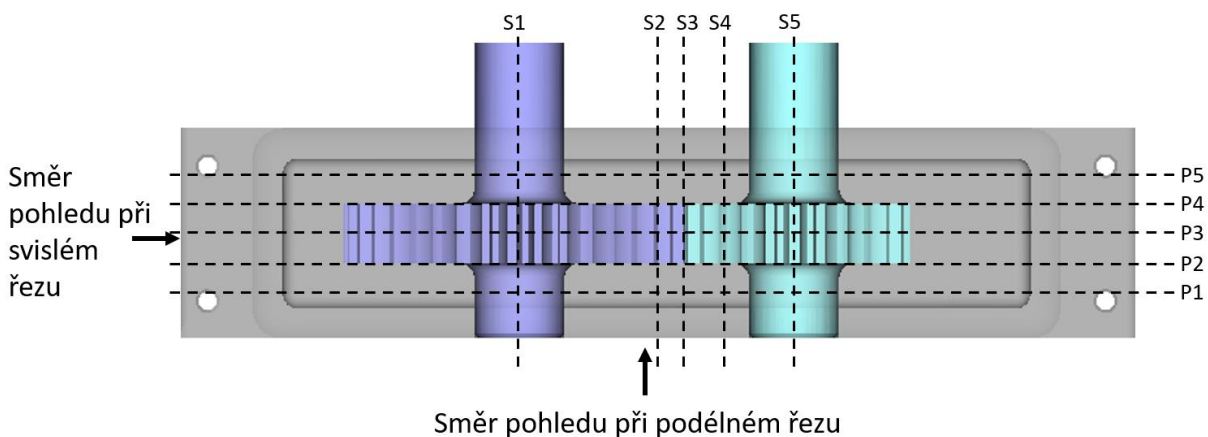
Byla provedena citlivostní analýza velikosti elementů pro odhad vhodné velikosti elementů s ohledem na výpočetní čas. Velikost elementů byla postupně měněna od 4 do 0,7 mm s vypočítanými časovými kroky dle rovnice (4). Velikost a počet elementů v závislosti na výpočetním čase je znázorněn na Obr. 24. Z grafů je patrné, že se snižující se velikostí elementů dochází k prudkému nárůstu počtu elementů a analogicky rostoucímu výpočetnímu času. Pro hodnocení vhodnosti velikosti elementu byla věnována pozornost:

- Rychlost proudění na stěně převodové skříně je nulová
- Shlukování elementů do kapek
- Chování elementů jako celku se podobá chování skutečné kapaliny
- V převodové skříni lze pozorovat tvorbu nových jevů



Obr. 24 Závislost výpočetního času na počtu elementů (vlevo) a velikosti elementů (vpravo)

Pro citlivostní analýzu velikosti elementů byly využity animace a snímky s pohybem jednotlivých elementů v podélném řezu P3 a svislém řezu S3, které jsou zobrazeny na Obr. 25. Při analýze bylo užito také sledování množství oleje v určitém prostoru v převodové skříní (horní části víka, místo záběru ozubení, oblasti ložisek).



Obr. 25 Podélné a svislé řezy převodovou skříní

ŘEZ P3 A S3 PŘI RŮZNÉ VELIKOSTI ELEMENTŮ

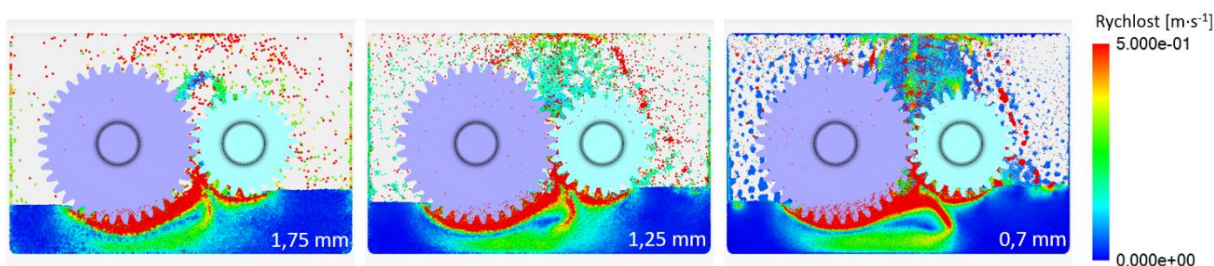
Pro porovnání různých velikostí elementů byl vytvořen Obr. 26 s velikostmi elementů od 1,75 do 0,7 mm. Jednotlivé snímky jsou zachyceny v řezu P3 v čase 9 s.

Pro velikost elementů 1,75 mm byl vypočten a nastaven časový krok simulace $7 \cdot 10^{-5}$ s. Doména obsahovala 100 658 elementů a výpočetní čas byl 75 min. Na snímku s těmito elementy je vidět, že malé množství oleje je vytlačováno z ozubení. Při této velikosti je mírně ostříkáváno víko převodové skříně. Jednotlivé elementy se nespojují v olejové kapky a po stěnách stékají rychlostí přibližně $0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Proudění na tomto snímku je nerozvinuté a velikost elementů je pro jeho detailní popis zcela nevhodná. Tato simulace je vhodná pouze k počátečnímu odhadu rozdílu hladin na straně ozubeného kola a pastorku.

Při velikosti elementů 1,25 mm byl časový krok nastaven na $5 \cdot 10^{-5}$ s. Tato simulace obsahovala celkem 292 001 elementů a výpočetní čas byl 214 min. Na snímku je větší

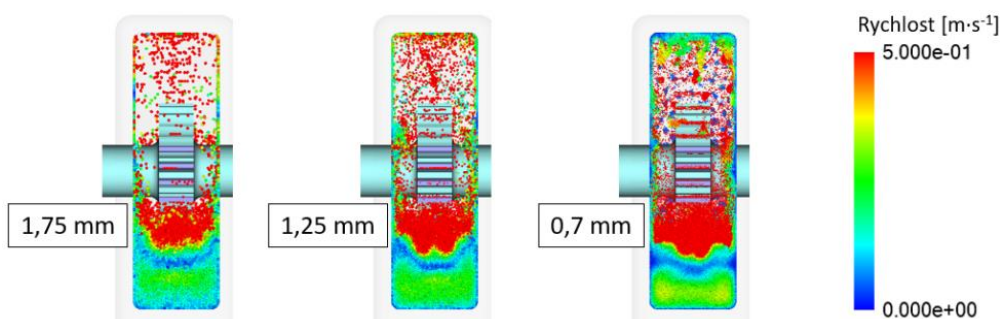
množství oleje vytlačováno z ozubení a jeho část stéká po stěně skříně. Víko převodové skříně je ostříkáváno větším množstvím oleje a lze pozorovat odražení oleje z víka skříně. Jednotlivé elementy v některých místech začínají vytvářet olejové kapky. Olej stékající po stěnách skříně stéká rychlostí přibližně $0,13 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Na dně převodové skříně lze pozorovat proudění o něco přesněji, ale velikost elementů je pro detailní popis stále příliš velká. Vzhledem ke krátkému výpočetnímu času je simulace s touto velikostí elementů vhodná pro prvotní odhad směru proudění a rozstříku oleje.

Pro poslední simulaci byla nastavena velikost elementů na $0,7 \text{ mm}$ s časovým krokem $2,8\cdot 10^{-5} \text{ s}$. Převodová skříň byla při této velikosti naplněna $1\,723\,175$ elementy a výpočet trval 1736 min . Na snímku je možné pozorovat velké množství oleje vytlačeného z ozubení a ulpívajícího na stěnách převodové skříně. Jednotlivé elementy spolu utvářejí kapky oleje v celé převodové skříně a vykazují chování kapaliny. Olej vystřikující z ozubení se z části odráží od horní stěny víka skříně a z části na ní ulpívá. Olej stékající po stěnách má rychlost přibližně $0,06 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Tato velikost elementů poskytuje dostatečné rozlišení pro detailní popis proudění na dně převodové skříně.



Obr. 26 Podélný řez skříní při různé velikosti elementů

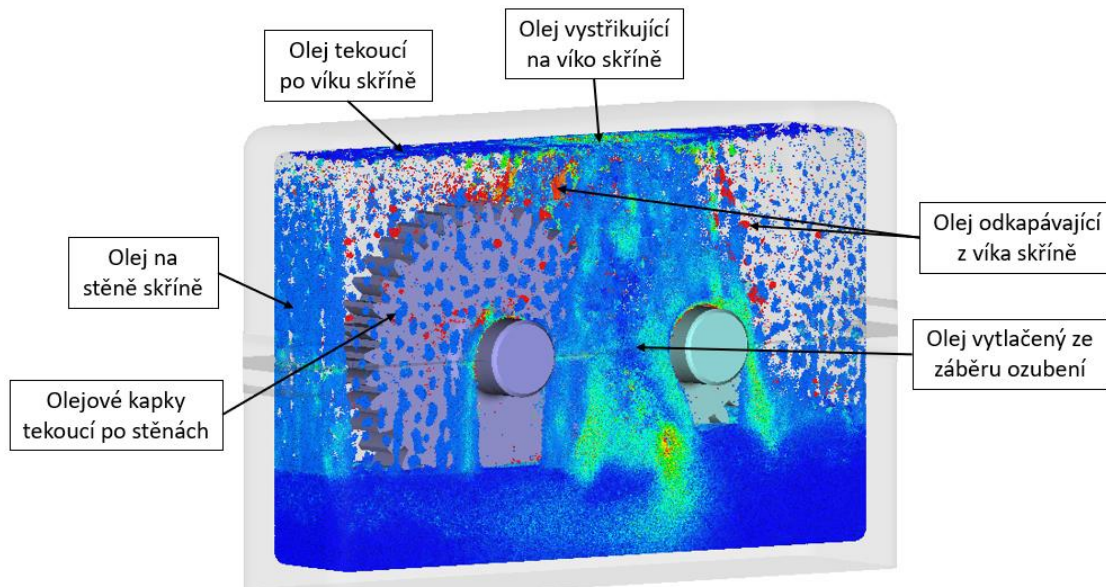
Je rovněž proveden svislý řez s různými velikostmi elementů viz Obr. 27. Jedná se konkrétněji o řez S3 v časech 9 s . U velikosti elementů $1,75 \text{ mm}$ je proudění odlišné od simulací s menšími elementy. Rychlost proudění na dně stěny skříně je nenulová. S velikostí $1,25 \text{ mm}$ je proudění v tomto řezu popsáno poměrně kvalitně, ale rychlost na stěnách u dna skříně je v některých místech stále nenulová. Simulace s nejmenšími elementy dosahují rychlostí na stěnách blízkých se k nule a proudění je dostatečně detailně popsáno. Ve středně rychlém proudu se dokonce objevuje rychlejší proud, který nelze u větších elementů zaznamenat.



Obr. 27 Svislý řez skříní při různé velikosti elementů

JEVY OBJEVUJÍCÍ SE V PŘEVODOVÉ SKŘÍNI

V průběhu simulace s narůstajícími otáčkami ozubeného kola a pastorku začne docházet ke zvětšování množství oleje vytlačeného z ozubení a k většímu množství oleje vystřikujícího na horní stěnu víka skříně viz *Obr. 28*. Část oleje vystřikujícího na horní stěnu víka zůstává na horní stěně a část oleje je odražena. Olej, který je odražen na straně pastorku dopadá na ozubené kolo je rozprášen na olejovou mlhu dopadající na pravou stěnu skříně. Na straně pastorku okapávající olej prolétá v blízkosti pastorku a dopadá na hladinu. Po všech stěnách skříně stékají olejové kapky vznikající v důsledku rozstříku oleje o horní stěnu víka převodové skříně.

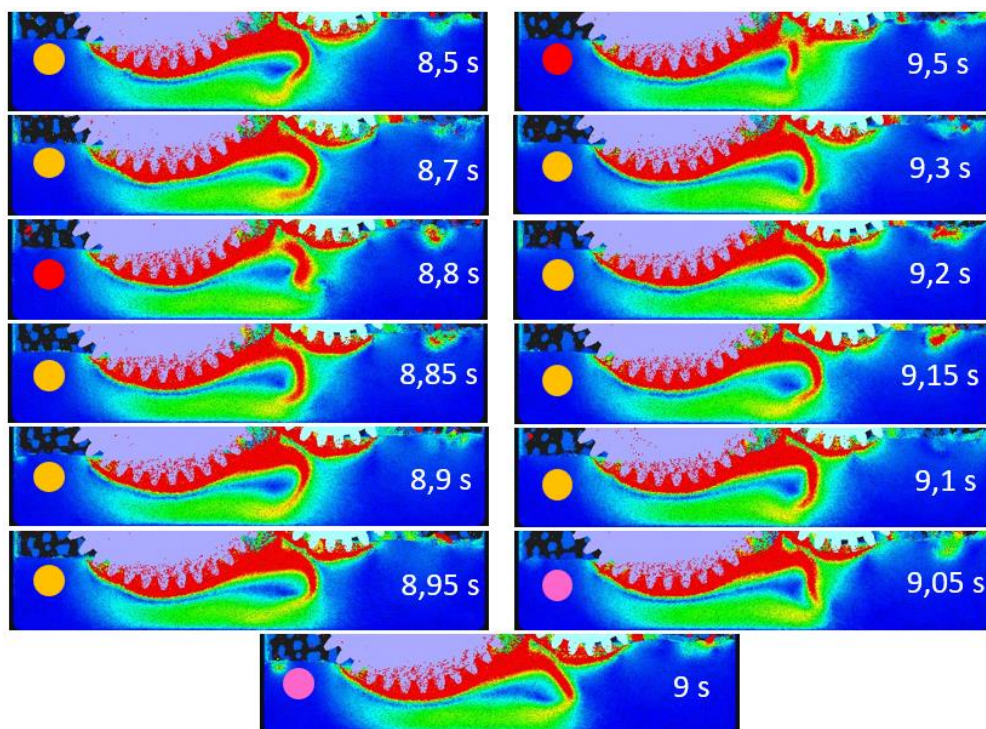


Obr. 28 Jevy objevující se v převodové skříni

4.1.3 USTÁLENOST PROUDĚNÍ

Je důležité zjistit, zda je celkový čas simulace nastaven správně tzn. proudění na dně převodové skříně je ustálené. Pro zjištění ustálenosti proudění byl sledován časový úsek (8,5 až 9,5 s) při již konstantních otáčkách pastorku a ozubeného kola.

Výsledky na *Obr. 29* jsou simulovány s velikostí elementů 0,7 mm v řezu P3. Případy proudění označené oranžovou barvou se v průběhu zkoumaného časového úseku vyskytovaly nejčastěji a lze je tak považovat za případy s ustáleným prouděním. Na červeně označených snímcích v časech 8,8 a 9,5 s dochází k odtrhávání nejrychlejšího proudu. Na snímcích označených růžovou barvou (čas 9 a 9,05 s) je pozorovatelné odchýlení směru nejrychlejšího proudu. Na základě této dedukce lze proudění považovat za ustálené s výjimkou občasné se objevujících a v čase opakujících jevů odchýlení a odtrhávání. Celková délka simulace 10 s je tedy vhodně zvolena jako kompromis mezi ustáleností proudění a výpočetním časem.



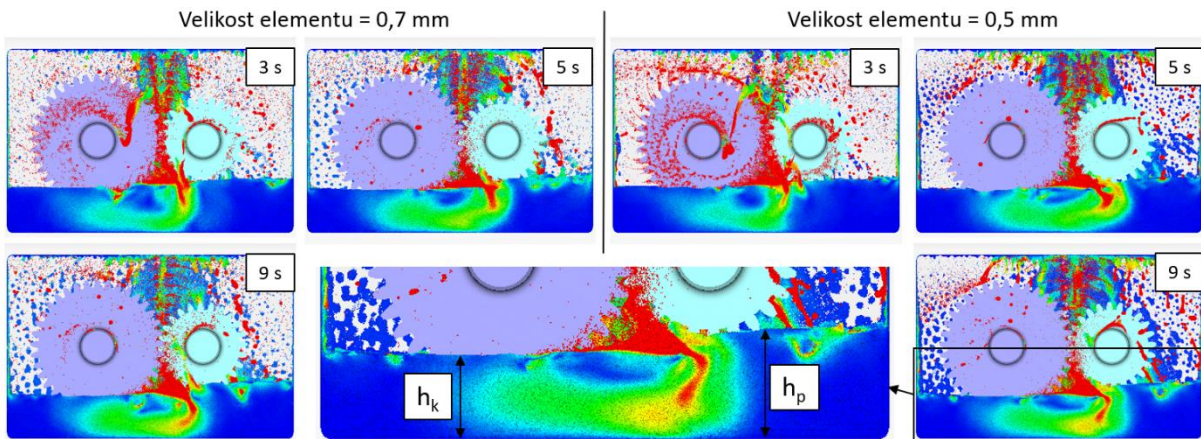
Obr. 29 Ustálenost proudění

4.1.4 POROVNÁNÍ NEJMENŠÍCH ELEMENTŮ

Přestože se v kapitole 4.1.2 ukázala velikost elementu $0,7\text{ mm}$ jako vhodná, bylo provedeno ještě komplexnější porovnání se simulacemi s elementy o velikosti $0,5\text{ mm}$. Jako výchozí časy zobrazení řezů jsou zvoleny časy 3 s , 5 s a 9 s z důvodu zachycení dvou snímků během rozběhu převodovky a jednoho snímku při konstantních otáčkách. V některých případech se však zobrazované řezy mohou v čase lišit z důvodu zajímavých jevů v jiných časech. Nejprve je provedeno porovnání pěti podélných řezů a na základě tvaru jejich proudění jsou stanovena místa svislých řezů. Svislé řezy jsou koncentrovanější na straně pastorku z důvodu zachycení chování nejrychlejšího proudění. Pakliže na následujících obrázcích není uvedeno jinak, platí rychlostní škála od 0 do $0,5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ($0\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ – modrá, $0,5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ – červená).

ŘEZ P1

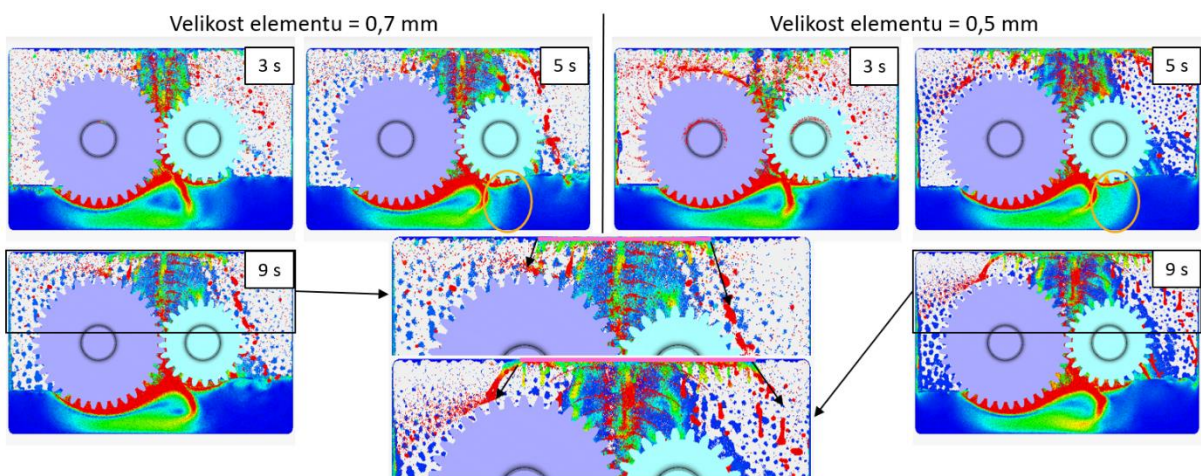
U menších elementů v čase 3 s ulpívá více kapek oleje na ozubeném kole i pastorku než u větších elementů viz Obr. 30. Postupem času však v obou případech vlivem odstředivé síly ze stěn ozubených kol kapky odlétají. Proudění v čase 3 s se v obou případech teprve rozvíjí, ale jsou si velmi podobná a hladina je v některých místech narušena odkapávajícím olejem. V čase 5 s lze vidět drobné nuance v rychlém proudění. Pomalejší proud má však stejný tvar. V 9 s jsou tvary rychlých i pomalých proudů u obou velikostí velmi podobné. V posledních sekundách simulace je nejvíce pozorovatelná změna hladiny. Výška hladiny v čase 0 s od dna skříně je 48 mm . Výška hladiny v čase 9 s na straně ozubeného kola je 37 mm . Došlo zde tedy k poklesu hladiny o $22,9\%$. Výška hladiny od dna skříně na straně pastorku v čase 9 s je 47 mm . Zde došlo k menšímu poklesu pouze o $2,1\%$.



Obr. 30 Podélný řez P1

ŘEZ P2

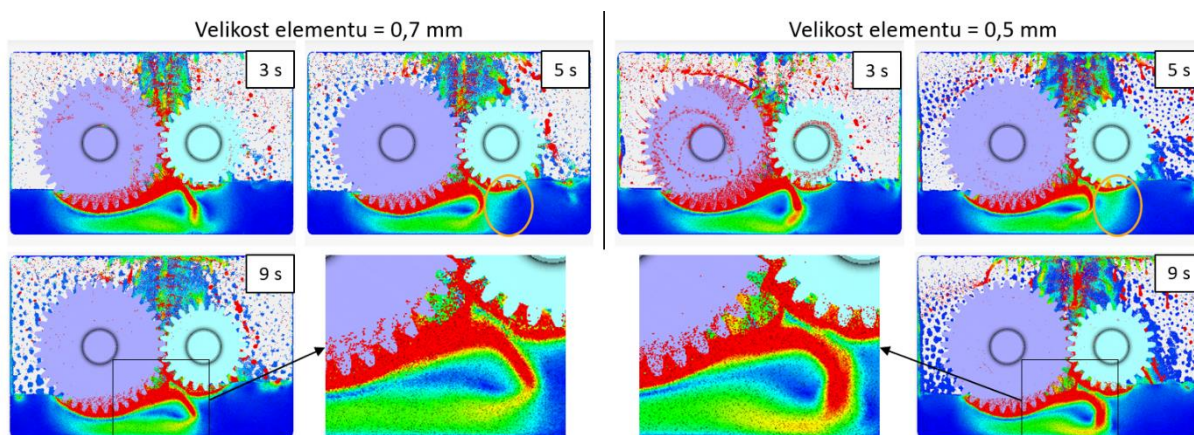
V podélném řezu P2 viz Obr. 31 je pomalejší i rychlejší proudění v čase 3 s téměř stejné u obou velikostí elementů. V čase 5 s se rychlá proudění od sebe opět neliší. U menší velikosti elementů se však objevuje rozšíření pomalejšího proudu v oblasti pod pastorkem označené oranžovou barvou. V závěru simulace se pomalejší i rychlejší proudění obou velikostí elementů od sebe odlišují pouze minimálně. S rozdílnými velikostmi elementů se liší způsob odkapávání oleje z víka skříně převodovky. V detailních pohledech je na obrázku růžovou barvou zvýrazněn úsek, kde dochází k nárazu a odkapávání oleje. Při porovnání těchto úseků je úsek u simulace s většími elementy o 36,1 % menší než úsek u simulace s menšími elementy. Černými šipkami jsou označena místa odkapávání oleje. U větších elementů olej odkapává v oblasti osy ozubeného kola, dopadá na horní část kola, kde je následně rozprášen. Na pravé straně skříně olej odkapává až za osou pastorku a prolétá v jeho těsné blízkosti. U simulace s menšími elementy olej na pravé straně skříně odkapává obdobným způsobem jako u simulace větších elementů. Olej na straně pastorku odkapává poměrně daleko za jeho osou a dopadá na pravou stěnu skříně převodovky. Tento jev, nárazení a odkapávání oleje z víka převodovky, je motivací pro simulaci skříně převodovky s upraveným víkem viz kapitola 4.2.



Obr. 31 Podélný řez P2

ŘEZ P3

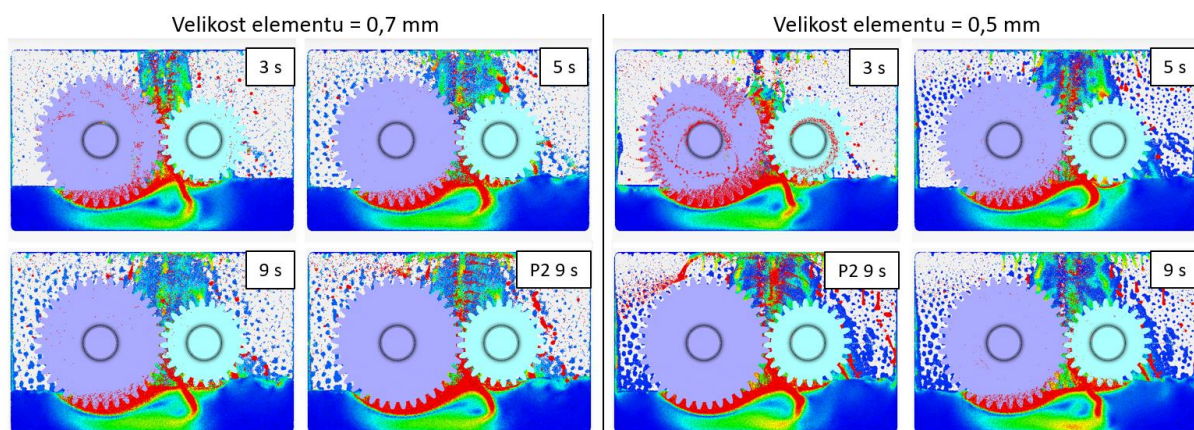
Je předpokládáno, že rychlejší proudy budou v tomto řezu největší. Rychlé proudění je v čase 3 s u obou velikostí elementů velmi podobné a odlišuje se jen minimálně viz *Obr. 32*. Pomalejší proudění je v obou případech stejné. Pomalé proudění v čase 5 s se odlišuje stejně jako u předchozího řezu P2, kdy u simulace menších elementů se objevuje proud pod pastorkem (oblast označena oranžově). V poslední sekundě simulace je patrné, že nejrychlejší proud je u simulace s menšími elementy širší, což je způsobeno fluktuací proudu. Proud je však po zbytek obou simulací velmi podobný. Na obrázku je detailní pohled na hlavní nejrychlejší proudy. Tvar těchto proudů je motivací pro tvorbu převodové skříně s upraveným dnem viz *kapitola 4.2*.



Obr. 32 Podélný řez P3

ŘEZ P4

Při simulaci velikostí elementů 0,7 a 0,5 mm je tvar proudění v čase 3 a 5 s stejný viz *Obr. 33*. V dolní části obrázku je porovnání snímků z řezu P2 a P4 v čase 9 s. Při vzájemném porovnání lze říct, že tvary proudění jsou v těchto řezech téměř identické. To je důkazem, že při symetrické geometrii ozubených kol a skříně je symetrické i proudění.

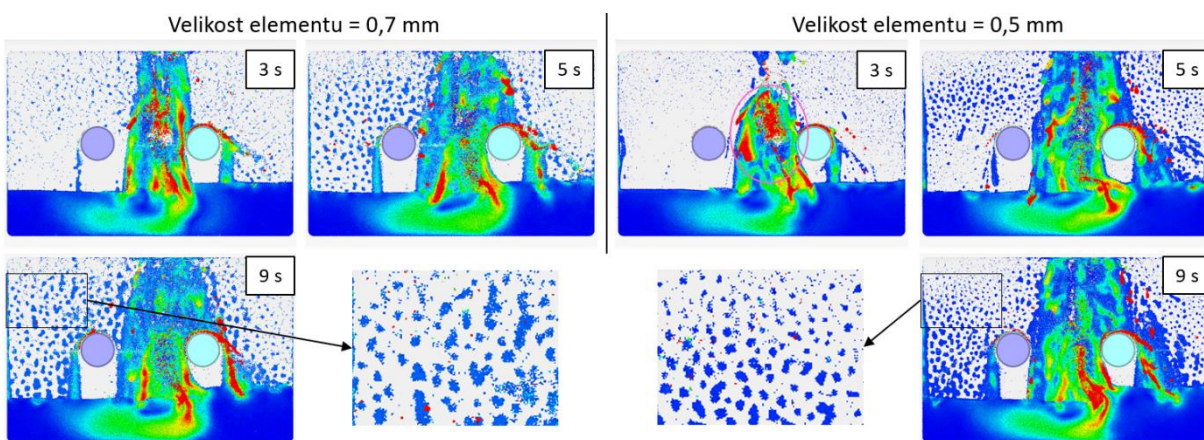


Obr. 33 Podélný řez P4

ŘEZ P5

V čase 3 s se proudění v tomto řezu v obou případech velikostí elementů teprve rozvíjí viz *Obr. 34*. V 5 s je hlavní rychlejší proud u menších elementů tvarově odlišný od proudu

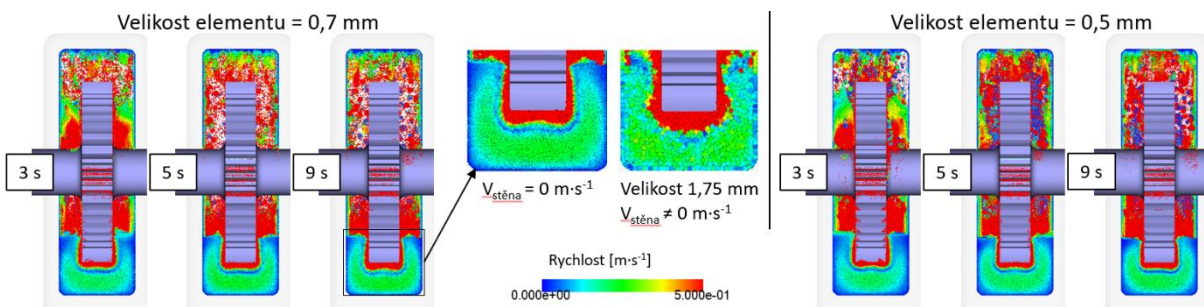
u větších elementů. Pomalejší část proudění je ale v obou případech velmi podobná. V závěru simulace lze vidět, že rychlejší proud je u větších elementů širší, ale tvarově podobný. Oproti tomu pomalejší proudění je v obou případech shodné. Při porovnání řezů P5 s řezu P1 je opět patrná symetričnost v tvarech proudů. V tomto řezu je dobře viditelný olej, který je vytlačen ze záběru ozubení směrem na zadní stěnu převodové skříně (jev označen růžovou barvou). U simulace s menšími elementy trvá delší dobu, než olej vytlačený ze záběru dosáhne horní stěny. Na obrázku je rovněž zobrazen detail na olejové kapky stékající po zadní stěně převodové skříně. Na první pohled je patrné, že při použití menších elementů dochází k jejich slučování do menších kapek. Při pozornějším pohledu je rovněž patrné, že tyto kapky stékají po stěně pomaleji (tmavě modrá – rychlost blízká nule). Dále lze předpokládat, že z hlediska mazání je lépe mazán pastorek (průtok oleje kolem hřídele pastorku je větší). Jevy jako olej stékající po stěnách skříně a olej vytlačený ze záběru ozubení jsou motivací pro simulaci převodové skříně s kanálky využívající těchto jevů viz kapitola 4.2.



Obr. 34 Podélný řez P5

ŘEZ S1

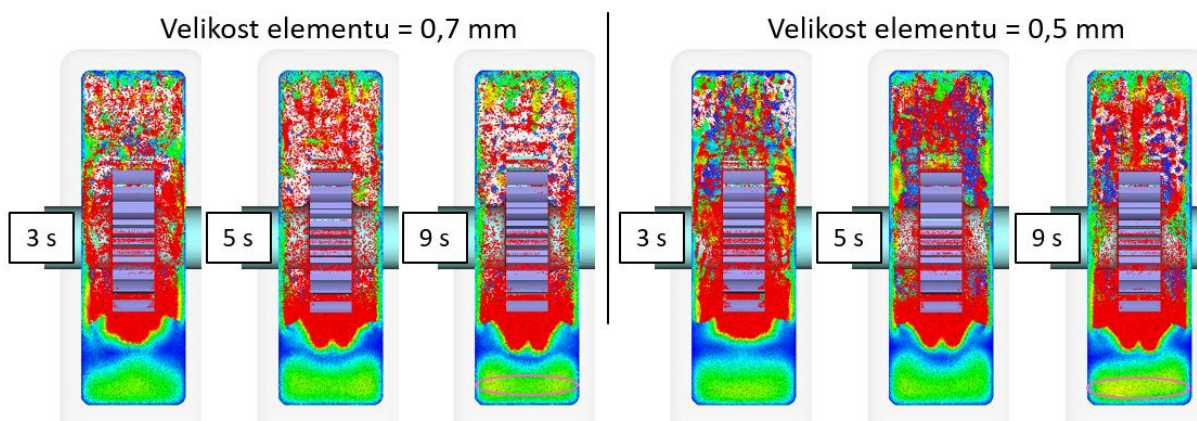
V prvním svislém řezu na Obr. 35 lze u obou různých velikostí v časech 3 s pozorovat stále se rozvíjející tvar pomalejšího proudění s rychlostí přibližně $0,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Od 5 s se tvar proudu příliš nemění a zůstává stejný až do konce simulace. U každého z řezů S1 lze vidět oblast rychlého pohybu elementů, které jsou ovlivňovány rotací ozubeného kola. Na obrázku je také detail proudění ve spodní části skříně v čase 9 s při velikosti elementů $0,7 \text{ mm}$ v porovnání s detailem proudění ve stejném čase, ale s velikostí elementů $1,75 \text{ mm}$. Jak bylo řečeno v kapitole 4.1.2 rychlost na stěně by měla být nulová. Při simulaci s velikostí elementů $0,7 \text{ mm}$ je tato podmínka splněna a lze tedy konstatovat, že tato zvolená velikost je z tohoto hlediska vhodná.



Obr. 35 Svislý řez S1

ŘEZ S2

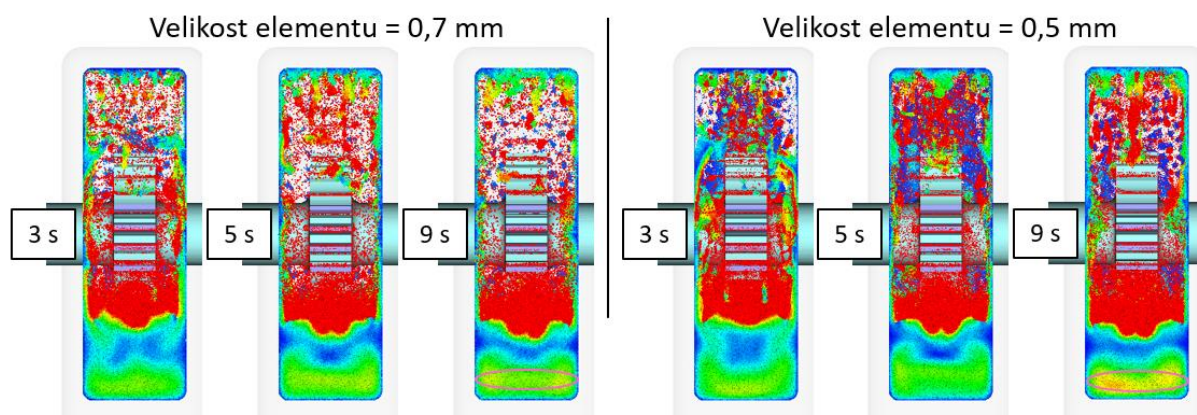
Na základě porovnání řezů na *Obr. 36* lze říci, že tvary proudění v čase 3 s se s různou velikostí elementů odlišují pouze minimálně a proudění se stále ještě rozvíjí. V čase 5 s je tvar proudění ustálený a v posledních sekundách simulace se ve spodním pomalejším proudu začne objevovat rychlejší proud (proud je označen růžově). V horní části skříně lze v tomto řezu vidět rozstřík oleje vycházejícího ze záběru ozubení a také olejový film vznikající na boku převodové skříně v důsledku oleje vytlačovaného ze záběru ozubení směrem do stran.



Obr. 36 Svislý řez S2

ŘEZ S3

U řezu vedeného záběrem ozubeného kola a pastorku viz *Obr. 37* v čase 3 s je patrné, že proudění se stále rozvíjí, a proto jsou v tvaru proudů mezi různými velikostmi elementů drobné rozdíly. V čase 5 s jsou tvary a rychlosti proudění stejné. V čase 9 s vzniká ve spodním pomalém proudu ($0,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) rychlejší proud (až $0,35 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$). U simulace s menšími elementy je tento rychlejší proud zřetelnější (proudy jsou zvýrazněny růžově).

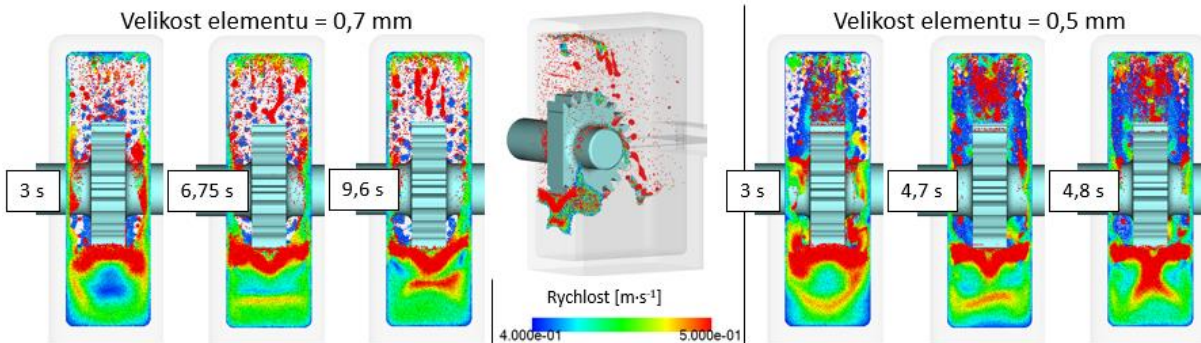


Obr. 37 Svislý řez S3

ŘEZ S4

V čase 3 s je největší část nejrychlejšího proudu stejná u obou velikostí elementů viz *Obr. 38*. Rozdíl je především ve spodní části, kde u menších elementů dochází ke spojení rychlého proudu s úzkým rychlým proudem. U řezu s většími elementy se toto spojení tolik neprojevuje a objevuje se zde jádro proudu s téměř nulovou rychlostí. V časech 6,75 s (pro

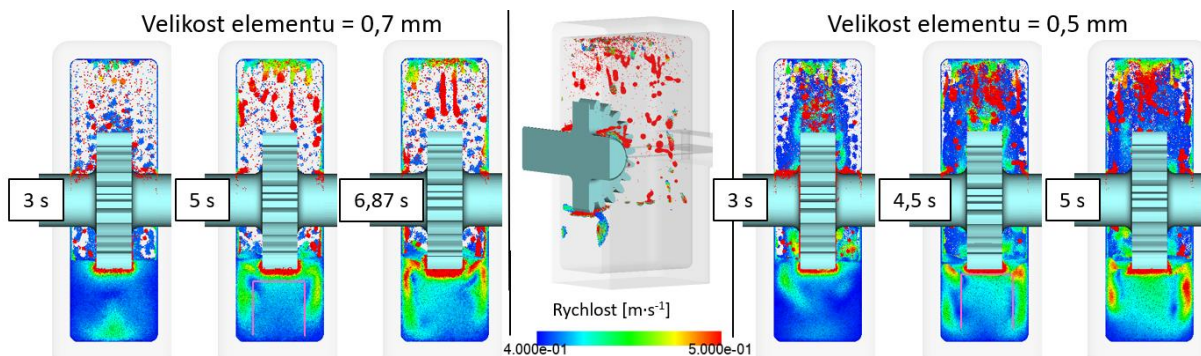
elementy $0,7\text{ mm}$) a $4,7\text{ s}$ (pro elementy $0,5\text{ mm}$) jsou zachyceny nejčastější tvary proudění. Vyznačují se rychlými proudy v blízkosti pastorku a o něco hlouběji pod ním. Během simulací občas docházelo ke spojování těchto dvou rychlých proudů (snímky v časech $4,8$ a $9,6\text{ s}$). U menších elementů k docházelo ke spojování pouze do 6 s simulace, ale v případě větších elementů po celou dobu simulace. Pro vysvětlení tohoto jevu je na obrázku přiložen snímek s 3D pohledem na svislý řez S4 (velikost elementů $0,7\text{ mm}$). Na tomto snímku jsou pro přehlednost zobrazeny pouze elementy, které mají v aktuálním čase rychlost $\geq 0,4\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Spojování proudů tedy vzniká fluktuací tvaru proudu a jeho průnikem do řezu S4.



Obr. 38 Svislý řez S4

ŘEZ S5

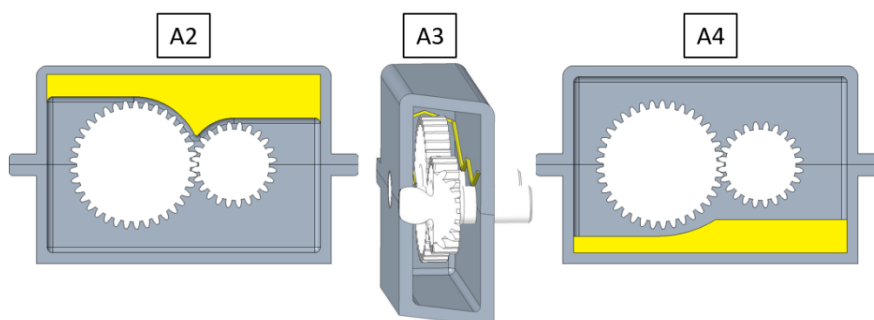
Na počátku simulace se u větších elementů tvoří pomalé proudění ($0,25\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) na dně skříně viz Obr. 39. U menších elementů se v počátku simulace proudění na dně skříně neobjevuje. Objevuje se ale oblast s vyšší rychlostí na hladině, v tomto případě se však nejedná o proud, ale o lokální zrychlení v důsledku dopadu větší kapky oleje na hladinu. Přibližně od poloviny simulace se v obou případech začíná objevovat proud zvláštního tvaru (vyznačeného růžově) o rychlostech přibližně $0,25\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. U větších elementů se v čase $6,87\text{ s}$ objevují v předchozím zmíněném tvaru rychlé proudy. U simulací s elementy $0,5\text{ mm}$ jsou tyto rychlé proudy například v čase 5 s a objevují se v závěrečné polovině simulace ještě několikrát. Původ těchto proudů lze vysvětlit přiloženým snímkem 3D pohledu na řez S5. Snímek je vytvořen v čase 5 s a velikost elementů je $0,5\text{ mm}$. Stejně jako v předchozím obrázku jsou i na tomto snímku odfiltrovány elementy, které nedosahují v aktuálním čase rychlosti $0,4\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Z 3D pohledu je patrné, že občasné rychlé proudy v řezu S5 jsou pouze průniky hlavního proudění do roviny S5 a nejedná se tedy o žádnou anomálii.



Obr. 39 Svislý řez S5

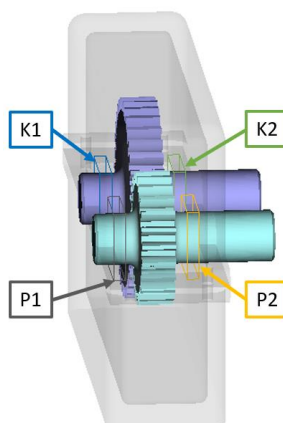
4.2 OSTATNÍ MODELY PŘEVODOVÝCH SKŘÍNÍ

Jak bylo naznačeno v kapitole 4.1.4 v průběhu analýzy modelu A1 vznikly další konfigurace převodových skříní A2, A3 a A4 viz Obr. 40. Všechny modely se vyznačují stejnou geometrií ozubení a základními rozměry převodové skříně. Odlišují se od sebe pouze žlutě vyznačenými částmi na obrázku. V případě modelu A2 se jedná o upravené víko převodové skříně. U modelu A3 jsou přidány kanálky pro sběr oleje a jeho přivedení k místu, kde by se potenciálně nacházela ložiska. Model A4 se od modelu A1 odlišuje upraveným dnem převodové skříně.



Obr. 40 Modely převodových skříní

Pro sledování a hodnocení kvality mazání jsou v simulaci vytvořeny 2 kontrolní oblasti na straně pastorku a 2 kontrolní oblasti na straně ozubeného kola. Kontrolní oblasti mají rozměry $40 \times 40 \times 7 \text{ mm}$ a nachází se v místech teoretického uložení ložisek viz Obr. 41.

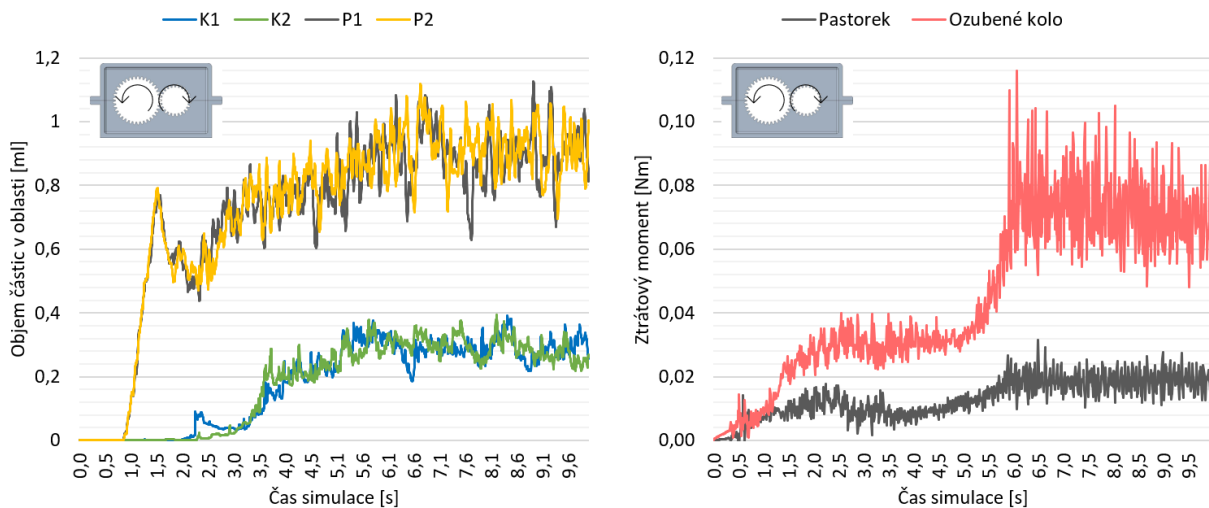


Obr. 41 Sledované kontrolní oblasti

Oblasti na straně pastorku jsou označeny indexem P1 a P2 a Oblasti na straně ozubeného kola pak indexem K1 a K2. V následujících kapitolách 4.2.1 - 4.2.4 je v grafech zobrazen objem oleje vyskytující se jednotlivých barevně označených oblastech. U všech grafů byl nastaven stejný rozsah na svislé ose, aby bylo možné jednotlivé grafy mezi sebou snadno porovnávat. V těchto kapitolách (4.2.1 - 4.2.4) je rovněž zobrazena a popsána závislost ztrátového momentu vznikajícího odporem kapaliny vůči rotujícímu ozubenému kolu a pastorku na čase. Pro možnost porovnání, byly nastaveny stejné rozsahy hodnot na svislých osách grafů.

4.2.1 MODEL A1

Objem částic v oblastech P1 a P2 prudce narůstá v čase 0,8 až 1,6 s do objemu 0,8 ml kvůli tomu, že pastorek je blíže k velkému množství oleje vytlačeného z ozubení a stékajícímu po stěně převodové skříně viz *Obr. 34*. Se stále rostoucími otáčkami převodovky v čase 2,5 s je množství vytlačeného oleje již tak velké, že olej začne protékat i oblastmi K1 a K2 na straně ozubeného kola. Objem částic v oblastech kontinuálně narůstá ve všech oblastech. V čase 5,5 s dochází na straně ozubeného kola (K1, K2) k ustálení objemu maziva na 0,3 ml. V oblastech P1 a P2 dochází k ustálení objemu částic až v čase 6,7 s na hodnotě 0,9 ml viz *Obr. 42*.

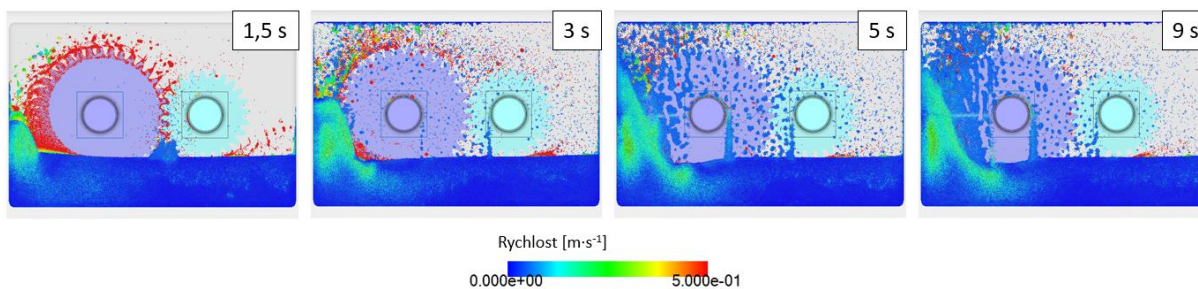


Obr. 42 Závislost objemu částic (vlevo) a ztrátového momentu (vpravo) na čase pro model A1

Na *Obr. 42* v čase 0 až 2 s lze vidět, že dochází k růstu ztrátového momentu u pastorku i ozubeného kola v důsledku nasávání oleje do záběru ozubení. Ztrátový moment se následně na 3 s ustaluje. K dalšímu výraznému růstu ztrátového momentu ozubeného kola začne docházet v čase 5,5 s. Důvodem prudkého růstu je dosažení téměř maximálních otáček a s ním související největší množství oleje odkapávajícího z víka skříně na ozubené kolo viz *Obr. 31*. U pastorku k tak výraznému nárůstu nedochází, protože odkapávající olej na něj dopadá pouze částečně. Ztrátový moment pastorku lze považovat za ustálený v čase 6 s na hodnotě 0,02 Nm. U ozubeného kola je ztrátový moment ustálen na hodnotě 0,07 Nm v čase 8 s.

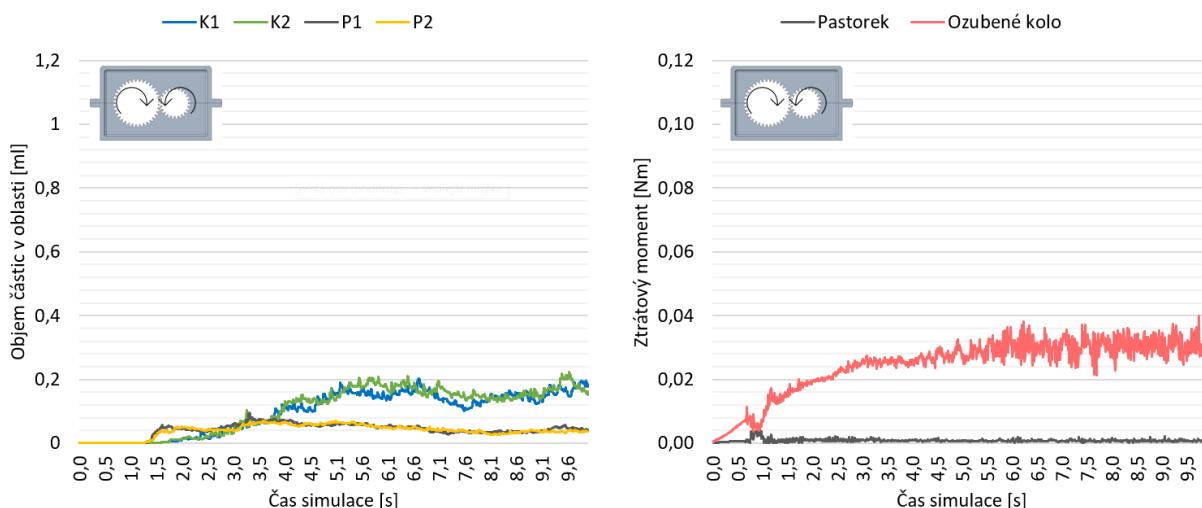
REVERZNÍ CHOD

V čase 3 s je již velké množství oleje v důsledku většího ponoření ozubeného kola zaneseno mezi levou stěnu a ozubené kolo viz *Obr. 43*. Výška hladiny na straně pastorku v tomto čase ještě není na minimální hodnotě a stále dochází ke kontaktu mezi pastorkem a hladinou oleje. V čase 5 s začíná docházet k rozstříku oleje na víko skříně a následně jeho dopadání na ozubené kolo. Takto dopadající olej je v důsledku otáček kola rozprášen. V závěrečné sekundě simulace je proudění ustálené a z obrázku je zřejmé, že objem oleje v oblastech na straně pastorku bude nižší než v oblastech na straně ozubeného kola. Na straně pastorku je výška hladiny od dna převodové skříně 42,5 mm v čase 9 s. Oproti výšce hladiny v klidovém stavu 48 mm je zaznamenán pokles o 11,5 %. Protože téměř nedochází ke kontaktu hladiny s pastorkem jsou předpokládány nízké momentové ztráty pastorku.



Obr. 43 Boční pohled při reverzním chodu modelu A1

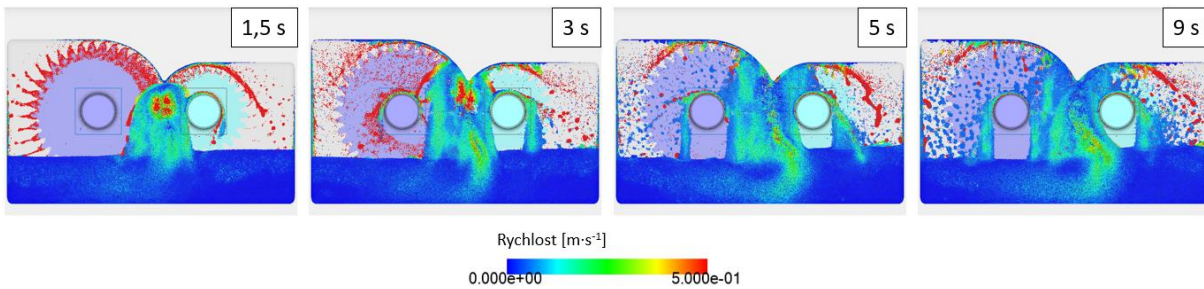
Nárůst objemu oleje v čase 1,3 až 1,5 s ve sledovaných oblastech P1 a P2 je způsoben ostřikem oleje v důsledku zvyšující se odstředivé síly zrychlujícího ozubeného kola viz Obr. 43. Objem oleje v oblastech na straně pastorku je ustálen v čase 1,5 s na hodnotě 0,05 ml. Poté je do těchto míst olej přiváděn pouze stékáním kapek po stěně převodové skříně. Objem oleje ve sledovaných oblastech na straně ozubeného kola pozvolna narůstá od 1,3 do 5 s. Stejně jako tomu bylo na straně pastorku je hlavním zdrojem oleje jeho stékání po stěně skříně, ale ve větším množství 0,15 ml viz Obr. 44.



Obr. 44 Závislost objemu částic (vlevo) a ztrátového momentu (vpravo) na čase pro model A1 s reverzním chodem

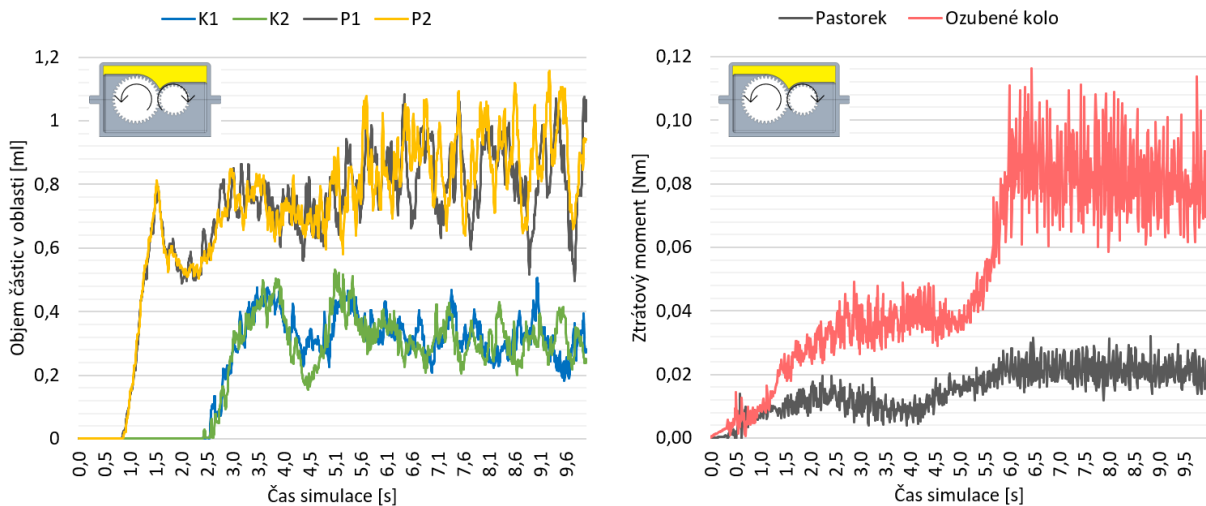
Momentová ztráta je u pastorku dle grafu na Obr. 44 velmi nízká, protože hned v počátku simulace dochází k poklesu hladiny u pastorku, a proto téměř nedochází ke kontaktu pastorku s hladinou oleje. Hodnota pro pastorek je tedy ustálena na 0,0004 Nm v čase 1,2 s. Co se týče ozubeného kola, momentová ztráta je zde až do 6 s pozvolna narůstající a je ustálena na 0,03 Nm.

4.2.2 MODEL A2



Obr. 45 Boční pohled na model A2

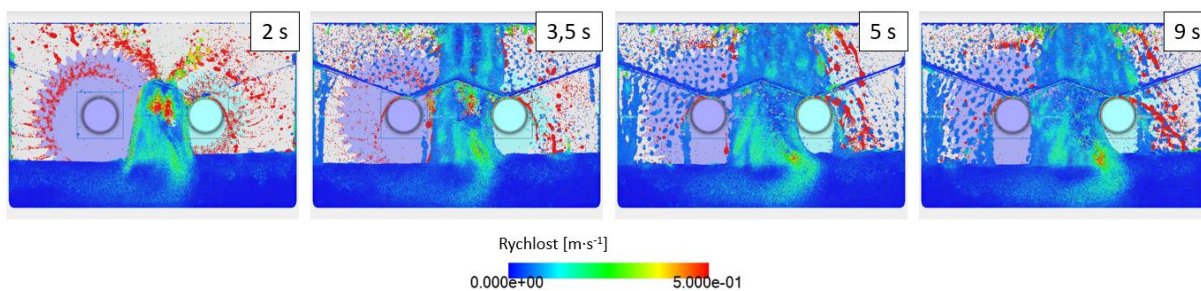
Z Obr. 45 je patrné, že upravené víko skříně omezuje plochu, na které ulpívá olej v důsledku vytlačování ze záběru ozubení. Mezi víkem a ozubenými koly se tvoří souvislý proud oleje dopadající na obě stěny převodové skříně. Je předpokládáno, že tato úprava víka skříně způsobí nárůst momentových ztrát v důsledku většího kontaktu mezi olejem a ozubenými koly. Při pohledu na Obr. 46 je zřejmé, že stejně jako u modelu A1 dochází k prudkému růstu objemu částic v oblastech P1 a P2 v časovém intervalu 0,8 až 1,6 s. V čase 6,5 s začíná docházet k velkým fluktuacím ve sledovaných oblastech na straně pastorku. Objem v oblastech P1 a P2 lze považovat za ustálený v čase 5,5 s na hodnotě 0,825 ml. V oblastech na straně ozubeného kola je oproti modelu A1 pozorovatelný prudký růst objemu částic. To je způsobeno odvrácením oleje vytlačovaného z ozubení v důsledku úpravy víka převodovky, olej se tak do sledovaných oblastí dostane rychleji. V oblastech K1 a K2 lze objem částic považovat za ustálený v čase 6,5 s na hodnotě 0,3 ml.



Obr. 46 Závislost objemu částic (vlevo) a ztrátového výkonu (vpravo) na čase pro model A2

Momentová ztráta ozubeného kola i pastorku je dle Obr. 46 pozvolna rostoucí až do 2 s simulace. Prudký růst momentové ztráty v čase 5 s je způsoben rostoucím množstvím oleje nacházejícím se mezi víkem a ozubeným kolem v důsledku vyšších otáček. Momentová ztráta u ozubeného kola je ustálena v čase 6 s na hodnotě 0,08 Nm. U pastorku nastává ustálení v čase 6 s na hodnotě 0,02 Nm.

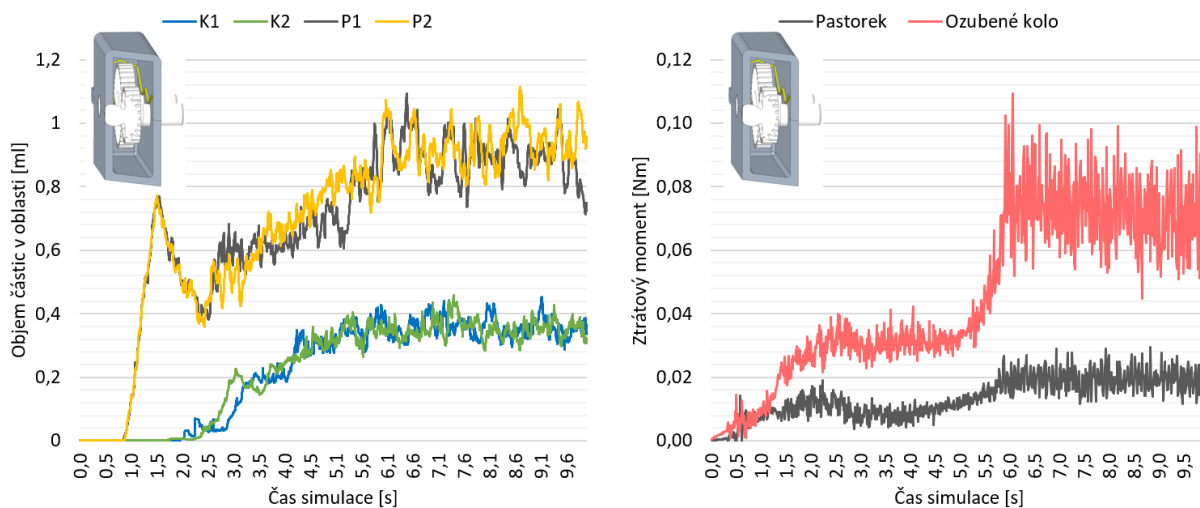
4.2.3 MODEL A3



Obr. 47 Boční pohled na model A3

Na Obr. 47 je vidět, že hlavním způsobem mazání v čase 2 s je olej vytlačení ze záběru ozubení stejně jako tomu bylo u simulací A1 a A2. Mazací kanálky v tomto čase ještě nejsou naplněny olejem. Mazací kanálky v čase 3,5 s zachycují olej, který stéká po stěnách v důsledku rozstříku oleje o víko převodové skříně. V časech 5 a 9 s je již mazací kanálek zaplněn a přebytek oleje se přes něj přelévá. Vzhledem k typu modifikace skříně u tohoto modelu není předpokládán výrazný vliv na momentové ztráty.

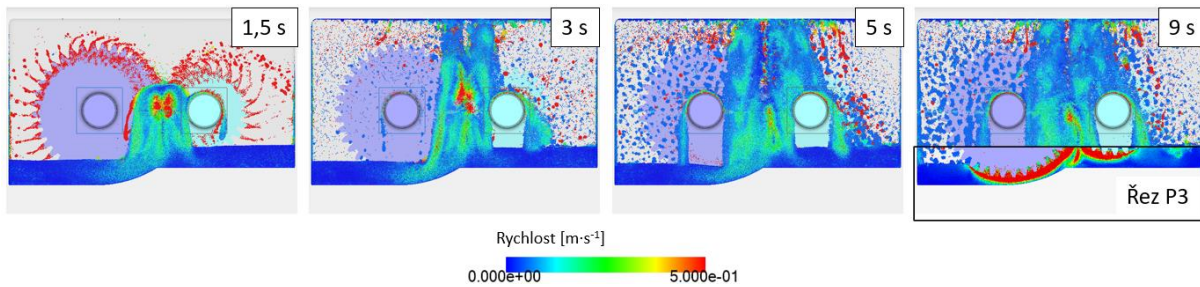
Na Obr. 48 je strmý nárůst objemu částic v oblastech na straně pastorku (P1, P2) způsoben stejným způsobem jako u předchozích simulací A1 a A2. Při porovnání grafů je značný rozdíl v čase 3 až 6 s, kdy u tohoto modelu je nárůst pozvolný (plnění mazacích kanálků). Po naplnění však mazací kanálky přivádí větší objem maziva do všech oblastí. Objem maziva v oblasti K1 a K2 je ustálen v čase 5,5 s na hodnotě 0,35 ml a v oblastech P1 a P2 v čase 6 s na hodnotě 0,92 ml.



Obr. 48 Závislost objemu částic (vlevo) a ztrátového výkonu (vpravo) na čase pro model A3

Jak bylo předpokládáno, momentové ztráty v případě modelu A3 nevykazují velkou změnu v trendu a hodnotách u pastorku ani ozubeného kola. U pastorku je hodnota momentové ztráty ustálena na 0,02 Nm v čase 6 s. Momentová ztráta ozubeného kola lze považovat za ustálenou v čase 7 s na hodnotě 0,07 Nm.

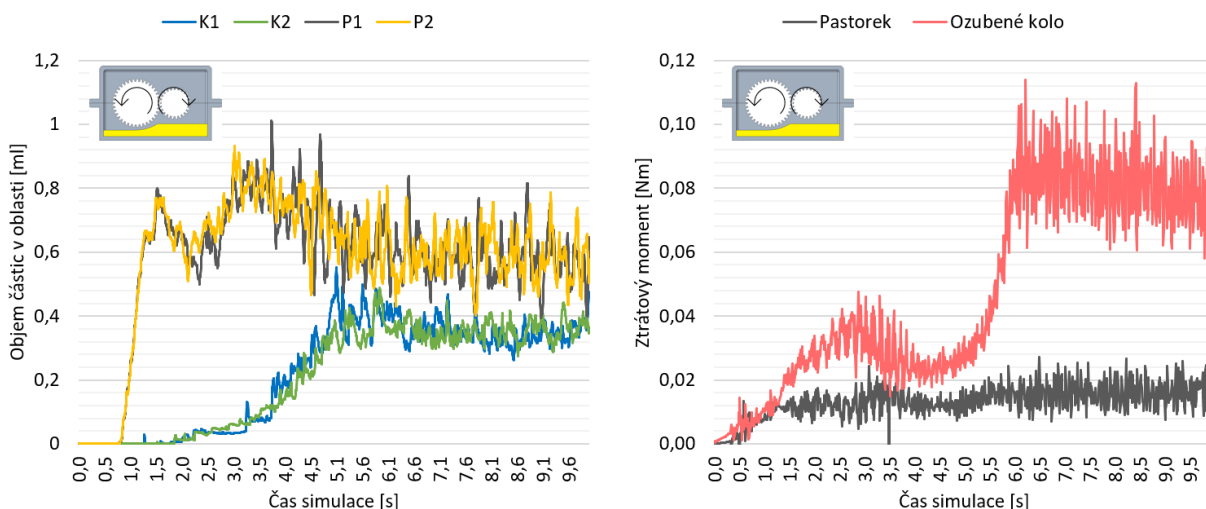
4.2.4 MODEL A4



Obr. 49 Boční pohled na model A4

Model A4 má kvůli upravenému dnu oproti ostatním modelům nižší celkový objem oleje v převodové skříni konkrétně $0,276\text{ l}$ (vypočteno v softwaru PTC Creo).

Prudký růst objemu částic v oblasti P1 a P2 na Obr. 50 lze vysvětlit pomocí snímku v čase $1,5\text{ s}$ na Obr. 49. Je patrné, že olej vytlačенý ze záběru ozubení nejprve protéká oblastmi na straně pastorku stejně jako u ostatních simulací (A1, A2, A3). V čase 3 s se již olej částečně dostává i do oblastí K1 a K2. Příčinou mazání těchto oblastí v čase 3 s je olej odrážející se od víka převodové skříně. V čase 5 s lze v oblastech na straně pastorku pozorovat pokles objemu oleje. Příčinou poklesu objemu částic v oblastech je snížení množství oleje na dně skříně (olej ulpívá na stěnách). Výška hladiny od dna na straně ozubeného kola je v klidovém režimu 33 mm . Výška hladiny od dna na straně pastorku je za klidu 18 mm . V čase simulace 9 s hladina na straně ozubeného kola klesne o $54,5\%$ na hodnotu 18 mm . Výška hladiny na straně pastorku v čase 9 s zůstává nezměněna na hodnotě 18 mm . Pro náhled na tvar a rychlost proudění je část snímku v čase 9 s je zobrazena v řezu P3, který je zvýrazněn černou barvou. Je patrné, že úprava dna skříně výrazně omezuje tvorbu proudu a v tomto případě je rychlý proud v porovnání s ostatními modely malý. Objem částic v oblastech P1 a P2 je ustálen v čase 6 s na hodnotě $0,6\text{ ml}$. Objem částic v oblastech na straně ozubeného kola je ustálen na hodnotě $0,35\text{ ml}$ v čase $7,5\text{ s}$.

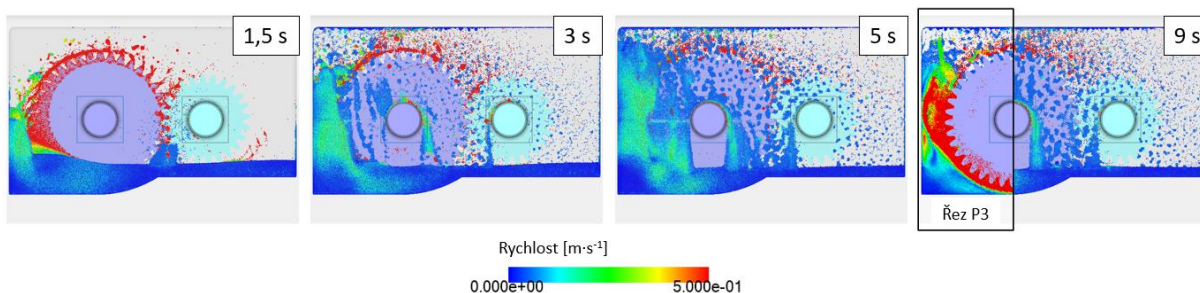


Obr. 50 Závislost objemu částic (vlevo) a ztrátového výkonu (vpravo) na čase pro model A4

Trend momentové ztráty pastorku na Obr. 50 v porovnání s trendy ostatních modelů při stejném smyslu otáčení narůstá od počátku simulace až do $1,5\text{ s}$, a poté se nijak výrazně nemění. Křivka momentové ztráty ozubeného kola oproti křivkám ostatních modelů vykazuje

pokles v čase 3 až 4 s. Tyto odlišnosti v křivkách momentových ztrát jsou pravděpodobně způsobeny rozdílným množstvím oleje v převodové skříni. Prudký nárůst kvůli odraženému oleji z víka dopadajícímu na ozubené kolo se již shoduje s ostatními modely. Momentová ztráta ozubeného kola je ustálena v čase 8,5 s na hodnotě 0,075 Nm. Momentovou ztrátu pastorku lze v čase 5,5 s považovat za ustálenou na hodnotě 0,015 Nm.

REVERZNÍ CHOD

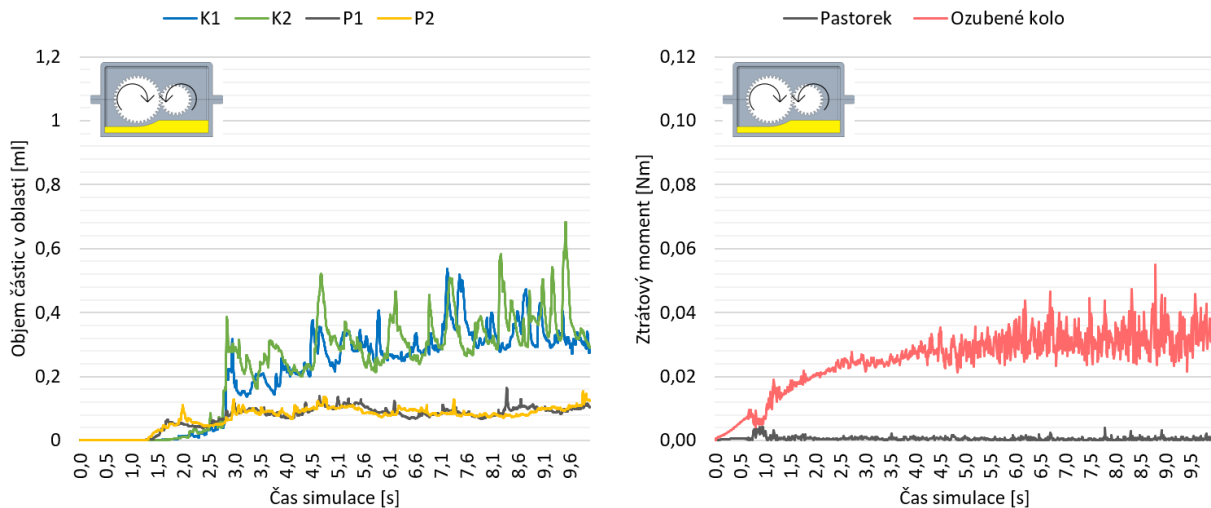


Obr. 51 Boční pohled při reverzním chodu modelu A4

Ponoření velké části ozubeného kola způsobí při zvyšujících se otáčkách přesunutí velké části oleje mezi levou stěnu a ozubené kolo viz Obr. 51. To způsobí, že již v čase 3 s nedochází ke kontaktu pastorku a hladiny oleje. Lze předpokládat, že momentové ztráty pastorku jsou blízké nule a jsou ovlivňovány pouze olejem vneseným rotací ozubeného kola. Jak již bylo zmíněno původní výška hladiny od dna skříně na straně pastorku je 18 mm. V závěru simulace klesla výška hladiny oleje od dna skříně o 47,2 % na hodnotu 8,5 mm.

Při porovnání objemu oleje ve sledovaných oblastech na Obr. 52 a objemu oleje v modelu A1 při reverzním chodu je zřejmé, že model A4 je mazán lépe z hlediska mazání ložisek pastorku i ozubeného kola. První množství oleje se do oblastí P1 a P2 dostane již v čase 1,5 s, kdy dochází k odnesení oleje z ozubeného kola vlivem odstředivé síly. Od 3 s je olej do těchto oblastí plynule dodáván rotujícím ozubeným kolem. Objem oleje v oblastech P1 a P2 lze považovat za ustálený v čase 5 s na hodnotě 0,1 ml. V čase 3 s se olej vlivem rotace ozubeného kola rozstříkuje o víko převodové skříně a dopadá mimo jiné i do oblastí K1 a K2. Objem oleje v oblasti K1 a K2 pozvolna narůstá až do 8 s na hodnotu 0,35 ml, kdy jej lze považovat za ustálený.

Jak bylo předpokládáno momentové ztráty pastorku jsou v důsledku omezení kontaktu pastorku a hladiny oleje téměř nulové viz Obr. 52. Momentová ztráta pastorku je ustálena v čase 2 s na hodnotě 0,0006 Nm. Momentovou ztrátu ozubeného kola lze považovat za ustálenou v čase 5 s na hodnotě 0,032 Nm.



Obr. 52 Závislost objemu částic (vlevo) a ztrátového momentu (vpravo) na čase pro model A4 s reverzním chodem

4.2.5 HODNOCENÍ VARIANT

Na základě analýz různých modelů jsou z kapitoly 4.2.1 - 4.2.4 vypsány a shrnuty objemy oleje ve všech oblastech (P1, P2, K1, K2) a momentové ztráty viz Tab. 2. Jelikož objemy na straně pastorku i ozubeného kola jsou symetrické ($P1 \approx P2$, $K1 \approx K2$), množství oleje v tabulce je vždy aritmetickým průměrem množství oleje v jedné oblasti v časech po ustálení. Pro zhodnocení variant byla použita vícekritériální analýza variant.

Tab. 2 Celkové porovnání jednotlivých modelů

Model	Pastorek			Ozubené kolo		
	Ustálení průtoku	Množství oleje	Ztráty	Ustálení průtoku	Množství oleje	Ztráty
	[s]	[ml]	[Nm]	[s]	[ml]	[Nm]
A1	6,7	0,900	0,0200	5,5	0,30	0,070
A1 (rev)	1,5	0,050	0,0004	5,5	0,15	0,030
A2	5,5	0,825	0,0200	6,5	0,30	0,080
A3	6,0	0,920	0,0200	5,5	0,35	0,070
A4	6,0	0,600	0,0150	7,5	0,35	0,075
A4 (rev)	5,0	0,100	0,0006	8,0	0,35	0,030

Jako kritéria byly zvoleny množství oleje a momentové ztráty. Vzhledem k tomu, že časové ustálení je u všech modelů velmi podobné a je málo důležitým kritériem, není ve vícekritériální analýze dále uvažováno. V Tab. 3 jsou bodově ohodnoceny všechny varianty v jednotlivých kritériích. Bylo zvoleno bodové hodnocení se stupnicí od 0 do 100 bodů (0 – nejhorší, 100 – nejlepší). Jako ideální množství oleje na straně pastorku byla zvolena hodnota 1 ml na straně ozubeného kola byla zvolena hodnota 0,4 ml. Jelikož ztráta 0,0004 Nm je velmi nízká, je jako ideální hodnota u pastorku zvolena právě tato hodnota. Jako ideální hodnota ztráty ozubeného kola je zvolena hodnota 0,025 Nm. Přiřazené body u množství oleje jsou poměrem skutečné hodnoty a ideální hodnoty vynásobeným 100. V případě ztrát je hodnota obrácena (poměr ideální ku skutečné), protože čím nižší je ztráta tím vyšší je bodové ohodnocení.

Tab. 3 Bodové ohodnocení kritérií jednotlivých variant v poměru k ideální hodnotě kritérií

Model	Pastorek		Ozubené kolo	
	Množství oleje	Ztráty	Množství oleje	Ztráty
A1	90,00	2,00	75,00	35,71
A1 (rev)	5,00	100,00	37,50	83,33
A2	82,50	2,00	75,00	31,25
A3	92,00	2,00	87,50	35,71
A4	60,00	2,67	87,50	33,33
A4 (rev)	10,00	66,67	87,50	83,33

Po bodovém ohodnocení byla ke každému kritériu přiřazena váha kritéria. Váhy kritérií byly zvoleny bodovací metodou dle důležitosti. Nejdůležitější je zajistit mazání na straně pastorku i kola současně, proto jsou pro kritéria „množství oleje“ přiřazeny váhy 0,35. Méně důležité (váha 0,2) jsou ztráty ozubeného kola, protože kvůli jeho větší hloubce ponoření jsou vždy vyšší a nelze je hodnotit stejně jako ztráty pastorku, které jsou nejméně důležité (váha 0,1). V Tab. 4 jsou všechna bodová ohodnocení již vážena váhou kritérií. Pro vzájemné porovnání variant jsou sečteny body z jednotlivých kritérií. Na součet bodů je následně aplikováno podmíněné formátování (zelená – nejlepší varianta, oranžová – nejhorší varianta). Z výsledků plyne, že neexistuje žádná ideální ani bazální varianta. Model A3 je nejlepší variantou z hlediska klíčového kritéria množství oleje v oblastech na straně pastorku a kola, a proto je v porovnání s ostatními variantami nejvhodnější.

Tab. 4 Vážené procentuální zastoupení a hodnocení variant

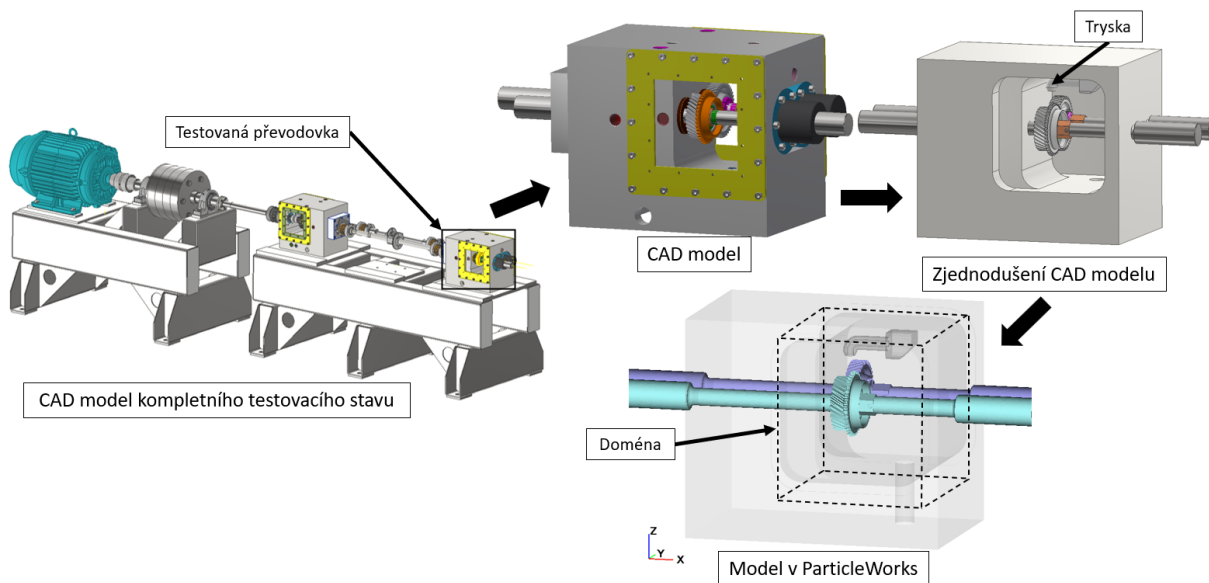
Model	Pastorek		Ozubené kolo		Suma
	Množství oleje	Ztráty	Množství oleje	Ztráty	
A1	31,50	0,20	26,25	7,14	65,09
A1 (rev)	1,75	10,00	13,13	16,67	41,54
A2	28,88	0,20	26,25	6,25	61,58
A3	32,20	0,20	30,63	7,14	70,17
A4	21,00	0,27	30,63	6,67	58,56
A4 (rev)	3,50	6,67	30,63	16,67	57,46
Váhy kritérií	0,35	0,10	0,35	0,20	

5 SIMULACE PROUDĚNÍ OLEJE V PŘEVODOVCE TZ

V této kapitole byla realizována úvodní studie proudění oleje v převodovce TZ s uzavřeným okruhem s využitím numerické metody MPS. Výsledky studie byly validovány experimentem realizovaným na zařízení pro testování převodovek. V přípravné fázi byl zjednodušen model převodovky TZ a byly aplikovány okrajové podmínky. V první simulaci bylo analyzováno proudění oleje při rozběhu převodového ústrojí TZ. V následujících simulacích byl sledován a analyzován vliv změny viskozity na proudění oleje v převodové skříni TZ při maximálních otáčkách. Všechny simulace byly provedeny na výpočetním zařízení s 8jádrovým procesorem AMD Ryzen 7 4750G a grafickou kartou HP NVIDIA RTX A5000.

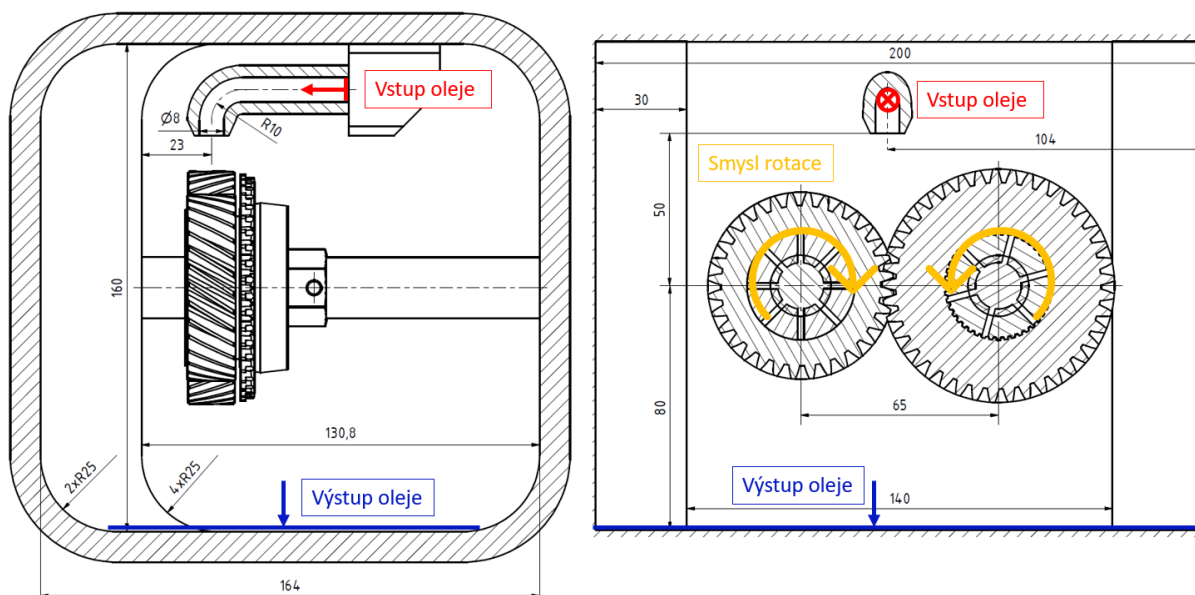
5.1 MODEL PŘEVODOVKY TZ

Pro potřeby simulace byl obdržen kompletní CAD model převodovky TZ s uzavřeným okruhem, který je využíván pro výzkum na Technické univerzitě v Ostravě. Z modelu byla separována testovaná převodovka, která byla následně zjednodušena. V softwaru Autodesk Inventor byla odstraněna náhledová okénka, otvory pro snímače a odtok oleje, šrouby, matice, ložiska a veškeré díly vně převodovky. Zjednodušený CAD model byl převeden do formátu STL a importován do prostředí ParticleWorks viz *Obr. 53*.



Obr. 53 Zjednodušení a implementace CAD modelu do prostředí ParticleWorks

Testovací převodovka s nuceným mazáním se skládá z jednostupňového převodu ozubených kol s šikmými zuby. Pastorek má průměr hlavové kružnice $61,25 \text{ mm}$, šířku zubů $15,85 \text{ mm}$ a počet zubů je 32. Spoluzabírající ozubené kolo má průměr hlavové kružnice $76,45 \text{ mm}$, šířku zubů $15,4 \text{ mm}$ a počet zubů je 41. Převodový poměr je $1,28125$. Distribuci oleje přímo do záběru ozubení zajišťuje tryska, která je uchycena na horní stěně převodové skříňe. Na dně převodové skříňe se nachází otvor pro odtékání oleje. Simulace jsou provedeny i se synchronizačním kroužkem pastorku. Rozměry trysky, převodové skříňe a polohy ozubených kol jsou zobrazeny na *Obr. 54*.



Obr. 54 Schéma převodovky s nastavenými okrajovými podmínkami

5.1.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Nejprve bylo potřeba definovat okrajové podmínky. Byla zvolena velikost a smysl otáček převodovky, vlastnosti oleje a místa, kudy elementy vstupují a vystupují z domény viz Obr. 54. V dalších krocích byla nastavena velikost elementů a s ní související časový krok vypočítaný dle rovnice (4). V poslední fázi bylo analyticky ověřeno, zda se jedná o laminární či turbulentní proudění a zda je třeba v simulaci spustit model pro turbulentní proudění.

OTÁČKY PŘEVODOVKY

V první simulaci MPS byl simulován rozběh převodovky s celkovým časem 10 s. Převodovka byla lineárně zrychlována až do 5,5 s simulace, kdy bylo dosaženo maximálních otáček, které po zbytek simulace zůstaly konstantní. Maximální otáčky pastorku byly 1100 min^{-1} a maximální otáčky ozubeného kola $858,54 \text{ min}^{-1}$. Smysl rotace ozubených kol je dle kapitoly 2.2.2 po směru hodinových ručiček viz Obr. 54.

Při následných simulacích vlivu viskozity oleje byly zvoleny konstantní maximální otáčky pro celkovou délku simulace 4 s. Bylo předpokládáno, že rozběhová fáze převodovky má na tvar proudění velký vliv pouze při způsobu mazání rozstříkem, a nikoliv při nuceném mazání, které je zde využito.

VLASTNOSTI OLEJE

Jako mazivo byl zvolen plně syntetický olej třídy SAE 75W-80 pro manuálně i automaticky řazené automobilové převodovky od výrobce Castrol [81]. Vlastnosti oleje jsou popsány v Tab. 5.

Tab. 5 Vlastnosti oleje Transmax Manual Z Long Life 75W-80 [81]

Transmax Manual Z Long Life 75W-80						
Třída	Hustota (15°C)	Bod vzplanutí	Bod tuhnutí	Viskozitní index	Kinematická viskozita (40°C)	Kinematická viskozita (100°C)
[-]	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	[°C]	[°C]	[-]	[$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$]	[$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$]
SAE 75W-80	847	250	-57	147	5,39E-05	9,00E-06

V simulaci rozběhu převodovky byla nastavena kinematická viskozita oleje $65 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, což dle [82] odpovídá oleji s viskozitní třídou SAE 75W-80 při teplotě $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pro simulace vlivu viskozity byly použity kinematické viskozity $375 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ a $30 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, které přibližně odpovídají dle [82] teplotám $0 \text{ }^\circ\text{C}$ a $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro porovnání vlivů viskozity je rovněž využita i první simulace při ustáleném stavu (od $5,5 \text{ s}$) s viskozitou $65 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Hustota oleje byla ve všech simulacích konstantní s hodnotou $857 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

VSTUP A VÝSTUP ELEMENTŮ

Olej do domény vstupuje tryskou o průměru 8 mm , která jej přivádí přímo do záběru soukolí. V simulacích byl pro generování elementů použit vstup (inflow), který je rovnoběžný se vstupní a výstupní hřídelí viz *Obr. 54*. Nejvyšší rychlost proudění elementů z trysky byla nastavena na $0,35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Výstup (outflow) byl původně modelován na stejném místě jako u experimentálního zařízení. Během řady přípravných simulací s většími elementy (3 mm až 1 mm) byl zjištěn problém z hlediska nárůstu výpočetního času kvůli hromadění elementů na dně převodové skříně (dno není skloněno, a tak neumožňuje snadný odtok oleje). Z hlediska úspory výpočetního času byl výstup aplikován na celé dno dle *Obr. 54* a tím došlo k redukci počtu elementů v doméně.

TYP PROUDĚNÍ

Byly provedeny analytické výpočty pro rozhodnutí o typu proudění v trysce pro přivádění oleje dle rovnice (5) [83]

$$Re_{tryska} = \frac{vd}{\nu}, \quad (5)$$

kde Re_{tryska} je Reynoldsovo číslo pro trysku, v je rychlost kapaliny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] a d je vnitřní průměr trysky [m]. Rychlost kapaliny je uvažována jako hodnota rychlosti generování částic ($0,35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). Nejvyšší Reynoldsovo číslo $93,3$ je při kinematické viskozitě $30 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Jelikož je nejvyšší Reynoldsovo číslo výrazně nižší než kritické Reynoldsovo číslo 2300 , všechna proudění lze považovat za laminární [83].

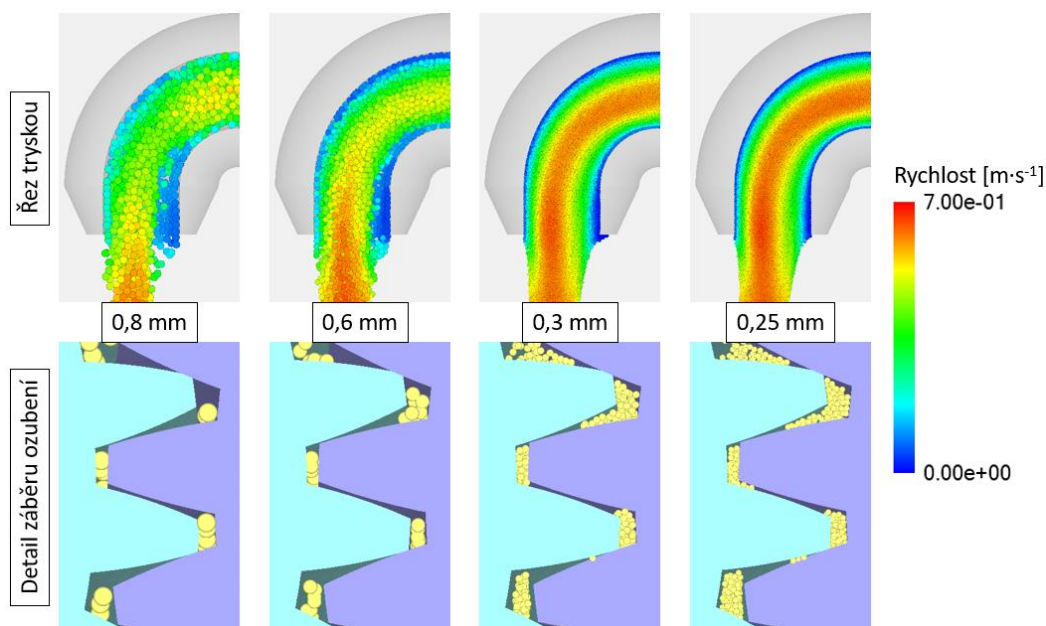
5.1.2 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA VELIKOSTI ELEMENTŮ

Byla provedena citlivostní analýza pro zjištění vhodné velikosti elementů v simulacích. Velikost elementů byla postupně zmenšována, dokud nebyla rychlost na stěně trysky nulová a v záběru ozubení nebyl dostatečný počet částic. Na obrázku *Obr. 55* byly srovnány velikosti elementů od $0,8 \text{ mm}$ do $0,25 \text{ mm}$. Při velikosti elementů $0,8 \text{ mm}$ s časovým krokem $4,67 \cdot 10^{-5} \text{ s}$ je patrné, že rychlost proudění na stěně trysky je nenulová a proudění je nedostatečně popsáno. Je rovněž patrné, že v zubové mezeře je zachyceno malé množství elementů. Při velikosti $0,6 \text{ mm}$ s časovým krokem $3,5 \cdot 10^{-5} \text{ s}$ došlo ke zlepšení popisu proudění v blízkosti stěny, avšak celkový popis proudění je nedostatečný a v oblasti záběru ozubení bylo taktéž nedostatečné množství elementů. U velikostí $0,3$ a $0,25 \text{ mm}$ (časové kroky $1,75 \cdot 10^{-5}$ a $1,46 \cdot 10^{-5} \text{ s}$) je proudění v trysce kvalitně popsáno a rychlost na stěně trysky je téměř rovna nule. Při těchto velikostech elementů se v záběru ozubení dostávají elementy i do úzkých mezer v záběru soukolí a jejich počet v těchto oblastech je výrazně vyšší.

Pro simulaci analýzy proudění oleje při rozběhu TZ byla z hlediska úspory výpočetního času zvolena velikost elementů $0,3 \text{ mm}$. Po 1 s simulace je při tomto rozlišení v převodové skříně

448 335 *elementů*. V důsledku aplikace výstupu (outflow) na celé dno je v závěru simulace v doméně pouze 533 222 *elementů*.

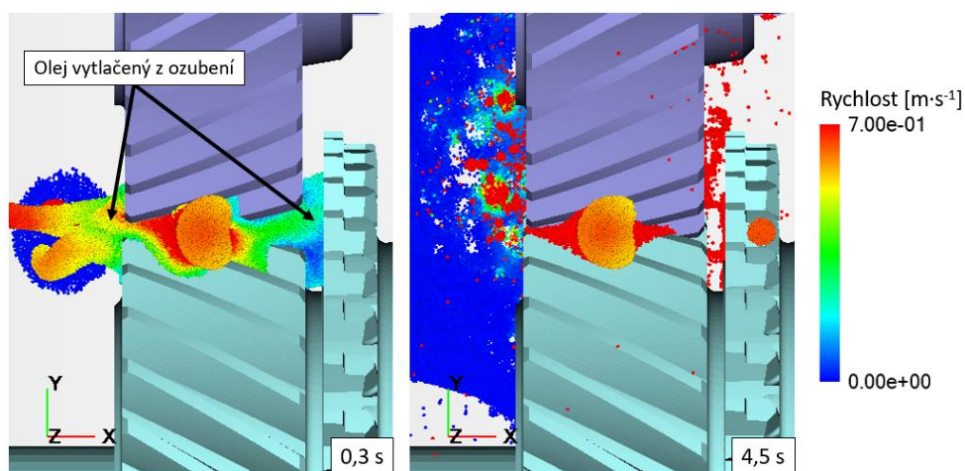
Pro simulace vlivu viskozity na proudění oleje byla z důvodu kratšího výpočetního času a aplikace výstupu (outflow) na celé dno převodové skříně zvolena velikost elementů 0,25 mm. U simulace s viskozitou $375 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ je po 1 s simulace v doméně 516 048 *elementů* a v závěru simulace 643 617 *elementů*. U viskozity $30 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ je v 1 s simulace v doméně 494 618 *elementů* a v závěru simulace 569 327 *elementů*.



Obr. 55 Řez tryskou a detailní pohled na záběr ozubení při různé velikosti elementů

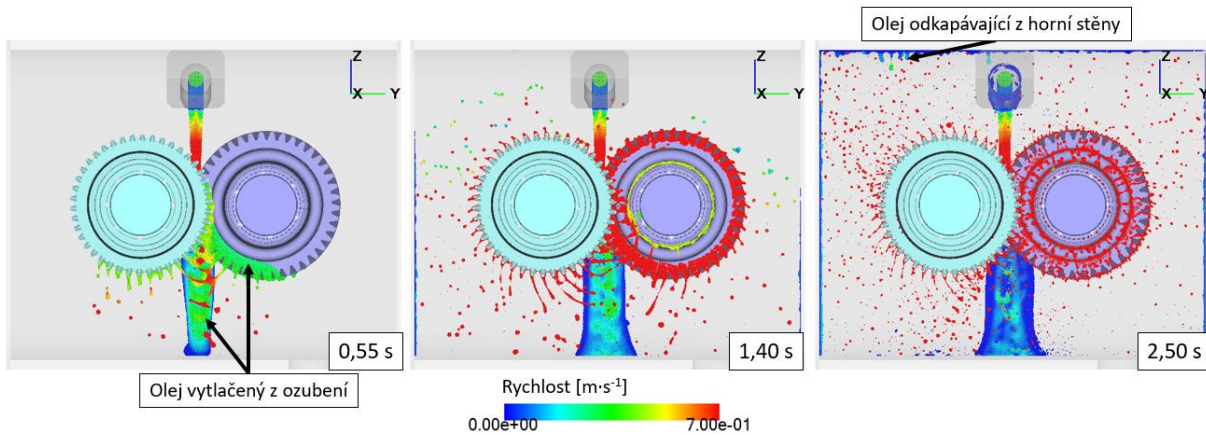
5.1.3 PROUDĚNÍ OLEJE PŘI ROZBĚHU

V této kapitole je sledován vliv rozběhu převodovky TZ s okrajovými podmínkami popsány v kapitole 5.1.1 na proudění oleje. První částice oleje se do záběru ozubení dostanou v čase 0,21 s po spuštění simulace.



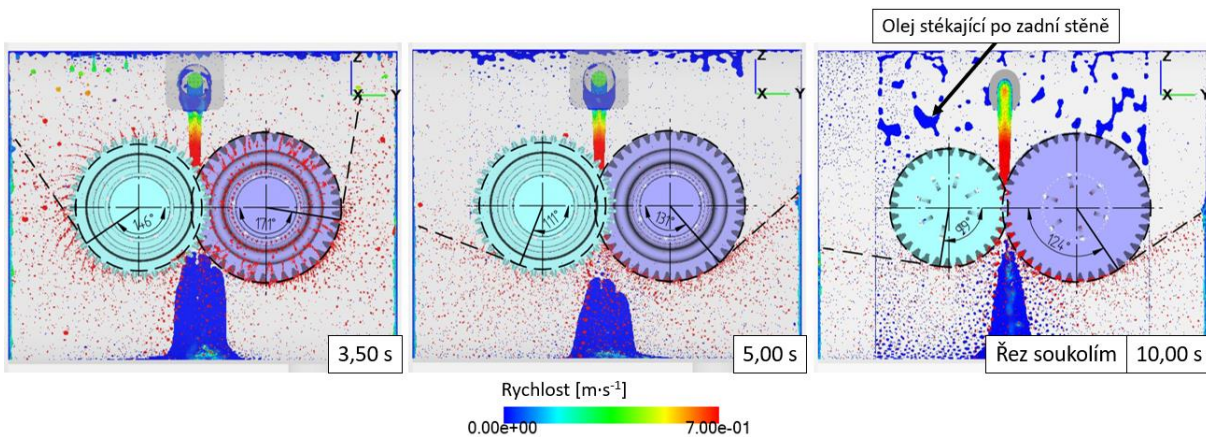
Obr. 56 Pohled shora na záběr ozubení (bez trysky)

V čase $0,3\text{ s}$ byl olej vytlačován z ozubení na obě strany soukolí viz *Obr. 56*, protože otáčky soukolí jsou příliš nízké a olej nestíhá být pohlcován. Na jedné straně byl olej volně vytlačen do prostoru a na druhé straně soukolí byl zachycován mezi soukolí a synchronizační kroužek.



Obr. 57 Pohled zepředu v čase $0,55$ až $2,5\text{ s}$

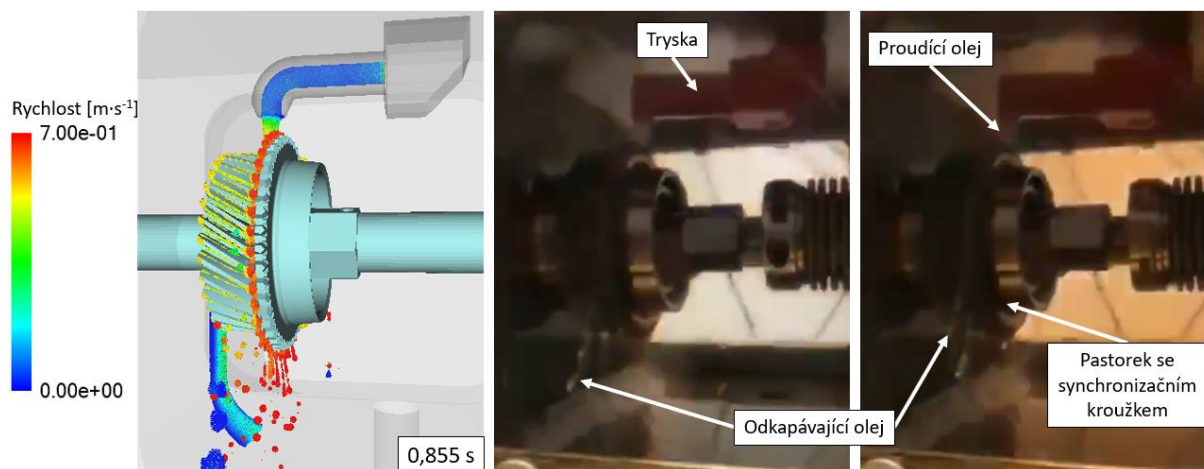
Na *Obr. 57* v čase $0,55\text{ s}$ odkapávaly kapky oleje primárně v důsledku působení tíhového zrychlení. Je patrné, že olej vytlačovaný na stranu se synchronizačním kroužkem ulpívá na boku ozubeného kola. Olej vytlačovaný do volného prostoru stéká po zadní stěně převodové skříně. V čase $1,4\text{ s}$ s rostoucími otáčkami (otáčky pastorku 280 min^{-1}) a s tím související odstředivou silou byl olej oddělován od soukolí do volného prostoru. V čase $2,5\text{ s}$ byl olej vynesena v důsledku odstředivé síly až na horní stěnu převodové skříně. Olej ulpívající na boku ozubeného kola byl rovněž od kola postupně oddělován.



Obr. 58 Pohled zepředu v čase $3,5$ až 10 s

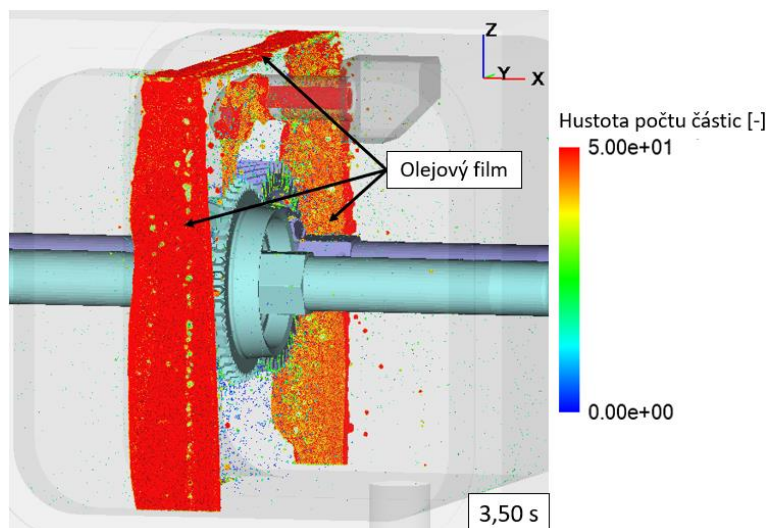
Na *Obr. 58* v čase $3,5\text{ s}$ při otáčkách pastorku 700 min^{-1} byl zachycen jev proudění kapek oleje přímo z ozubení. Proud oleje na straně pastorku svíral s vodorovnou osou kola úhel přibližně 146° a proud oleje na straně ozubeného kola svíral se stejnou osou úhel 171° . Velké množství odlétajících kapek oleje pocházelo stále z oleje zachyceného v mezeře mezi ozubeným kolem a synchronizačním kroužkem. V čase $4,5\text{ s}$ jsou již otáčky pastorku tak vysoké (900 min^{-1}), že soukolí kompletně odebírá přiváděný olej do záběru ozubení viz *Obr. 56*. V čase 5 s (*Obr. 58*) již na boku kola nebyly žádné kapky oleje a zůstalo pouze proudění oleje ze zubových mezer. Vlivem vyšších otáček (vyšší odstředivé síly) došlo k poklesu úhlů obou proudů (olej se od ozubení odděluje dříve). Proud oleje u pastorku se zmenšil na úhel 111° a u ozubeného kola na úhel 131° . V čase $5,5\text{ s}$ při maximálních otáčkách soukolí proudy

oleje svíraly ještě nižší úhly. Ve zbývajícím čase simulace byly proudy olejových kapek ustáleny z důvodu konstantních otáček na úhlech 99° pro pastorek a 124° pro ozubené kolo.



Obr. 59 Porovnání numerického a experimentálního přístupu

V poslední řadě byl na Obr. 59 porovnán numerický a experimentální přístup. Ze snímků zachycujících experiment prováděný na TZ je patrné, že v důsledku nízkých otáček ozubených kol (otáčky pastorku 171 min^{-1}) je odkapávání oleje způsobeno dominantně působením tíhového zrychlení na částice oleje. Je rovněž patrné, že olej odkapává převážně ze synchronizačního kroužku pastorku. Při těchto podmínkách byla dokázána shoda simulací s experimentálním přístupem. Umístění náhledových okének ze stran TZ nemusí být vhodné, protože již při otáčkách pastorku 280 min^{-1} dochází k ostríku stěn kapkami oleje viz Obr. 57. Při vyšších otáčkách pastorku (700 min^{-1}) mohou být náhledová okénka značně zanesena olejovým filmem viz Obr. 60.

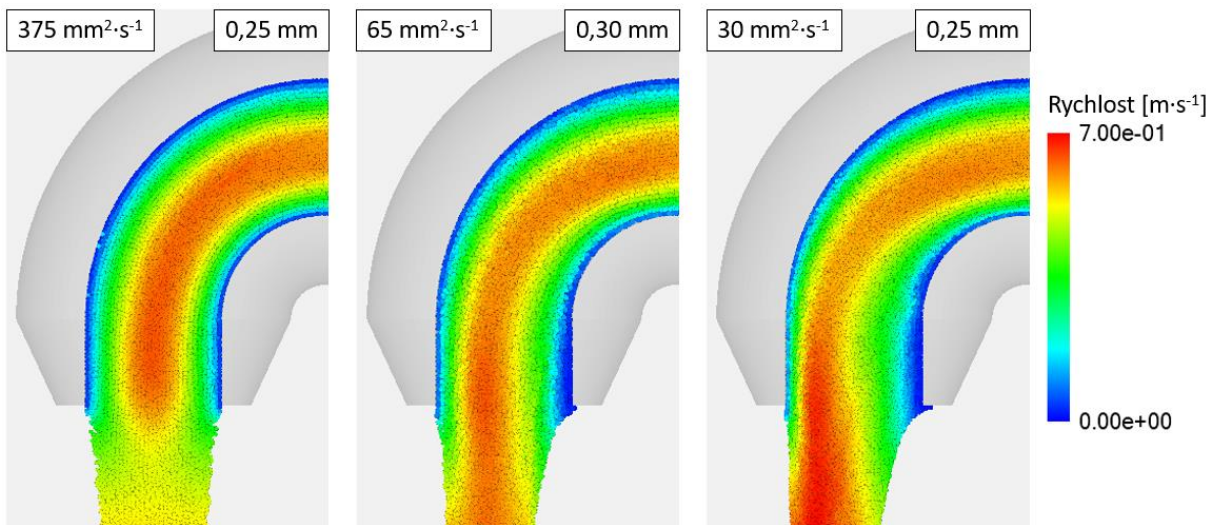


Obr. 60 Pohled na převodovou skříň při zanesení olejovým filmem

5.1.4 VLIV ZMĚNY VISKOZITY NA PROUDĚNÍ OLEJE

V této kapitole byl analyzován vliv rozdílné viskozity převodovky TZ na proudění oleje. Okrajové podmínky analyzované převodovky jsou popsány v kapitole 5.1.1. Na Obr. 61 jsou zobrazena proudění v trysce při různých kinematických viskozitách oleje. V případě nejvyšší viskozity ($375 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) je proudění v okolí střední osy trysky symetrické. U střední viskozity

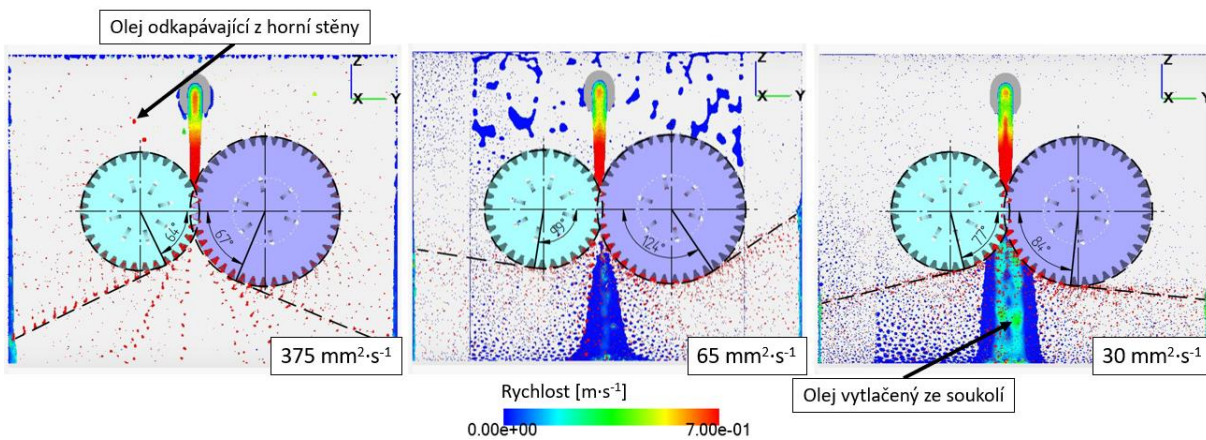
($65 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) byla pozorována drobná asymetrie a u nejnižší viskozity ($30 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) je proudění nejvíce asymetrické.



Obr. 61 Vliv viskozity na tvar proudění v trysce

Při nejvyšší viskozitě se olej dostává do záběru ozubení v čase $0,225 \text{ s}$, u střední viskozity v čase $0,21 \text{ s}$ a u nejnižší viskozity v čase $0,195 \text{ s}$ po spuštění simulace. Na Obr. 62 a Obr. 63 jsou zobrazeny snímky ze simulací při různých viskozitách. Jednotlivé snímky byly pořízeny při ustálení proudů oleje oddělovaných od soukolí. Snímky s nejvyšší a nejnižší viskozitou byly pořízeny v čase 4 s a snímky se střední viskozitou v čase 10 s .

Na snímku s nejvyšší viskozitou se hlavní proud oleje od soukolí odděluje u pastorku po 64° a u ozubeného kola po 67° viz Obr. 62. Vysoká viskozita způsobila, že nedocházelo k oddělování oleje pouze v jednom úhlu. Menší část olejových kapek zůstávala v zubových mezerách pastorku i ozubeného kola a oddělovala se po více než 180° . Díky tomu byly částice oleje vynášeny až na horní stěnu převodové skříně, odkud poté odkapávaly. Tvorbu velkých kapek oleje oproti simulacím s menšími viskozitami lze vysvětlit pomocí Obr. 63. Na obrázku je olej vstupující do ozubení příliš viskozitní, nedochází k jeho distribuci po celé šířce zubů soukolí a díky tomu se tvoří větší kapky oleje.

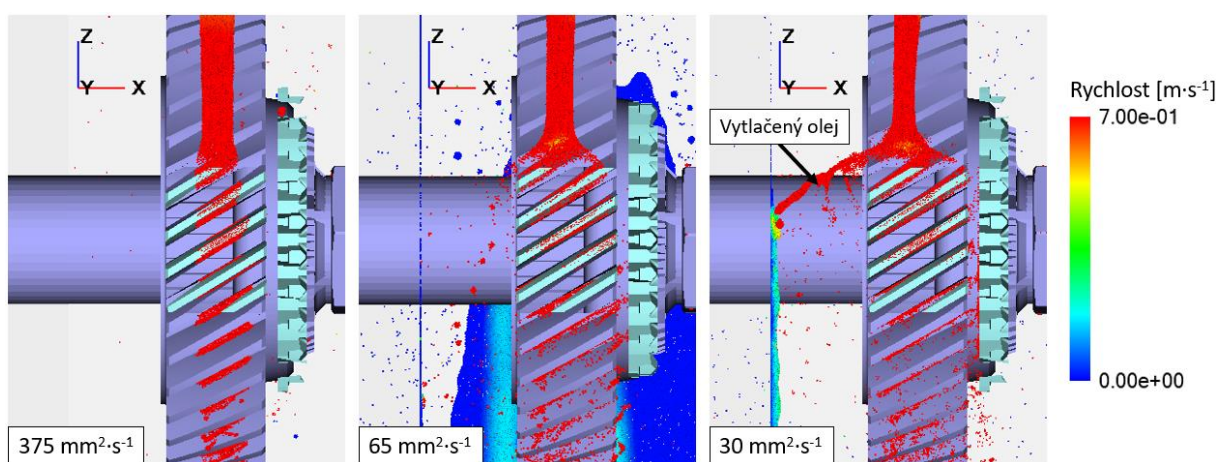


Obr. 62 Pohled zepředu při rozdílných viskozitách (řez soukolím)

Na Obr. 62 u snímku se střední viskozitou byly úhly oddělování oleje vlivem snížení viskozity větší. U pastorku byl úhel oddělování oleje 99° a u ozubeného kola 124° .

Oddělované kapky oleje byly v porovnání se simulací vysoké viskozity výrazně menší. Při pohledu na snímek se střední viskozitou na *Obr. 63* je patrné, že olej vstupující do záběru pastorku a ozubeného kola je distribuován po celé šířce zubů.

U snímku s nejmenší viskozitou na *Obr. 62* dochází ke snížení úhlů oddělování oleje od ozubeného soukolí. U pastorku došlo ke snížení úhlu oddělení oleje na 77° . U ozubeného kola poklesl úhel oddělení oleje na 84° . Velikost oddělených kapek oleje je přibližně stejná jako u simulace se střední viskozitou. Pouze u simulace s nejnižší viskozitou dochází k vytlačování oleje ze záběru ozubení. Na *Obr. 63* lze vidět olej vstupující do záběru ozubení, jehož část je v důsledku nízké viskozity vytlačena ven ze soukolí a stéká po stěně převodové skříně. Ke snížení úhlu oddělení oleje tedy pravděpodobně dochází, protože v zubových mezerách nezůstává takové množství oleje jako u případů s vyššími viskozitami. Ověření této hypotézy by však vyžadovalo hlubší a detailnější výzkum dané problematiky.



Obr. 63 Pohled zleva při rozdílných viskozitách (řez vedený místem záběru soukolí)

ZÁVĚR

V této diplomové práci byly provedeny simulace proudění oleje nejprve na převodových ústrojích s různými úpravami převodových skříní a poté na testovací převodovce pro výzkum ozubení pro automobilové aplikace. Simulace a vizualizace výsledků byly provedeny v softwaru Particleworks využívajícím semiimplicitní metodu pohybujících se částic.

Při simulacích převodovky bez úprav převodové skříně byly porovnány výsledky při velikostech elementů $0,7$ a $0,5$ mm v pěti podélných a pěti svislých řezech převodovou skříní. Proudění oleje u dna převodové skříně bylo u obou velikostí téměř shodné, ale v případě některých jevů v horní části převodové skříně docházelo k drobným odlišnostem. Jako kompromis mezi výpočetní náročností a přesností byla pro simulace s úpravami převodové skříně zvolena velikost $0,7$ mm. Velikost elementu je klíčovou vlastností bezsíťové metody MPS a má výrazný vliv na přesnost výsledků a výpočetní čas. Z těchto důvodů je potřeba nastavení velikosti elementu při numerických simulacích věnovat zvýšenou pozornost.

Byl sledován vliv úpravy převodové skříně na množství oleje v oblasti ložisek a vířivé ztráty ozubeného kola a pastorku. Největší množství oleje v oblastech ložisek bylo u modelu s kanálky pro sběr oleje. Vířivé ztráty modelu se sběrnými kanálky se neliší od modelu bez úprav převodové skříně. Největší vířivé ztráty bylo možné zaznamenat u modelu s upraveným víkem převodové skříně, protože dochází k zachycování oleje mezi horním víkem a soukolím. Při úpravě dna převodové skříně dojde k omezení rychlého proudu oleje a distribuce maziva je v důsledku nižší. Úprava dna však měla pozitivní vliv na distribuci oleje při reverzním chodu v porovnání s neupraveným modelem v reverzním chodu. V závěru této části bylo provedeno vícekritériální hodnocení variant, kde jako nejlepší varianta s ohledem na distribuci oleje i nízkých vířivých ztrát vyšel model s kanálky pro sběr oleje. Nejhorší variantou byl neupravený model při reverzním chodu.

Při realizaci úvodní studie proudění oleje v převodovce testovacího zařízení bylo zjištěno, že při nízkých otáčkách byl olej od soukolí oddělován převážně působením tíhového zrychlení. Tato skutečnost byla dokázána i s pomocí experimentu realizovaném na testovacím zařízení na Vysoké škole báňské – Technické univerzitě v Ostravě. S rostoucími otáčkami soukolí na kapky oleje působí větší odstředivá síla, která se stává dominantním vlivem určujícím místo oddělování částic oleje od ozubených kol. Při maximálních otáčkách se olej odděluje od pastorku po 99° od záběru ozubení a od ozubeného kola po 124° od záběru ozubení. Ukázalo se, že náhledová okénka pro sledování experimentu či pro umístění vysokorychlostní kamery jsou při určitých provozních podmínkách převodovky výrazně zanesena olejovým filmem. Otáčky soukolí mají výrazný vliv na směr proudění oleje a jeho distribuci po převodové skříní. V budoucím výzkumu je vhodné se zaměřit na další simulace a jejich validace pomocí technických experimentů v širším spektru otáček převodového ústrojí.

Při simulacích vlivu viskozity na proudění oleje bylo zjištěno, že viskozita oleje má výrazný vliv na velikost kapek oleje a na místo jejich oddělování od ozubeného kola a pastorku. Při vysoké viskozitě se v zubových mezerách koncentrují velké kapky oleje, protože olej není při nuceném mazání distribuován po celé šířce zubů. Na větší kapky oleje působí větší odstředivá síla, a proto jsou od pastorku a ozubeného kola oddělovány již po 64° a 67° od záběru ozubení. V případě nízké viskozity se při nuceném mazání distribuuje olej po celé šířce zubů a část oleje je vytlačena z ozubení. Tato skutečnost pravděpodobně ovlivňuje místo oddělení oleje od ozubení, protože při stejné velikosti kapek byl u střední viskozity sledován nárůst úhlů oddělení oleje a u nízké viskozity opětovný pokles úhlů oddělování oleje. V budoucnosti

je možné na tuto práci navázat detailnějším zkoumáním vlivu viskozity na proudění oleje v převodovém ústrojí.

INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] POWERLINK. *Transmission test stand with dyno testing*. Online. 2021. Dostupné z: <https://www.powerlinkpt.com/transmission-test-stand-en/>. [cit. 2024-04-01].
- [2] ACHTENOVA, Gabriela a MILACEK, Ondrej. *Innovative Configuration of the Closed-Loop Test Stand*. 2015. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1092>.
- [3] CHANGENET, Christophe a VELEX, Philippe. Housing influence on churning losses in geared transmissions. *Journal of mechanical design*. 2008, s. 1-6. ISSN 1050-0472.
- [4] MASSINI, Daniele; FONDELLI, Tommaso; FACCHINI, Bruno; TARCHI, Lorenzo a LEONARDI, Federico. High Speed Visualizations of oil Jet Lubrication for Aero-engine Gearboxes. *Energy Procedia*. 2016, roč. 101, s. 1248-1255. ISSN 1876-6102. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.140>.
- [5] CHEN, Sheng-wei a MATSUMOTO, Susumu. Influence of Relative Position of Gears and Casing Wall Shape of Gear Box on Churning Loss under Splash Lubrication Condition-Some New Ideas. *Tribology transactions*. 2016, roč. 59, č. 6, s. 993-1004. ISSN 1040-2004. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/10402004.2015.1129568>.
- [6] CHANGENET, Christophe a VELEX, Philippe. A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions - Preliminary Results. *Journal of mechanical design*. 2007, roč. 129, č. 1, s. 128-133. ISSN 1050-0472.
- [7] HÖHN, Bernd Robert; MICHAELIS, Klaus a OTTO, Hans Philipp. Influence of immersion depth of dip lubricated gears on power loss, bulk temperature and scuffing load carrying capacity. *International journal of mechanics and materials in design*. 2008, roč. 4, č. 2, s. 145-156. ISSN 1569-1713.
- [8] LIU, Ying; ZHANG, Xiangjun; ZHANG, Yiming a MENG, Yonggang. Experimental research on reasonable lubricant quantity for transmission gears used in high-speed train. *Science China Technological Sciences*. 2012, roč. 55, č. 12, s. 3455-3461. ISSN 1674-7321. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s11431-012-4986-3>.
- [9] SIEWERIN, B J; WINKLER, K J; TOBIE, T a STAHL, K. Influences on the lubricant supply of grease lubricated gears. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021, roč. 1097, č. 1, s. 1-10. ISSN 1757-8981.
- [10] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ [UNMZ]. ČSN ISO 14635, *Ozubená kola - Zkušební postupy FZG*. 2014.
- [11] PCS INSTRUMENTS. *Tribology Explained: Lubrication Regimes*. Online. 2023. Dostupné z: <https://pcs-instruments.com/articles/tribology-explained-lubrication-regimes/>. [cit. 2024-03-19].
- [12] KOHARA GEAR INDUSTRY CO. *Lubrication of Gears*. Online. 2021. Dostupné z: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/lubrication-of-gears.html. [cit. 2024-02-06].

- [13] ČESKÁ ASOCIACE PETROLEJÁŘSKÉHO PRŮMYSLU A OBCHODU [ČAPPO]. *Mazací oleje*. Online. 2021. Dostupné z: <https://www.cappo.cz/pohonne-hmoty-a-energie-pro-mobilitu/mazaci-oleje>. [cit. 2024-01-27].
- [14] STEPHAN, Simon; SCHMITT, Sebastian; HASSE, Hans a URBASSEK, Herbert M. Molecular dynamics simulation of the Stribeck curve: Boundary lubrication, mixed lubrication, and hydrodynamic lubrication on the atomistic level. *Friction*. 2023, roč. 11, č. 12, s. 2342-2366. ISSN 2223-7690.
- [15] NICHOLAS, G.; CLARKE, B. P. a DWYER-JOYCE, R. S. Detection of lubrication state in a field operational wind turbine gearbox bearing using ultrasonic reflectometry. *Lubricants*. 2021, roč. 9, č. 1, s. 1-22. ISSN 2075-4442.
- [16] CALÇADA, Rui a KAEWUNRUEN, Sakdirat (ed.). *Rail Infrastructure Resilience: A Best-Practices Handbook*. Woodhead Publishing, 2022. ISBN 978-0-12-821042-0.
- [17] BAUMANN, Axel a BERTSCHE, Bernd. Coefficient of friction behavior of gear oils and significance for the meshing process of spur gears. *Forschung im Ingenieurwesen*. 2022, roč. 86, č. 4, s. 795-805. ISSN 0015-7899.
- [18] KOMVOPOULOS, K; SAKA, N a SUH, N. P. The Mechanism of Friction in Boundary Lubrication. *Journal of Tribology*. 1985, roč. 107, č. 4, s. 452-462.
- [19] NORIA CORPORATION. *Lubrication Regimes Explained*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.machinerylubrication.com/Read/30741/lubrication-regimes>. [cit. 2024-03-16].
- [20] MAHADESHWARA, Manoj Rajankunte. *Boundary Lubrication Regime*. Online. 2022. Dostupné z: <https://www.tribonet.org/wiki/boundary-lubrication-regime/>. [cit. 2024-03-16].
- [21] PATIR, Nadir a CHENG, Henry S. An Average Flow model for Determining Effects of ThreeDimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. *Journal of Lubrication Technology*. 1978, roč. 100, č. 1, s. 12-17.
- [22] GREENWOOD, James A. a TRIPP, J. H. The Contact of two Nominally Flat Rough Surfaces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1970, roč. 185, č. 1, s. 625-633.
- [23] MAHADESHWARA, Manoj Rajankunte. *Hydrodynamic Lubrication Regime*. Online. 2022. Dostupné z: <https://www.tribonet.org/wiki/hydrodynamic-lubrication-regime/>. [cit. 2024-03-17].
- [24] REYNOLDS, Osborne. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*. 1886, roč. 177, s. 157-234.
- [25] SPIKES, Hugh A. Sixty years of EHL. *Lubrication science*. 2006, roč. 18, č. 4, s. 265-291. ISSN 0954-0075.

- [26] ERRICHELLO, Robert. *Elastohydrodynamic Lubrication (EHL): A Review*. Online. 2015. Dostupné z: <https://www.geartechnology.com/articles/22163-elastohydrodynamic-lubrication-ehl-a-review>. [cit. 2024-03-17].
- [27] SPIKES, Hugh. Basics of EHL for practical application. *Lubrication science*. 2015, roč. 27, č. 1, s. 45-67. ISSN 0954-0075.
- [28] LIU, Heli; LIU, Huaiju; ZHU, Caichao a PARKER, Robert G. Effects of lubrication on gear performance: A review. *Mechanism and machine theory*. 2019, roč. 145, s. 1-14. ISSN 0094-114X.
- [29] AMARILLO GEAR SERVICES. *3 Common Methods Of Gearbox Lubrication*. Online. 2017. Dostupné z: <https://amarillogearservice.com/3-common-methods-gearbox-lubrication/>. [cit. 2024-02-06].
- [30] NEUROUTH, A; CHANGENET, C; VILLE, F; OCTRUE, M a TINGUY, E. Experimental Investigations to Use Splash Lubrication for High-Speed Gears. *Journal of tribology*. 2017, roč. 139, č. 6. ISSN 0742-4787.
- [31] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: mechanické převody*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2000. ISBN 80-707-8807-0.
- [32] LEPRINCE, G; CHANGENET, C; VILLE, F a VELEX, P. Investigations on Oil Flow Rates Projected on the Casing Walls by Splashed Lubricated Gears. *Advances in tribology*. 2012, roč. 2012, s. 1-7. ISSN 1687-5915.
- [33] DENG, Xingqiao; WANG, Shisong; WANG, Shike; WANG, Jie; LIU, Yucheng et al. Lubrication mechanism in gearbox of high-speed railway trains. *Journal of advanced mechanical design, systems, and manufacturing*. 2020, roč. 14, č. 4, s. 1-19.
- [34] DECKENBACH CZ S.R.O. *Molyduval: Speciální maziva a jejich použití*. Online. 1999. Dostupné z: https://www.fina-oleje.cz/files/produkty/molyduval/prevodova_maziva.pdf. [cit. 2024-02-15].
- [35] AKIN, L.S.; TOWNSEND, D.P. a MROSS, J.J. STUDY OF LUBRICANT JET FLOW PHENOMENA IN SPUR GEARS. *Technical Memorandum TM X-71572, NASA*. 1974.
- [36] FONDELLI, Tommaso; ANDREINI, Antonio; DA SOGHE, Riccardo; FACCHINI, Bruno a CIPOLLA, Lorenzo. Numerical Simulation of Oil Jet Lubrication for High Speed Gears. *International Journal of Aerospace Engineering*. 2015, roč. 2015, s. 1-13. ISSN 1687-5966.
- [37] HU, Jing; XUN, Bo; ZHANG, Xin-ming a ZHANG, Qing-yu. Design and research of new-type nozzle structure based on oil-air lubrication. *Meccanica*. 2024, roč. 59, č. 1, s. 1-18. ISSN 0025-6455.
- [38] AUROLUBE. *What Are the Different Types of Lubricants and What Are Their Applications?* Online. 2021. Dostupné z: <https://aurolube.com/blog/different-types-of-lubricants-and-their-applications/>. [cit. 2024-02-03].

- [39] RUDNICK, Leslie R. (ed.). *Synthetics, mineral oils, and bio-based lubricants: chemistry and technology*. 2. vyd. Boca Raton: CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4398-5537-9.
- [40] HRDLIČKA, Zdeněk. *Automobilové kapaliny*. Praha: Grada, 1996. ISBN 80-716-9332-4.
- [41] EKOLUBE S.R.O. *Oleje.cz - základové oleje*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/poradna/zakladove-oleje>. [cit. 2024-01-27].
- [42] MALINOWSKA, M. THE EFFECTS OF THE ADDITION OF VEGETABLE OIL ON THE VISCOSITY OF USED MARINE ENGINE OIL MARINOL RG 1240. *New Trends in Production Engineering*. 2018, roč. 1, č. 1, s. 479-485.
- [43] ADINOL CENTRAL EUROPE S.R.O. *Viskozita*. Online. Dostupné z: <https://www.addinol.cz/viskozita>. [cit. 2024-01-28].
- [44] ANTON PAAR GMBH. *Viscosity of gear oils*. Online. 2024. Dostupné z: <https://wiki.anton-paar.com/en/gear-oil/>. [cit. 2024-01-27].
- [45] NORIA CORPORATION. *Machinery Lubrication: Lubricant Additives - A Practical Guide*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.machinerylubrication.com/Read/31107/oil-lubricant-additives>. [cit. 2024-01-28].
- [46] RUSNÁK, Juraj; KADNÁR, Milan; TÓTH, František a KROČKO, Michal. POSSIBILITIES OF USING THE ECOLOGICAL OIL ARNICA S 46 IN AGRICULTURAL ENGINEERING. *Journal of Central European agriculture*. 2013, roč. 14, č. 4, s. 1444-1455. ISSN 1332-9049.
- [47] OMA CZ. *Viskozita NLGI*. Online. Dostupné z: <https://omacz.cz/cs/normy/detail/viskozita>. [cit. 2024-01-29].
- [48] GURT, Alan a KHONSARI, Michael M. Testing grease consistency. *Lubricants*. 2021, roč. 9, č. 2, s. 1-16. ISSN 2075-4442.
- [49] MAHADESHWARA, Manoj Rajankunte. *What is grease?* Online. 2022. Dostupné z: https://www.tribonet.org/wiki/what-is-grease/#Function_of_Grease. [cit. 2024-01-29].
- [50] NYE LUBRICANTS, INC. *Choosing the Right Grease Thickening System: Soap Thickeners*. Online. 2023. Dostupné z: <https://www.nyelubricants.com/choosing-the-right-grease-thickening-system>. [cit. 2024-01-30].
- [51] VK LOŽISKA S.R.O. *Plastická maziva*. Online. Dostupné z: <https://www.vkloziska.cz/plasticka-maziva>. [cit. 2024-01-30].
- [52] CONRAD, Andreas; HODAPP, Annika; HOCHSTEIN, Bernhard; WILLENBACHER, Norbert a JACOB, Karl-Heinz. Low-Temperature Rheology and Thermoanalytical Investigation of Lubricating Greases: Influence of Thickener Type and Concentration on Melting, Crystallization and Glass Transition. *Lubricants*. 2022, roč. 10, č. 1, s. 1-14. ISSN 2075-4442.

- [53] VELURI, Riya. *Dry Lubricants*. Online. 2022. Dostupné z: <https://www.tribonet.org/wiki/dry-lubricants/#Applications>. [cit. 2024-02-01].
- [54] SAFDER, Arslan. *Dry lubricants and their use in machinery*. Online. 2021. Dostupné z: <https://nanografi.com/blog/dry-lubricants-and-their-use-in-machinery/>. [cit. 2024-02-01].
- [55] YILMAZ, M; KRATZER, D; LOHNER, T; MICHAELIS, K a STAHL, K. A study on highly-loaded contacts under dry lubrication for gear applications. *Tribology international*. 2018, roč. 128, s. 410-420. ISSN 0301-679X.
- [56] HOSAIN, Md Lokman a FDHILA, Rebei Bel. Literature Review of Accelerated CFD Simulation Methods towards Online Application. *Energy Procedia*. 2015, roč. 75, s. 3307-3314. ISSN 1876-6102. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.714>.
- [57] MOUKALLED, Fadl Hassan; MANGANI, Luca a DARWISH, Marwan. *The finite volume method in computational fluid dynamics: an advanced introduction with OpenFOAM® and Matlab®*. Switzerland: Springer, 2016. ISBN 978-3-319-16873-9.
- [58] LIU, Hua; JURKSCHAT, Thomas; LOHNER, Thomas a STAHL, Karsten. Detailed investigations on the oil flow in dip-lubricated gearboxes by the finite volume CFD method. *Lubricants*. 2018, roč. 6, č. 47, s. 1-14. ISSN 2075-4442. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/lubricants6020047>.
- [59] LIU, Hua; DANGL, Florian; LOHNER, Thomas a STAHL, Karsten. Numerical Visualization of Grease Flow in a Gearbox. *Chinese journal of mechanical engineering*. English ed. 2023, roč. 36, č. 28, s. 1-14. ISSN 1000-9345. Dostupné z: <https://doi.org/10.1186/s10033-023-00831-7>.
- [60] LIU, Hua; STANDL, Philipp; SEDLMAIR, Martin; LOHNER, Thomas a STAHL, Karsten. Efficient CFD Simulation Model for a Planetary Gearbox. *Forschung im Ingenieurwesen*. 2018, roč. 82, s. 319-330. ISSN 0015-7899. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s10010-018-0280-2>.
- [61] HIRT, C.W a NICHOLS, B.D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of computational physics*. 1981, roč. 39, č. 1, s. 201-225. ISSN 0021-9991. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0021-9991\(81\)90145-5](https://doi.org/10.1016/0021-9991(81)90145-5).
- [62] DJAVARESHKIAN, Mohammad Hassan a KHALILI, Mohammad. Simulation of Sloshing with the Volume of Fluid Method. *Fluid dynamics & materials processing*. 2006, roč. 2, č. 4, s. 299-308. ISSN 1555-256X. Dostupné z: <https://doi.org/10.3970/fdmp.2006.002.299>.
- [63] GOPALA, Vinay Ramohalli a VAN WACHEM, Berend G. M. Volume of fluid methods for immiscible-fluid and free-surface flows. *Chemical engineering journal: 1996*. 2008, roč. 141, č. 1, s. 204-221. ISSN 1385-8947. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.cej.2007.12.035>.
- [64] LIU, Jing a XU, Zidan. A simulation investigation of lubricating characteristics for a cylindrical roller bearing of a high-power gearbox. *Tribology international*. 2022, roč.

- 167, s. 107373. ISSN 0301-679X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107373>.
- [65] LIU, He; DAI, Yu; JIA, Jifu a ZHU, Xiang. CFD Investigation into Flow Characteristics of a Special Splash Lubrication in Light Helicopters. *Aerospace*. 2022, roč. 9, č. 9. ISSN 2226-4310. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/aerospace9090482>.
- [66] JI, Zhe; STANIC, Milos; HARTONO, Erwin Adi a CHERNORAY, Valery. Numerical simulations of oil flow inside a gearbox by Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) method. *Tribology international*. 2018, roč. 127, s. 47-58. ISSN 0301-679X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.05.034>.
- [67] LIU, M. B. a LIU, G. R. Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH): an Overview and Recent Developments. *Archives of computational methods in engineering*. 2010, roč. 17, č. 1, s. 25-76. ISSN 1134-3060. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s11831-010-9040-7>.
- [68] BØCKMANN, Arne; SHIPILOVA, Olga a SKEIE, Geir. Incompressible SPH for free surface flows. *Computers & fluids*. 2012, roč. 67, s. 138-151. ISSN 0045-7930. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.07.007>.
- [69] LOBOVSKÝ, Libor a KŘEN, Jiří. Smoothed particle hydrodynamics modelling of fluids and solids. *Applied and Computational Mechanics*. 2007, roč. 1, č. 2, s. 521-530. ISSN 1802-680X.
- [70] SIEMENS. *Simcenter SPH Flow software*. Online. 2024. Dostupné z: <https://plm.sw.siemens.com/en-US/simcenter/fluids-thermal-simulation/sph-flow/>. [cit. 2024-04-15].
- [71] ALTAIR. *SPH Solver (Altair® nanoFluidX®) Features*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.altair.de/altair-cfd-capabilities/#sph>. [cit. 2024-04-15].
- [72] ANSYS. *Particle Methods*. Online. 2023. Dostupné z: <https://lsdyna.ansys.com/knowledge-base/particle-methods/>. [cit. 2024-04-15].
- [73] KOSHIZUKA, Seiichi a OKA, Yoshiaki. Moving-Particle Semi-Implicit Method for Fragmentation of Incompressible Fluid. *Nuclear science and engineering*. 1996, roč. 123, č. 3, s. 421-434. ISSN 0029-5639. Dostupné z: <https://doi.org/10.13182/NSE96-A24205>.
- [74] SUN, Zhe; DOU, Li Yuan; TAN, Si Yuan; XU, Zi Kai; DJIDJELI, Kamal et al. Review of the State-of-Art of MPS Method in Ocean Engineering. *Journal of marine science and engineering*. 2022, roč. 10, č. 8. ISSN 2077-1312. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/jmse10081003>.
- [75] ATAIE-ASHTIANI, Behzad a FARHADI, Leila. A stable moving-particle semi-implicit method for free surface flows. *Fluid dynamics research*. 2006, roč. 38, č. 4, s. 241-256. ISSN 0169-5983. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.fluiddyn.2005.12.002>.

- [76] ENGINSOFT. *Particleworks: An advanced CFD Software solution, based on the Moving Particle Simulation (MPS) method*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.enginsoft.com/solutions/particleworks.html>. [cit. 2024-04-17].
- [77] SHAO, Shuai; ZHANG, Kai-lin; YAO, Yuan; LIU, Yi a GU, Jun. Investigations on lubrication characteristics of high-speed electric multiple unit gearbox by oil volume adjusting device. *Journal of Zhejiang University. A. Science*. 2022, roč. 23, č. 12, s. 1013-1026. ISSN 1673-565X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1631/2023.A2200274>.
- [78] WEI, Chunhui; WU, Wei; HOU, Xiaonan; NELIAS, Daniel a YUAN, Shihua. Research on flow pattern of low temperature lubrication flow field of rotating disk based on MPS method. *Tribology international*. 2023, roč. 180. ISSN 0301-679X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108221>.
- [79] TOKURA, Sunao. Comparison of Particle Methods : SPH and MPS. Online. In: *13th International LS-DYNA Users Conference*. Detroit, 2014, s. 1-10. Dostupné z: <https://www.dynalook.com/conferences/13th-international-ls-dyna-conference/fluid-structure-interaction/comparison-of-particle-methods-sph-and-mps>. [cit. 2024-04-19].
- [80] EXXON MOBIL CORPORATION. *Mobil DTE Oil Heavy Medium*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.mobil.com/en/lubricants/for-businesses/industrial/lubricants/products/products/mobil-dte-oil-heavy-medium>. [cit. 2024-02-25].
- [81] CASTROL. *Transmax Manual Z Long Life 75W-80 - Product data*. Online. 2019. Dostupné z: [https://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/7A3F297E6E4526F48025849C0040955B/\\$File/BPXE-BHBV8V.pdf](https://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/7A3F297E6E4526F48025849C0040955B/$File/BPXE-BHBV8V.pdf). [cit. 2024-05-03].
- [82] WIDMAN, Richard. *The Difference between GL-4 and GL-5 Gear Oils*. Online. 2020. Dostupné z: https://www.widman.biz/uploads/Transaxle_oil.pdf. [cit. 2024-05-03].
- [83] PIPE FLOW SOFTWARE. *Reynolds Numbers*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.pipeflow.com/pipe-pressure-drop-calculations/reynolds-numbers>. [cit. 2024-05-14].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b	[m]	Šířka ozubeného kola
C	[-]	Courantovo číslo
d	[m]	Vnitřní průměr trysky
Δt	[s]	Časový krok
$\Delta t_{poč}$	[s]	Počáteční časový krok
l_0	[m]	Průměr elementů
$n_{max,k}$	[min ⁻¹]	Maximální otáčky ozubeného kola
r	[m]	Poloměr roztečné kružnice
Re_{krit}	[-]	Kritické Reynoldsovo číslo
$Re_{krit,A1}$	[-]	Nejvyšší Reynoldsovo číslo pro model A1
Re_{tryska}	[-]	Reynoldsovo číslo pro trysku
u_{max}	[m·s ⁻¹]	Maximální rychlost v průběhu simulace
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost kapaliny
ν	[m ² ·s ⁻¹]	Kinematická viskozita
ν_{max}	[m ² ·s ⁻¹]	Maximální kinematická viskozita
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost
CAD		Počítačem podporované projektování
CFD		Výpočtová dynamika tekutin
EHD		Elastohydrodynamické mazání
EO		Esterové oleje
EP		Extrémní tlaky
FEM		Metoda konečných prvků
FVM		Metoda konečných objemů
HD		Hydrodynamické mazání
MM		Mezné mazání
MoS ₂		Disulfid molybdenu
MPS		Semiimplicitní metoda pohybujících se částic
NLGI		Národní institut pro plastická maziva
NS		Navier - Stokesovy
PAG		Polyalkylen glykoly
PAO		Polyalfaolefiny

PFPE	Perfluoropolyethery
PIV	Integrální laserové anemometrie
PTFE	Polytetrafluoretylen
SM	Smíšené mazání
SPH	Hydrodynamika hladkých částic
TZ	Testovací zařízení
VI	Viskozitní index
VOF	Metoda objemu tekutiny
WS ₂	Disulfid wolframu