

Fakulta strojního inženýrství  
Ústav konstruování

Faculty of Mechanical Engineering  
Institute of Machine and Industrial Design

# Experimentální studium chování mazacích filmů kontaminovaných vodou

Experimental Study of Lubrication Films Contaminated by Water

Disertační práce

Dissertation

Autor práce: **Ing. Daniel Koutný**

Author

Vedoucí práce: **doc. Ing. Ivan Křupka, Ph.D.**

Supervisor



## **ABSTRAKT**

Disertační práce se zabývá experimentálním studiem mazacích filmů kontaminovaných vodou. Pro objasnění chování kontaminovaného maziva byly provedeny experimenty simulující režim smíšeného a elastohydrodynamického mazání. Smíšené mazání bylo simulováno na měřicím zařízení AX-MAT, kde byly sledovány tribologické parametry jako součinitel tření a opotřebení. Elastohydrodynamické mazání bylo simulováno na optickém tribometru, kde byla sledována tloušťka mazacího filmu a chování disperzních částic emulze V/O. Pro modelování kontaminovaného maziva byla zvolena příprava emulze přímo v zařízení AX-MAT nebo příprava mícháním v ultrazvukové laboratorní čističce. Rovněž byly realizovány experimenty na zjištění rozložení velikosti částic a stanovení povrchového a mezifázového napětí. Výsledky experimentů na zařízení AX-MAT ukázaly, že při mazání emulzí V/O nedocházelo ke zhoršení tribologických parametrů a voda do kontaktu pravděpodobně nevnikala. Experimenty na optickém tribometru byly prováděny s hladkými i drsnými povrchy a výsledky měření ukázaly, že tloušťka mazací vrstvy nebyla při mazání použitými emulzemi V/O ovlivněna.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

kontaminace vodou, emulze V/O, tenké mazací filmy, optická interferometrie, tribologické vlastnosti

## **ABSTRACT**

The thesis deals with an experimental study of lubricated films contaminated by water. Experiments for simulating of mixed lubrication and elastohydrodynamic lubrication regimes have been performed to observe the behavior of contaminated lubricant. Mixed lubrication regime has been simulated on testing rig AX-MAT, where tribological parameters like a friction coefficient and a wear have been measured. Elastohydrodynamic lubrication regime has been simulated on an optical tribometer, where a lubrication film thickness has been measured and the behavior of water droplets of W/O emulsion has been observed. The testing rig AX-MAT and a laboratory ultrasound cleaner have been chosen for sample preparations of contaminated lubricant. Particle size distributions, surface and interfacial tension of emulsions have been obtained before the experiments. It has been found from experiments on AX-MAT testing rig that the tribological properties have not been influenced and water did not probably enter between contact surfaces during lubrication with emulsions. Experiments on the optical tribometer have been performed with smooth and rough surfaces. The results show that the lubrication film thickness has not been affected during lubrication with W/O emulsions.

## **KEY WORDS**

water contamination, W/O emulsion, thin lubrication film, optical interferometry, tribological properties

---



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

---

KOUNÝ, D. Experimentální studium chování mazacích filmů kontaminovaných vodou. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 80s. Vedoucí disertační práce doc. Ing. Ivan Křupka, Ph.D.

---



## **PROHLÁŠENÍ AUTORA**

---

Čestně prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně, na základě uvedené literatury a za podpory školitele doc. Ing. Ivana Křupky, Ph.D.

V Brně dne: .....

.....  
Ing. Daniel Koutný



## PODĚKOVÁNÍ

---

Rád bych touto cestou poděkoval především vedoucímu mé disertační práce doc. Ing. Ivanu Křupkovi, Ph.D., a to zejména za jeho odborné vedení, ochotu a vstřícný přístup. Poděkování patří také doc. Ing. Dušanu Kolářovi, CSc. za cenné rady a doporučení a Ing. Kláře Částkové, Ph.D. za pomoc s experimenty pro stanovení velikosti částic. Dále bych chtěl poděkovat akademickým pracovníkům Ústavu fyzikální a spotřební chemie FCH, VUT v Brně jmenovitě doc. RNDr. Františku, Krčmovi, Ph.D. a Ing. Jiřímu Kučeríkovi, Ph.D. za to, že mi umožnili realizovat experimenty na jejich pracovišti a rovněž Ing. Soně Lichovnickové za pomoc při obsluze zařízení.

---



## OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>ŠNEKOVÉ PŘEVODY</b> .....	<b>14</b>
2.1	Rozdělení šnekových převodů.....	14
2.2	Ztráty šnekového převodu, součinitel tření, dotykové čáry.....	15
2.3	Nepřesnost výroby.....	17
<b>3</b>	<b>TRIBOLOGICKÉ ASPEKTY ŠNEKOVÝCH PŘEVODŮ</b> .....	<b>19</b>
3.1	Mazání .....	19
3.2	Zadírání.....	22
3.3	Mikropitting.....	22
3.4	Opotřebení .....	23
3.5	Kontaminace mazacího systému .....	23
<b>4</b>	<b>STANOVENÍ TLOUŠŤKY MAZACÍHO FILMU</b> .....	<b>25</b>
4.1	Mezné mazání.....	25
4.2	Smíšené mazání .....	26
4.3	Hydrodynamické mazání.....	27
4.4	Elastohydrodynamické mazání.....	27
<b>5</b>	<b>EMULZE VODY V OLEJI A OLEJE VE VODĚ</b> .....	<b>29</b>
5.1	Složení emulze.....	29
<b>6</b>	<b>CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE</b> .....	<b>36</b>
<b>7</b>	<b>PŘÍPRAVA EMULZE V/O</b> .....	<b>37</b>
7.1	Příprava v zařízení AX-MAT .....	37
7.2	Příprava odstředivým čerpadlem.....	38
7.3	Příprava ultrazvukem.....	39
7.4	Viskozita emulze .....	40
7.5	Povrchové napětí .....	40
7.5.1.	Fázové rozhraní .....	40
7.5.2.	Úhel smáčení .....	41
7.5.3.	Metody stanovení povrchového a mezifázového napětí .....	42
7.5.4.	Stanovení povrchového napětí kontaktních povrchů .....	43
7.5.5.	Stanovení povrchového a mezifázového napětí emulze V/O ...	45
7.6	Shrnutí .....	48
<b>8</b>	<b>VLIV EMULZE V/O NA VELIKOST TŘENÍ A OPOTŘEBENÍ</b> .....	<b>49</b>
8.1	Zkušební zařízení.....	49
8.2	Podmínky zkoušky .....	50
8.2.1.	Experiment 1 .....	50
8.2.2.	Experiment 2 .....	50
8.2.3.	Experiment 3 .....	51
8.3	Měřené veličiny .....	51
8.4	Charakteristika měřených materiálových dvojic.....	51
8.4.1.	Experiment 1 .....	51
8.4.2.	Experiment 2 .....	52
8.4.3.	Experiment 3 .....	52
8.5	Dosažené výsledky .....	52
8.5.1.	Experiment 1 .....	52
8.5.2.	Experiment 2 .....	53
8.5.3.	Experiment 3 .....	55

---

8.6	Shrnutí.....	56
<b>9</b>	<b>VLIV EMULZE V/O NA TLOUŠŤKU MAZACÍHO FILMU .....</b>	<b>57</b>
9.1	Zkušební zařízení .....	57
9.2	Provozní podmínky .....	59
9.3	Měření s hladkými povrchy .....	59
9.4	Měření s drsnými povrchy .....	67
9.5	Shrnutí.....	69
<b>10</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>70</b>
<b>11</b>	<b>SUMMARY.....</b>	<b>71</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>	<b>72</b>
<b>13</b>	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>74</b>
<b>14</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....</b>	<b>75</b>
<b>15</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>77</b>

## 1 ÚVOD

Tato disertační práce se zabývá experimentálním studiem mazacích filmů kontaminovaných vodou. Studium mazacích filmů je omezeno na konformně zakřivené povrchy, u kterých je tloušťka mazacího filmu významně ovlivněna elastickými deformacemi kontaktních povrchů. Příkladem může být kontakt zubů v ozubeném převodu. Pozornost je zaměřena na šnekový převod, u kterého specifická geometrie dotykových ploch, vysoký stupeň skluzu a vyšší teplota, vede k utváření tenkých mazacích filmů. U tenkých filmů snadno dochází ke kontaktu povrchových nerovností kontaktních povrchů a je nutné zabývat se tribologickými aspekty, tj. nejen oblasti mazání, ale i třením a opotřebením.

Hlavním tématem práce je ovšem kontaminace maziva vodou jako příčina selhání mazacího filmu. Při provozu kontaminovaného mazacího systému vodou dojde k promísení obou kapalin a vznikne emulze vody v oleji. Zda a jakým způsobem ovlivní takováto emulze mazací systém a samotné chování tenkých mazacích filmů mezi kontaktními povrchy, jakým způsobem se chová voda v kontaktu a zda vniká mezi třecí povrchy či nikoliv je hlavním předmětem experimentálního studia. Experimenty jsou realizovány na dvou typech zařízení. Prvním je zařízení AX-MAT, které je využito k měření tribologických parametrů materiálů a kontaminovaného maziva a druhým zařízením je optický tribometr, na kterém je měřeno a sledováno utváření mazacího filmu v kontaktu.

Sledování tribologických parametrů, jako je tření a opotřebení v kombinaci s měřením tloušťky mazacího filmu a vizualizací chování maziva v kontaktu, může přispět k objasnění procesů v zatíženém kontaktu mazaným kontaminovaným mazivem. Cílem práce proto bylo stanovit vliv kontaminace maziva vodou na funkci mazaného kontaktu.

V druhé kapitole je uvedeno rozdělení šnekových převodů, rovněž jsou zde popsány základní problémy a parametry ovlivňující správnou funkci převodů. Dále je zmíněna problematika dotykových čar a analýzy kontaktu zubu, jako základ kinematického posouzení kontaktu šneku a šnekového kola. Třetí kapitola je věnována tribologickým aspektům šnekových převodů. Jsou zde shrnuty výsledky studia šnekových převodů se zaměřením na problematiku mazání tření a opotřebení třecích povrchů v kontaktu mezi šnekem a šnekovým kolem. Čtvrtá kapitola je zaměřena na historický přehled vývoje stanovování tloušťky mazacího filmu u konformně i nekonformně zakřivených kontaktních povrchů. Jsou zde zmíněny základní režimy mazání i základní teoretické vztahy pro stanovení tloušťky mazacího filmu. V páté kapitole jsou popsány typy emulzí a parametry ovlivňující jejich chování. Současně jsou zde také shrnuty dosavadní poznatky o chování emulzí v mazaném kontaktu. Kapitoly sedm, osm a devět jsou zaměřeny na vlastní experimenty. Popisují přípravu a měření parametrů použitých emulzí, měření tribologických parametrů vybraných materiálů a vliv emulze na tyto parametry. V poslední části práce jsou prezentovány výsledky studia utváření mazacího filmu v kontaktu a vliv emulze na jeho chování.

## 2 ŠNEKOVÉ PŘEVODY

Šnekové převody poskytují jednoduché a cenově efektivní řešení v aplikacích, kde jsou požadovány vysoké převodové poměry u relativně pomalých pohonů. Srovnatelný převod s čelním soukolím by k dosažení stejného převodu zpravidla vyžadoval dvou nebo tří stupňové provedení s následným zvýšením složitosti a počtu součástí. Šnekové převodovky jsou široce používané v průmyslových aplikacích pro zpracovatelské stroje, dopravníky, výtahy atd. Největšími nevýhodami šnekových převodů jsou problémy mazání a opotřebení z důvodu relativně vysokého stupně skluzu v kontaktu zubů. Aby se zabránilo zadírání třecích povrchů, bylo doposud nutné používat metalurgicky odlišné materiály pro šnek a kolo. Tradičně se používá ocelový šnek a fosforové (nebo olovnaté) bronzové kolo. Avšak použití relativně měkkého materiálu pro jeden z povrchů omezuje dovolené kontaktní napětí a tím i únosnost. Pro šnekové převody je charakteristický nižší poměr výkon/váha v porovnání s konvenčními převodovkami, kde může být použita kalená ocel na oba kontaktní povrchy.

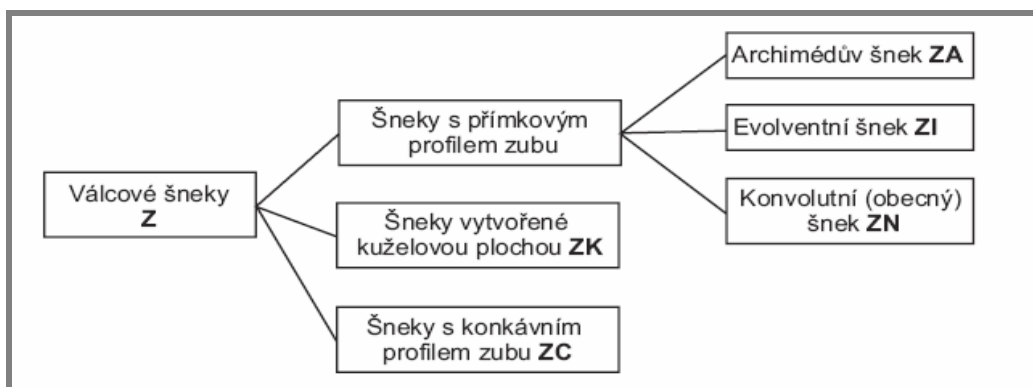
Velký stupeň skluzu společně s nepříznivými hydrodynamickými podmínkami vedou k relativně nízké účinnosti v porovnání s konvenčními převody. Mechanická účinnost se zpravidla pohybuje pouze okolo 70-80 procent v porovnání s hodnotami 95 procent i více u převodovek s čelním soukolím. Tyto nedostatky byly v minulosti tolerovány pro jednoduchost a nízké pořizovací náklady šnekových převodů. V konkurenčním prostředí se však poměr výkon/váha stává zásadním parametrem. Pozornost je tak soustředěna na vylepšení tradiční technologie šnekového převodu zejména s ohledem na únosnost a účinnost převodu.

### 2.1 Rozdělení šnekových převodů

Pro snadnou orientaci v následujících kapitolách je zde uvedeno základní rozdělení šnekových soukolí.

Podle provedení šneku můžeme šnekové převody rozdělit na jednoobálkové šnekové převody (válcové šneky) a dvouobálkové šnekové převody (globoidní šneky). Šnekové kolo je v obou případech globoidního tvaru.

Nejrozšířenějším typem převodu je soukolí s válcovým šnekem a globoidním kolem, které se dále dělí dle geometrie boční křivky zubu šneku v čelní, osové nebo normální rovině. Tvar zubu je dán polohou a tvarem nástroje při obrábění. Ostří nástroje je buď přímé nebo zakřivené. Dle ISO norem se pak dělí na následující typy [1]:



Obr. 1 Rozdělení šnekových soukolí

ZA - profilem zubu v čelní rovině je Archimédova spirála, ZN - profilem zubu v čelní rovině je obecná konvexní křivka, ZI - profilem čelního řezu je evolventa, ZK - boky zubů jsou vytvořené obálkami kuželových ploch, ZC - profilem zubu v čelní rovině je obecná konkávní křivka.

## 2.2 Ztráty šnekového převodu, součinitel tření, dotykové čáry

2.2

Jak již bylo uvedeno, nevýhodou šnekových převodovek je nízká účinnost spojená se zvýšeným zahříváním. Hlavním důvodem jsou velké ztráty vznikající třením boků zubů spoluzabírajících kol, třením v ložiskách a ucpávkách a vířením oleje [2]. Rozhodující podíl na celkových ztrátách tvoří ztráty v ozubení (cca 60 až 75%) a proto se na tuto oblast soustředí hlavní pozornost.

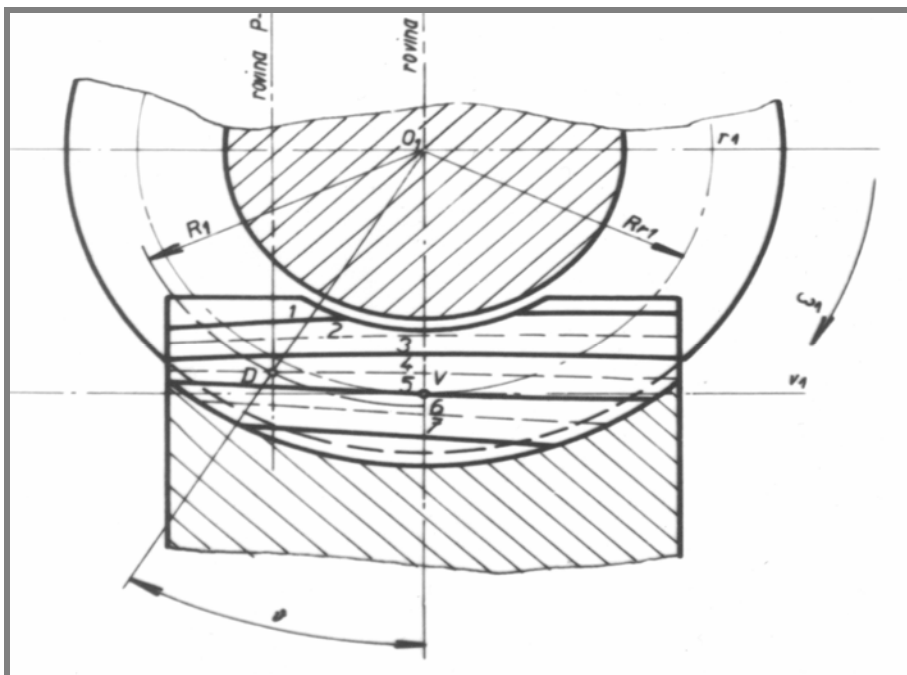
Z rozboru základní rovnice účinnosti ozubení pro válcové šnekové soukolí, kde šnek pohání kolo

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_r}{\operatorname{tg} \cdot (\gamma_r + \varphi')} = \frac{1 - f' \cdot \operatorname{tg} \gamma_r}{1 + f' \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_r}} \quad \text{kde} \quad \operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} = f' \quad (1)$$

je zřejmé, že účinnost ozubení je funkcí úhlu stoupání  $\gamma_r$  a součinitele tření  $f'$ . Z rovnice vyplývá, že máme dvě možnosti, jak zvýšit účinnost a snížit ztráty v ozubení: 1) zvětšením  $\gamma_r$ , 2) zmenšením  $f'$ .

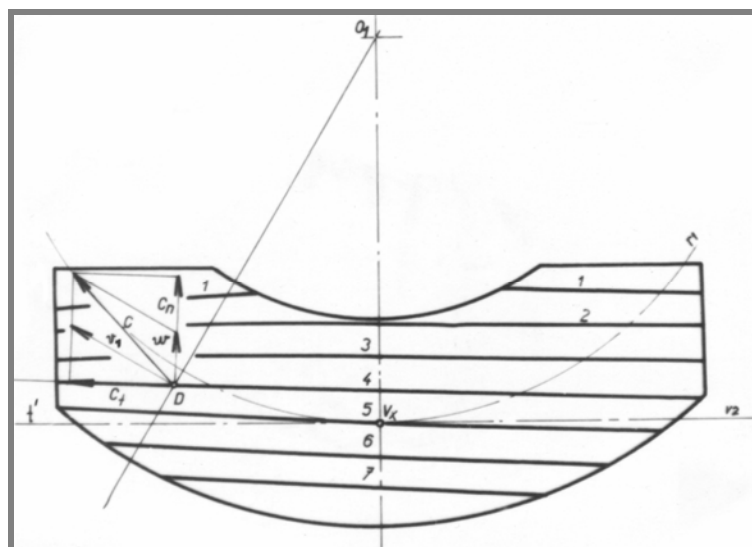
Součinitel tření  $f'$  je kromě normálního úhlu záběru  $\alpha_n$  závislý na výslednici kluzné a odvalovací rychlosti, na zatížení, přesnosti tvaru a drsnosti povrchu zubů, dotykových poměrech, použitých druzích materiálu, typu maziva a na možnosti vytváření účinného mazacího filmu [3]. Proto se hlavní pozornost, kromě otázek párování materiálů, volby maziva, přesnosti tvaru a drsnosti povrchu zubů, zaměřila i na snížení součinitele tření zlepšením dotykových poměrů s cílem dosáhnout zlepšení přiléhání boků zubů a příznivější záběrové poměry.

U šnekových soukolí se zuby dotýkají podél spojitých dotykových čar (obr. 2),



Obr. 2 Dotykové čáry [3]

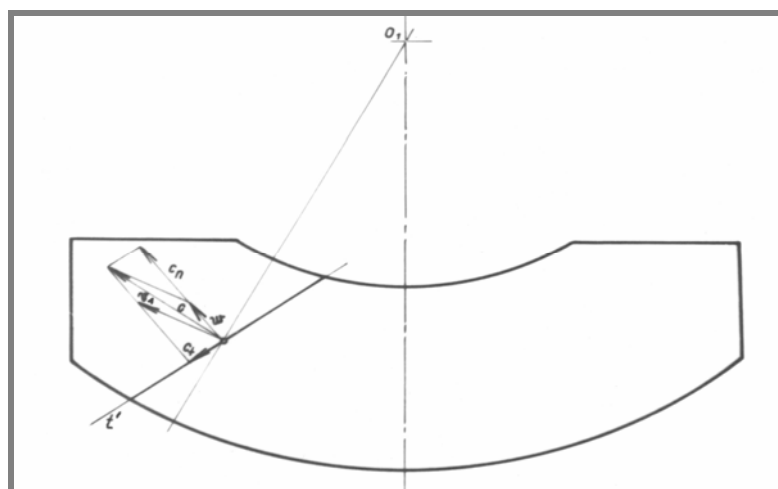
které jsou prostorově zakřivené. V záběru je obvykle více zubů současně. Čáry se při běhu soukolí pohybují přes povrchy zubů směrem od špičky k patě zubu kola (obr. 3), takže každá dotyková čára zobrazuje tvar kontaktu v určitém velice krátkém okamžiku záběru. Proto se tyto čáry označují též jako okamžité („instantaneous“) dotykové čáry, které jsou určující charakteristikou zatížitelnosti válcových šnekových soukolí. Jejich průběh má rozhodující vliv na přenášený výkon a vzniklé ztráty [3]. Z obr. 3 je patrné, že vzdálenosti mezi jednotlivými dotykovými čárami nejsou vždy stejné. Když uvážíme, že úhlová rychlost šneku je konstantní, musí



Obr. 3 Rychlosti v bodě dotyku [3]

potom různé vzdálenosti mezi jednotlivými dotykovými čárami proběhnout ve stejném čase, čímž při největších vzdálenostech dotykových čar budou i odvalovací rychlosti největší. Z toho se dá usoudit, že budou i největší poloměry křivosti profilů a tím i přiléhání profilů bude nejvýhodnější. Vzájemná vzdálenost dotykových čar proto výhodně poslouží na porovnání přiléhání boků zubů.

U válcových šnekových soukolí nastává mezi bokem zubu šneku a kola relativní skluz a odvalování současně. Přestože ve všech možných dotykových bodech vstupuje vždy kluzný a odvalovací pohyb současně, převládá v obvodovém směru



Obr. 4 Ideální průběh dot. čáry [3]

v čelní rovině šneku skluz.

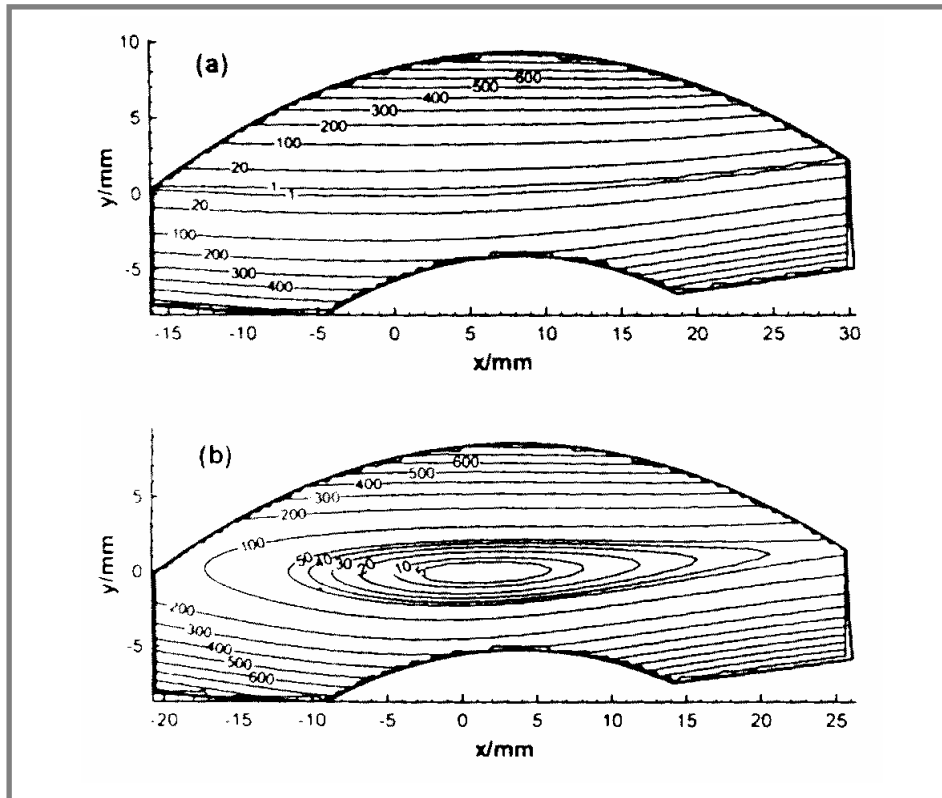
Vektorovým sčítáním obvodové rychlosti  $v_l$  a odvalovací rychlosti  $w$  dostaneme výslednou rychlost  $c$ . Výslednici  $c$  rozložíme do směru normály  $c_n$  a tečny  $c_t$  k dotykové čáře v dotykovém bodě  $D$ . Pro vytvoření únosného mazacího filmu je směrodatná rychlost  $c_n$ , zatímco složka  $c_t$  vytváří pouze třecí práci. Čím je úhel mezi výslednicí  $c$  a normálovou složkou výslednice  $c_n$  menší (ideálně  $c_n=c$ ), tím lepší jsou podmínky pro vytvoření relativně velkého hydrodynamického tlaku při relativně malých ztrátách soukolí. Tam, kde  $c$  padne do směru dotykové čáry, nevyvine se žádný hydrodynamický tlak, ale jen třecí práce. Z těchto hledisek výhodnou polohu dotykové čáry ukazuje obr. 4.

Pokud není vytvořený hydrodynamický tlak mezi boky zubů šneku a kola dostatečně velký, potom soukolí pracuje v oblasti polosuchého tření. Tento stav se vyskytuje při rozběhu a zastavování, a nebo při velkém zatížení. Mimo oblast kapalinového mazání, při tzv. smíšeném mazání, dochází ke kontaktu povrchových nerovností boků zubů šneku a kola a tím k jejich opotřebení. Velikost opotřebení roste s koeficientem tření, měrným tlakem, kluznou rychlostí a je závislé na materiálu šneku a kola.

### 2.3 Nepřesnost výroby

Doposud jsme uvažovali pouze s ideálním případem, a to, že soukolí je vyrobeno absolutně přesně a nevyskytují se žádné výrobní nebo montážní chyby. Takové soukolí, kde si dosedající plochy zubů šneku a šnekového kola plně odpovídají, nazýváme plně sdružené soukolí. U plně sdružených šnekových převodů dochází k teoretickému liniovému kontaktu [4],[5],[6]. V tomto případě by zuby kola měly být vyrobeny odvalovací frézou, jejíž povrch je identický s povrchem šneku. To znamená, že průměr odvalovací frézy by měl být rovný průměru šneku. Avšak zuby na odvalovací fríze jsou podbroušené, takže průměr nové odvalovací frézy by měl být nepatrně větší než je průměr šneku, aby byla zajištěna životnost nástroje. Na druhou stranu, aby byl zajištěn správný kontakt zubů ve šnekovém převodu (bez hranového zatížení), průměr odvalovací frézy by měl být přinejmenším roven průměru šneku [7].

Šnekové převody spolu s převody čelními koly s přímými a šikmými zuby jsou podle Litvina a kol. [8] typickými příklady převodů, které jsou velmi citlivé na změnu záběrových poměrů. Za účelem snížení citlivosti šnekového převodu na nepřesnosti výroby, jsou obvykle zavedeny pečlivě zvolené korekce tvaru zubu kola použitím modifikované odvalovací frézy [8],[9]. Zuby kola vyrobeného takovouto frézou jsou teoreticky v bodovém kontaktu se závitem šneku, takže se šnekový převod stává nesdružený. Neshoda je malá, takže se obvykle předpokládá, že se bodový kontakt pod zatížením rozprostře na eliptickou oblast [4],[5],[6], jejíž střed je teoretickým bodem kontaktu (obr. 5).



**Obr. 5** Obrisy zubové vůle sdruženého soukolí (a) a soukolí vyrobeného zvětšenou frézou (b) [22]

Výše zmíněná problematika dotkových čar a poměru skluzu a valení v kontaktu zubů šnekového soukolí je základem pro podrobnější rozbor geometrie a kinematiky potřebný pro přesné stanovení polohy nosného kontaktu v daném okamžiku záběru. Počítačová simulace záběru a nosného kontaktu je hlavním cílem analýzy kontaktu zubu, v literatuře uváděné jako „tooth contact analysis“ (TCA). Obecnou TCA vyvinuli Litvin a Kin [10] a může být použita pro různé typy šnekových převodů. Hlavními cíli TCA je určení cesty kontaktu na površích zubů, převodových chyb způsobených nesouosostí převodu a nosného kontaktu jako souboru okamžitých kontaktních elips.

Aplikace TCA umožňuje určit vhodné nastavení parametrů nástroje, který poskytne vylepšené podmínky záběru a kontaktu potřebné pro efektivní vytváření elastohydrodynamického (EHD) mazacího filmu, čímž může TCA značně vylepšit technologii a kvalitu zkoumaného převodu.

Navzdory velkému rozšíření šnekových převodů bylo publikováno pouze několik článků věnovaných analýze kontaktu zubů (TCA) [5],[11],[12],[13],[14] a výpočtu rozložení zatížení u šnekových soukolí [6],[15],[16].

### 3 TRIBOLOGICKÉ ASPEKTY ŠNEKOVÝCH PŘEVODŮ

3

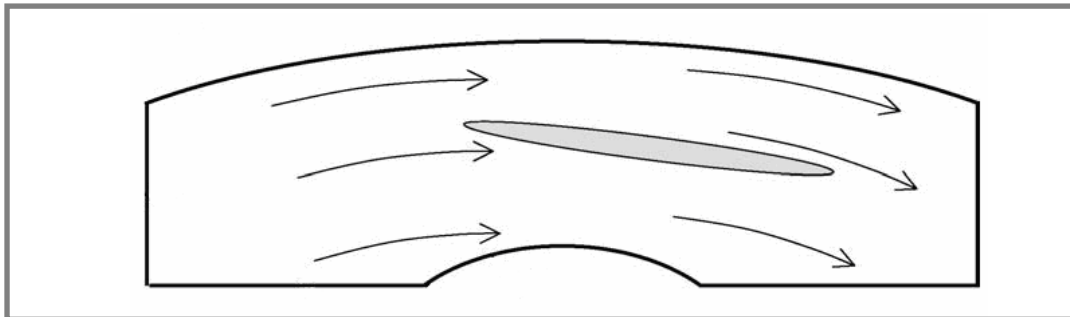
#### 3.1 Mazání

3.1

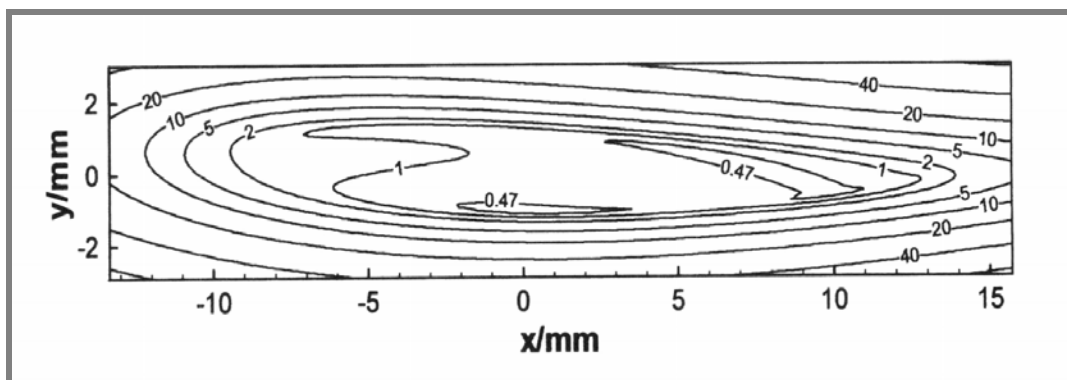
Z výše uvedených analýz geometrie a kinematiky ploch zubu blízko jejich kontaktu vyplývá, že kontaktní oblast, přes kterou se přenáší zatížení, má tvar podlouhlé elipsy. Takové uspořádání kontaktu by mohlo vést k utváření relativně tlustých mazacích filmů, pokud by mazivo vstupovalo do kontaktu ve směru kratší osy, tj. napříč kontaktní oblastí. Bohužel tomu tak v tomto případě není (obr. 6).

Geometrie kontaktu je asymetrická, a proto obvyklé Hertzovy vztahy pro oblast kontaktu a kontaktní tlaky by byly pouze přibližné. Je nutné použít ne-Hertzovské modelování elastického kontaktu. Ačkoliv mazivo prochází kontaktem převážně podél hlavní osy, jeho směr se přes kontaktní oblast mění (vyskytuje se významná rotační složka rychlosti). Současně je zde také valení a skluz v přibližně příčném směru, způsobený pohybem nosného kontaktu přes povrchy zubů, od špičky zubu kola směrem k patě. Vzhledem k velkému skluzu je nutná teplotní analýza zahrnující zahřívání mazacího filmu. Při modelování mazaného kontaktu je tedy nutné zohlednit změnu viskozity maziva s tlakem a teplotou a změnu hustoty maziva s tlakem. Mimo to, vzhledem k proměnným kinematickým podmínkám přes kontaktní oblast, musí být při řešení Reynoldsovy rovnice uvažovány ne-newtonovské chování maziva.

Morris [17] a Greenwood [18] ukázali, že je nutné popsat chování toku maziva ve skluzových i neskluzových směrech. Kim a Sadeghi [19] jako první vyvinuli ne-Newtonovské řešení bodového kontaktu založené na modifikované Reynoldsově



Obr. 6 Směr unášení maziva a tvar kontaktu [30]

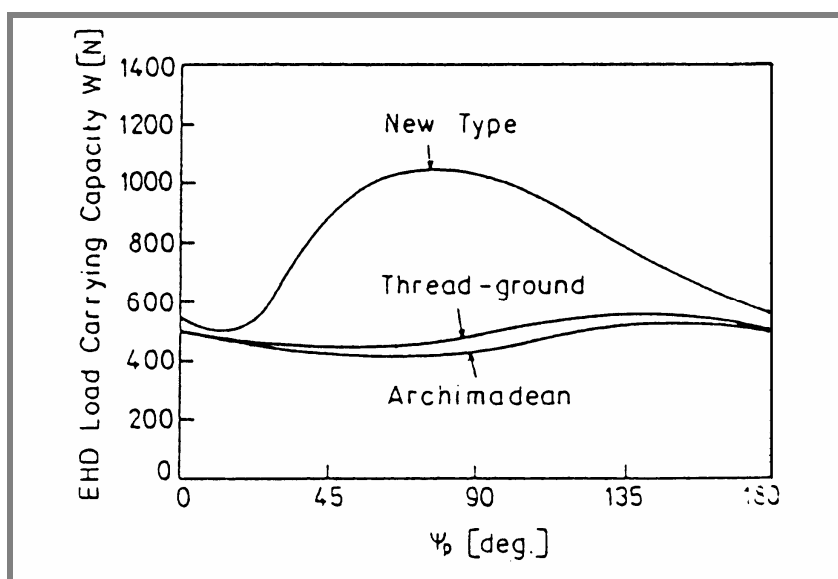


Obr. 7 Výsledek EHL analýzy - tloušťka filmu  $\mu\text{m}$  [4]

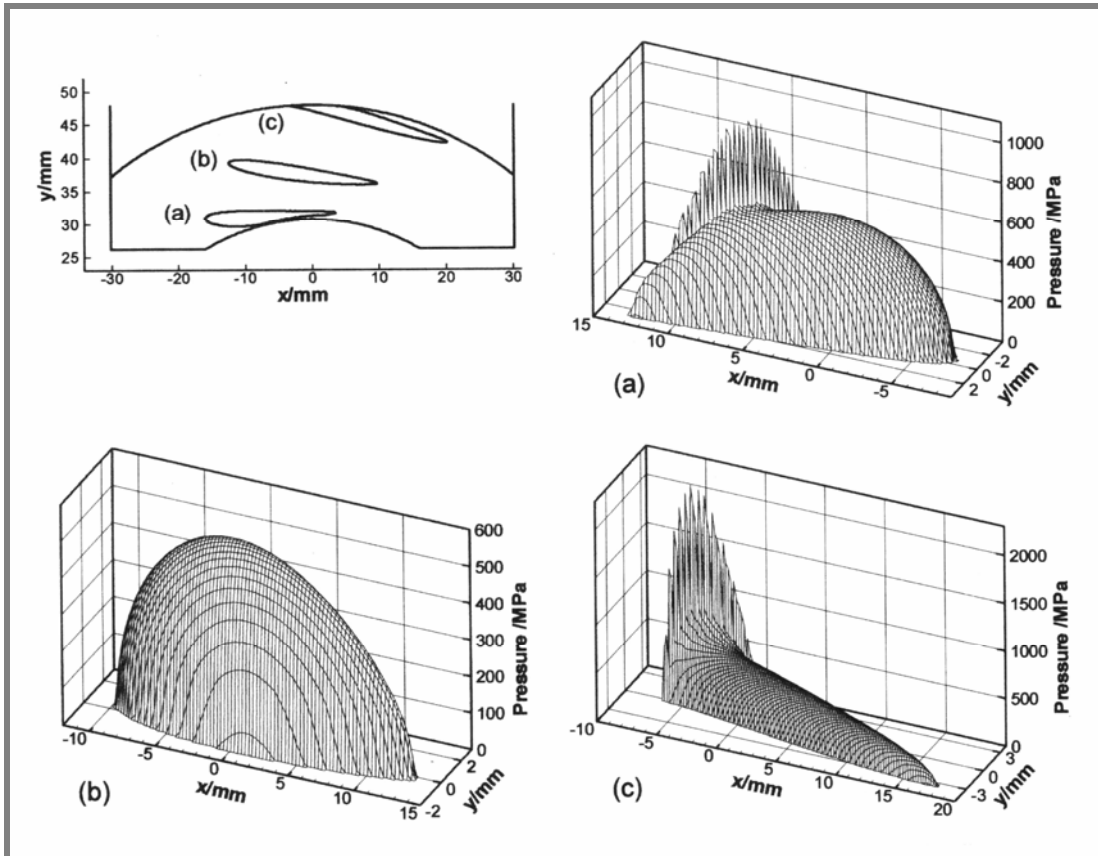
rovnici. Vzhledem k výše uvedeným problémům je studium EHD mazání u šnekových převodů poměrně obtížné.

Bathgate a Yates [20] aplikovali elementární teorii EHD mazání liniového kontaktu na šnekový převod spolu s výpočtem okamžité a celkové teploty kontaktu. Fuan a kol. [21] také aplikovali teorii EHD mazání liniového kontaktu na šnekové soukolí a předpověděli hodnoty tloušťky filmu od 0 do 2.5 mikrometru. Ve své práci došli k závěru, že mazání ve střední části kontaktní plochy je nedostatečné z důvodu špatných záběrových podmínek v této oblasti. Úplný EHD model se zahrnutím teplotních vlivů u šnekových kontaktů publikoval Simon [22]. Výsledky jsou dány z hlediska výkonových křivek použitím bezrozměrných mžikových teplot, EHD únosnosti a poměrných třecích faktorů. Detaily tvaru filmu a rozložení tlaku nejsou však v jeho práci ukázány. Simon se dále zabýval především studiem nového typu válcového šnekového ozubení s konkávním profilem šneku, které navrhl [23]. Jeho profil se skládá z dvou kruhových oblouků a je broušený brusným kotoučem. Publikované výsledky [24],[25],[26] ukazují, že nový typ šnekového ozubení má mnohem výhodnější průběhy okamžitých dotykových čar než běžně používané typy šnekových převodů, lepší podmínky pro utváření a tím vyšší únosnost EHD mazacího filmu (obr. 8).

Podrobný popis problematiky modelování jak suchého elastického kontaktu pomocí TCA zahrnující ne-Hertzovskou geometrii kontaktu, tak EHD mazání pomocí modifikované Reynoldsovy rovnice, zahrnující ne-Newtonovské deformovatelné chování maziva publikovali Sharif a kol. [4],[28]. Navržený EHD model umožňuje předpovědět tloušťku mazacího filmu a rozložení tlaku v kontaktu společně s teplotou mazacího filmu a na povrchu ozubení a velikost tření. Tento postup aplikovali na osm ZI soukolí s různými geometrickými parametry. Kong a kol. [29] použitím stejného postupu a rozбором vypočtených tloušťek filmů pro různé body během záběrového cyklu předpověděli oblasti minimální tloušťky mazacího filmu (obr. 9).



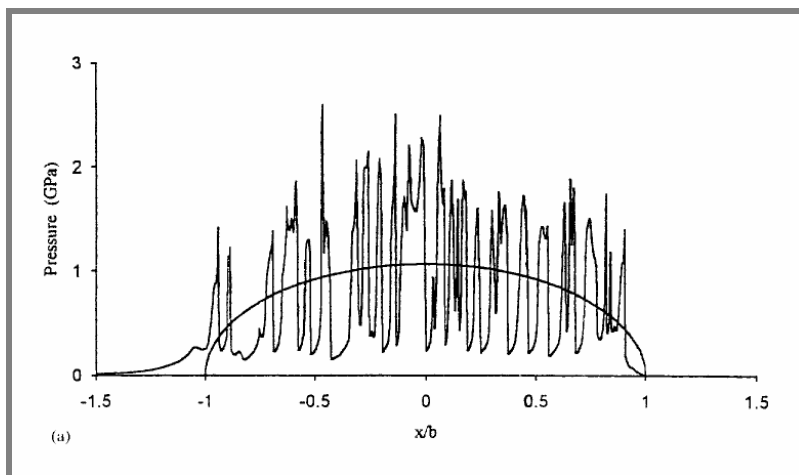
Obr. 8 Únosnost jednotlivých typů šnek. ozubení [27]



Obr. 9 Tlak v suchém elastickém kontaktu pro 3 různé pozice záběru a) kontakt na špičce zubu kola b) kontakt ve střední oblasti záběru c) kontakt na špičce zubu šneku [5]

Za předpokladu, že podmínky zatížení, rychlosti a teploty jsou příznivé, zuby v ozubení pracují s filmy, které efektivně oddělují jejich povrchy. Nicméně za mnohem náročnějších podmínek nízkých rychlostí, vysokých teplot nebo různých směrů skluzu a valení, kde vznikají relativně tenké filmy, tloušťky filmů předpovězené klasickou EHD teorií mohou být malé v porovnání s drsností třecích povrchů. Ozubení pak pracuje za podmínek označovaných jako „smíšené mazání“. S tím je pak spojena dále popsaná problematika vlivu drsnosti na EHD film a s tím spojené procesy vedoucí k porušení soukolí.

V posledním desetiletí bylo dosaženo významného pokroku v modelování drsnosti u EHD kontaktů. První pokusy o modelování mikro-EHD byly založeny na sinusové reprezentaci drsnosti v podmínkách ustáleného stavu. V poslední době se používají výstupy profilometrů získaných u skutečných povrchů. Hlavním problémem u těchto řešení je simulování podmínek, kde je tloušťka mazacího filmu stejného řádu nebo mnohem menší než amplituda drsnosti, jako je to zřejmě u mnoha převodů. Simulace drsných EHD kontaktů, které jsou založeny na Newtonovských mazivech, ukazují ostře zvlněné rozložení tlaku s maximálními tlaky typicky dvojnásobně překračující odpovídající Hertzův maximální tlak (obr. 10). Zahrnutí chování ne-Newtonovských maziv a uvážení pohybu drsnosti vzhledem ke kontaktu způsobí redukcii tlakového zvlnění, ale také tenčí mazací filmy. Výsledky získané tímto modelem se blíží k reálnému mikro-EHD problému, který se vyskytuje u ozubení, kde výška nerovností třecího povrchu může být více než desetkrát větší než minimální tloušťka filmu.



Obr. 10 Výsledek mikroEHL analýzy  
- rozložení tlaku v porovnání s Hertzovým tlakem [30]

### 3.2 Zadírání

Zadírání je závažným typem porušení povrchu, který se může vyskytnout u převodů pracujících při vysokých rychlostech nebo vysokých teplotách. Ačkoliv nemáme jednoznačné vysvětlení pro mechanismus zadření, ukazuje se, že je spojen se selháním EHD mazacího filmu. Ve snaze zabránit zadírání konstruktér často stanoví použití chemicky aktivních vysokotlakých (EP) aditiv v mazacím oleji nebo povrchové zpracování ozubených kol, jako kalení, nitridování nebo jejich kombinaci. Patching a kol. [30] experimentálně dokázali, že zlepšení povrchového zpracování u tvrzených a broušených ocelových disků může vést k významnému vylepšení odolnosti proti zadření. Analýzou EHD mezi typickými povrchy zubů v kontaktu naznačili, že zadření může být vysvětleno protržením mazacího filmu díky bočnímu úniku maziva v blízkosti hran nominálního bodového kontaktu.

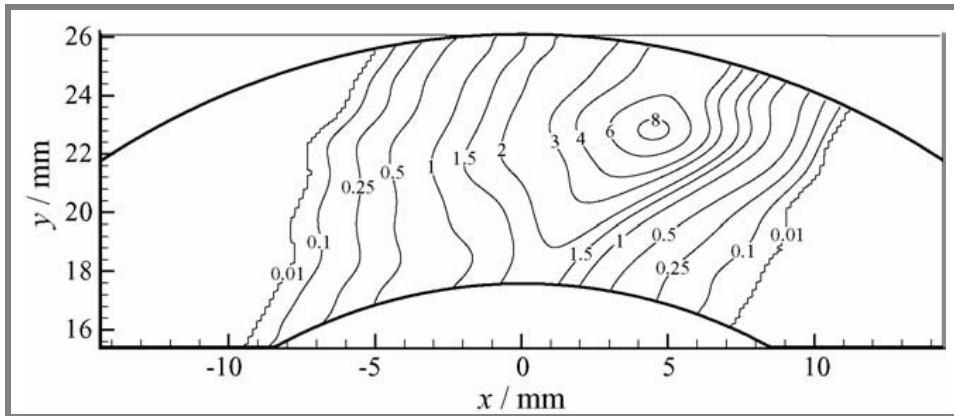
Za účelem předcházení zadření je v praxi používána kombinace tvrdých a měkkých materiálů, obvykle tvrdý ocelový kalený šnek a měkkí šnekové kolo z bronzu. Nevyhnutelný následek tohoto uspořádání je ten, že zuby bronzového kola podléhají postupnému opotřebení, které je mnohem vyšší než u běžných typů ozubení. Avšak s ohledem na ostatní výhody šneků je tato skutečnost tolerována a ve skutečnosti proces zaběhnutí nového soukolí, při kterém dochází k vyšší rychlosti opotřebení, je považován za prospěšný z pohledu pozdějšího provozu a životnosti převodu. Mimořádně zajímavá je kombinace tvrdého ocelového šneku/tvrdého ocelového kola, která je nyní pokládána jako významná alternativa k tradiční ocel/bronz konstrukci jako prostředek významného zlepšení únosnosti [31].

### 3.3 Mikropitting

S použitím tvrdých materiálů i u šnekových převodů [31] nelze nezmínit problém mikropittingu, který se se vzrůstajícím používáním tvrzených soukolí stává všeobecným předmětem zájmu. Mikropitting je pitting (kontaktní únava) na úrovni drsnosti třecích povrchů, na rozdíl od klasického pittingu, který se objevuje na úrovni nominálního Hertzova kontaktu nebo makrokontaktu. Ačkoliv mikropitting ovlivňuje převody všech typů, stává se hlavním problémem u silně zatížených převodů s tvrzenými zuby. Je charakterizován přítomností jemných povrchových důlků,

výskytem lokálních plastických deformací a mělkých povrchových trhlin. Takový stav způsobuje významné opotřebení povrchů, vyvolává ztrátu profilu zubu vedoucí ke hlučnosti. Ve vážnějších případech vyvolává zadírání nebo dokonce úplné ulomení zubu.

Příčina mikropittingu stále není úplně objasněna, ale obecně se předpokládá vliv drsnosti povrchu a vysokých napětí mezi nerovnostmi třecích povrchů.



Obr. 11 Obrisy opotřebení zubu kola  $\mu\text{m/s}$  za jeden záběrový cyklus [30]

### 3.4 Opotřebení

3.4

Opotřebení u elastohydrodynamicky mazaných kontaktů může nastat v důsledku protržení mazacího filmu protilehlými nerovnostmi třecích povrchů, přítomností cizích částic v mazivu nebo únavovým procesem jako je mikropitting.

Nejnovejším předmětem výzkumu se tak stává detailní modelování opotřebení u EHD kontaktů šnekových převodů výpočtem rozložení opotřebení na plochách zubu během záběru a určení opotřebení za jeden cyklus záběru. Sharif a kol. [32] ukázali způsoby, pomocí kterých lze analýzu utváření EHD filmu rozšířit o zahrnutí výpočtu stupně opotřebení u každého bodu na povrchu zubu kola. Tato síť opotřebení je potom integrována přes cyklus záběru pro získání opotřebení zubu za rotaci kola. Opotřebení není rovnoměrné a mění velikost kontaktu. Tento účinek opotřebení na geometrii zubu kola je brán v úvahu pomocí přepočítání EHL filmu a rozložení tlaku na konci série opotřebujících etap (nebo kroků) a vypočítaná změna ve tvaru zubu kola je zahrnuta do následných výpočtů. Tímto způsobem může být studován vývoj síť opotřebení a jeho efekt na kontakt a výkon mazání.

### 3.5 Kontaminace mazacího systému

3.5

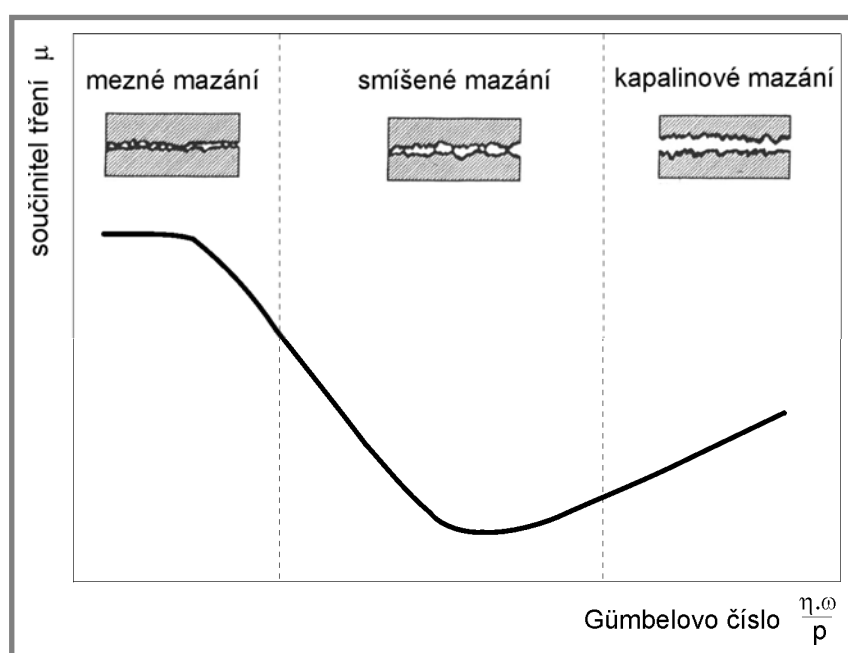
K selhání mazacího filmu u šnekových převodů může dojít několika způsoby. Jednou z příčin je jistě i nevhodná geometrie dotykových ploch, která vede k utváření tenkých filmů a neúčinnému mazání, což způsobuje velké tření a zahřívání. Při nedostatečném chlazení pak dochází k nadměrnému zahřívání maziva, ztrátě viskozity a kolapsu mazacího filmu. Jinou příčinou může být vniknutí cizí částice mezi kontaktní plochy, čímž může dojít k protržení mazacího filmu. Kromě kontaminace mazacího systému pevnými částicemi ale může dojít také ke kontaminaci cizími chemickými látkami, které degradují mazací schopnosti maziva. Tímto pak dochází buď ke ztenčení mazacího filmu pokud je kontaminace malá nebo k úplnému selhání mazacího filmu. Nejčastější příčinou je v tomto případě

kontaminace vodou. Při nejrozmanitější aplikaci šnekových převodovek jsou převodovky ve velké míře vystaveny působení okolnímu prostředí, např. na lodích, ať už jako části čerpadel nebo různých manipulačních mechanismů. V těchto aplikacích existuje velká pravděpodobnost takové kontaminace.

## 4 STANOVENÍ TLOUŠTKY MAZACÍHO FILMU

4

Na počátku 19. století se předpokládalo, že rovněž jako u suchého tření, je i v mazaném kontaktu zatížení přenášeno pouze povrchy třecích těles a mazivo nebylo bráno v úvahu. Teprve studie Towera [32] prokázala, že dostatečným mazáním kluzného uložení lze třecí povrchy oddělit souvislou vrstvou maziva a snížit tak mezi nimi součinitel tření až tisíckrát. Ve své studii Tower rovněž ukázal experimentální výsledky rozložení tlaku v mazaném kontaktu. V návaznosti na to v roce 1886 prezentoval Reynolds [34] analytické řešení rozložení tlaku v klínové mezeře mezi třecími povrchy. Tato rovnice je dodnes považována za základ teorie kapalinového mazání. Svým výpočtem rozložení tlaku v hydrodynamickém ložisku tak významně posunul navazující výzkum kluzných ložisek na počátku 20. století.



Obr. 12 Stribeckova křivka a režimy mazání [67]

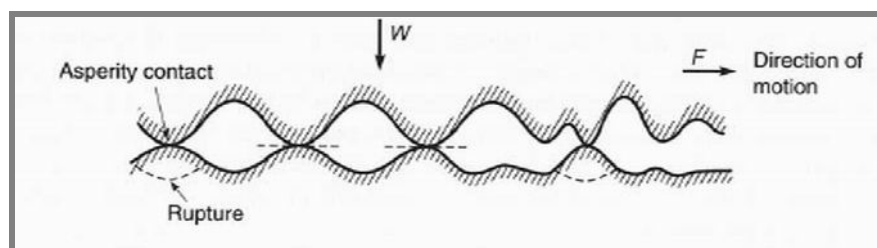
Mazací film se tak stává samostatným předmětem studia a rozlišují se jednotlivé režimy mazání - mazání kapalinové (elaso-hydrodynamické a hydrodynamické), mazání smíšené a mazání mezní. Přehledně jsou režimy mazání prezentovány pomocí Stribeckovy křivky, která je závislostí součinitele tření  $\mu$  na dynamické viskozitě maziva  $\eta$ , rychlosti třecích povrchů  $\omega$  a tlaku  $p$  v radiálním kluzném ložisku. Součin  $\eta\omega/p$  je tzv. Gumbelovo číslo, jehož pomocí lze na Stribeckově křivce vymezit tři oblasti odpovídající jednotlivým režimům mazání.

### 4.1 Mezní mazání

4.1

Mezní mazání se může objevit při nízkých rychlostech a vysokém zatížení, přitom jsou třecí povrchy ve velmi těsné blízkosti a dochází k vzájemnému kontaktu povrchových nerovností. Třecí povrchy jsou místy odděleny jen velmi tenkou vrstvou maziva, tzv. mezním filmem, který vzniká fyzikální adsorpcí, chemisorpcí či chemickými reakcemi maziva s třecími povrchy. Velikost třecí síly je závislá nejen

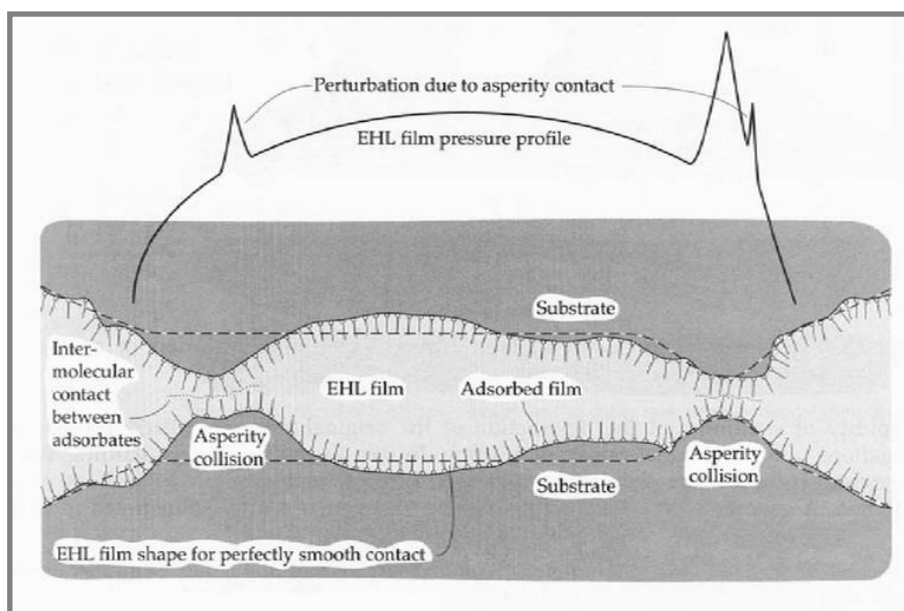
na vlastnostech maziva, ale také na druhu materiálu a drsnosti povrchu těles. Zatížení není přenášeno hydrodynamickým působením mazacího filmu, ale prostřednictvím velmi tenkého mezného filmu. Mechanismus spočívá ve vytvoření tenké ochranné vrstvy, která je tvořena řetězcí polárních molekul, jež jsou orientovány kolmo k povrchu svými polárními konci. Na stejném principu fungují i vysokotlaké EP přísady maziv, které chemickými reakcemi s třecími povrchy vytvářejí mezný film tvořený oxidy a sulfidy omezující vzájemný styk třecích povrchů.



Obr. 13 Mezné mazání [67]

## 4.2 Smíšené mazání

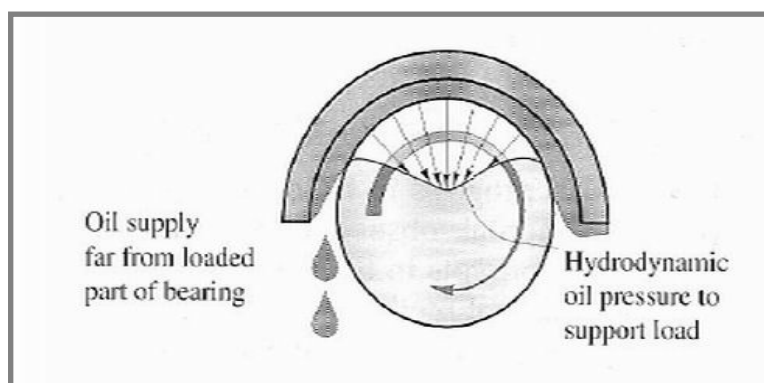
Smíšené mazání je přechodem mezi mezným a kapalinovým mazáním, dochází k němu zejména při malých rychlostech třecích povrchů, změnách jejich pohybu a při velkém zatížení. Při smíšeném mazání nejsou třecí povrchy zcela odděleny mazacím filmem a dochází ke styku jejich povrchových nerovností. Stýkající se nerovnosti se deformují a vzniká mezi nimi mezné mazání, kdežto v ostatních místech kontaktu nastává mazání kapalinové. Třecí síla je dána jak součinitelem tření mezi dotýkajícími se výstupky povrchů, tak vnitřním třením v mazacím filmu.



Obr. 14 Smíšené mazání [67]

### 4.3 Hydrodynamické mazání

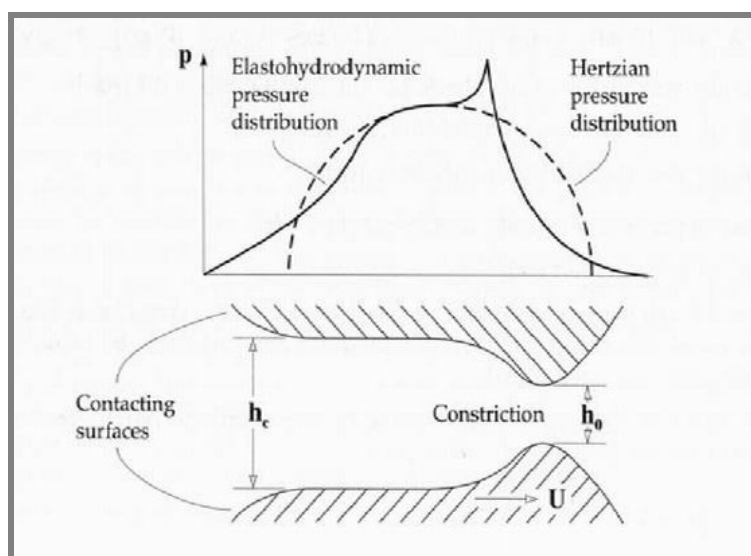
Hydrodynamické mazání nastává při vyšších relativních rychlostech třecích povrchů, kde v místě styku třecích povrchů dochází k nárůstu tlaku v mazacím filmu a jejich vzájemnému oddělení. Zatížení je přenášeno pouze mazacím filmem a třecí sílu v kontaktu určují vlastnosti maziva, především dynamická viskozita, a relativní rychlost třecích povrchů. Nedochází zde k výrazným deformacím třecích povrchů. Tvar mazacího filmu lze určit řešením Reynoldsovy rovnice.



Obr. 15 Hydrodynamické mazání [67]

### 4.4 Elastohydrodynamické mazání

Předpoklady pro hydrodynamické mazání ovšem platí pouze pro mazání konformně zakřivených povrchů, kde je zatížení přenášeno po relativně velké ploše a tlak v mazivu není tak velký, aby způsobil elastickou deformaci třecích povrchů. Proto teorie hydrodynamického mazání neposkytovala odpovídající výsledky i pro nekonformně zakřivené povrchy, jako jsou ozubené převody. Při aplikaci teorie hydrodynamického mazání na konformní povrchy Martin [35] zjistil, že hodnota tloušťky mazacího filmu ( $0,03 \mu\text{m}$ ) nedosahuje ani výšky struktury povrchů boků zubu (v tehdejší době max.  $R_a$  0,4 až  $R_a$  0,8). Merrit [36] na základě měření součinitele tření usoudil, že v ozubení nastává mezní mazání, avšak při svých experimentech nepozoroval žádné opotřebení kontaktních povrchů.



Obr. 16 Elastohydrodynamické mazání [67]

Navazující práce prokázaly, že je třeba brát v úvahu také elastické deformace třecích povrchů, které mají významný vliv na tvar kontaktní oblasti. Rovněž se zvyšováním tlaku v kontaktu dochází ke zvyšování viskozity maziva a tím ke zvětšení tloušťky mazacího filmu.

Teprve až Grubin [37] publikoval analytickou studii, zahrnující jak elastické deformace, tak i změnu viskozity. Tato studie podává první reálný odhad tloušťky mazacího filmu u nekonformně zakřivených liniových kontaktů, přičemž předpokládal, že třecí povrchy mají stejný tvar jako v suchém Hertzově kontaktu. Tento předpoklad upravit Petruševič [38], který ve svém analytickém řešení elasto-hydrodynamického kontaktu prokázal existenci druhého tlakového maxima na výstupu z kontaktní oblasti.

Úplným analytickým řešením pro větší množství provozních parametrů stanovili minimální a centrální tloušťku mazacího filmu u bodového kontaktu Dowson a Hamrock [39]. Pro snadnější porovnání prezentovaných výsledků využili soubor pěti bezrozměrných parametrů, který se skládá z bezrozměrného parametru tloušťky mazacího filmu  $H$ , bezrozměrného parametru rychlosti  $U$ , bezrozměrného parametru zatížení  $W$ , bezrozměrného parametru materiálů  $G$  a bezrozměrného parametru elipticity  $k$ .

$$\text{Kde} \quad H = \frac{h}{R_x}, \quad U = \frac{u\eta_0}{E'R_x}, \quad W = \frac{F}{E'R_x^2}, \quad G = \alpha E', \quad k = \frac{a}{b} \quad (2)$$

Výsledný vztah pro minimální tloušťku mazacího filmu získali Hamrock a Dowson [40] na základě třiceti čtyř kombinací provozních podmínek

$$H_{\min} = 3,63U^{0,68}W^{-0,073}G^{0,49}(1 - e^{-0,68k}) \quad (3)$$

Stejným postupem stanovili i vztah pro centrální tloušťku mazacího filmu

$$H_c = 2,69U^{0,68}W^{-0,067}G^{0,53}(1 - 0,61e^{-0,73k}) \quad (4)$$

Přestože tyto rovnice byly odvozeny pouze z omezeného rozsahu provozních podmínek, jsou dodnes používány pro odhad tloušťky mazacího filmu u elasto-hydrodynamicky mazaných kontaktů. Současně se stále využívají jako referenční hodnoty při prezentaci nových teoretických a experimentálních studií.

## 5 EMULZE VODY V OLEJI A OLEJE VE VODĚ

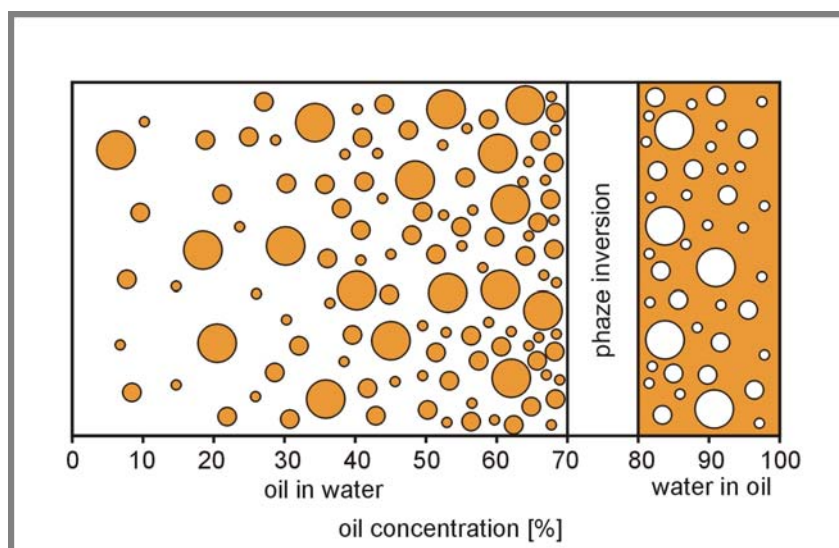
5

Klasická teorie mazání je založena na předpokladu, že mazivo je homogenní, jednosložková tekutina. Tento předpoklad je ovšem v praxi často porušen. Jedním z takových příkladů je i kontaminace maziva vodou. Voda se může do olejové vany dostat různými způsoby. Břity těsnění kolem rotujících hřídelí mohou umožnit vniknutí vody, voda je běžný produkt spalování v benzínových a naftových motorech a běžná expanze a kontrakce vzduchu v olejové vaně způsobuje kondenzaci vody ze vzduchu. Tyto a další mechanismy dovolují vodě kontaminovat mazací systém. Provoz takto kontaminovaného mechanismu zajistí disperzi obou tekutin, takže vzniká jakási emulze.

### 5.1 Složení emulze

5.1

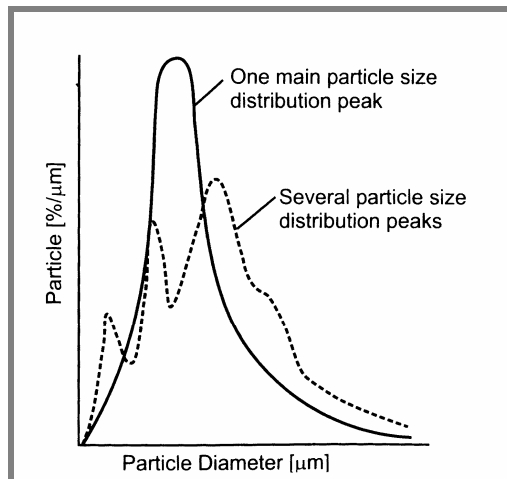
Emulze může být ve formě emulze oleje ve vodě („oil in water“ - O/V), kde je obvykle malé množství oleje rozptýleno ve vodě, nebo emulze vody v oleji („water in oil“ - V/O), kde je voda rozptýlena v oleji. O který typ emulze se jedná, záleží na tom, zda je disperzním prostředím voda nebo olej, což je u většiny emulzí funkcí koncentrace. Ačkoliv je možné vytvořit emulzi O/V s 99% disperzním podílem [41], přechodová oblast se často pohybuje mezi 70-80% obsahu oleje v emulzi (Obr. 17). Každá forma emulze má jiné vlastnosti a využití.



Obr. 17 Závislost fázového přechodu emulzí O/V a V/O na koncentraci oleje

Emulze oleje ve vodě jsou široce používané jako maziva při obrábění kovů, kde se využívá vysoké tepelné kapacity vody a horší mazivostní účinky emulze O/V nejsou na závadu. Dále se používají při tváření, zejména při válcování plechů za studena a v hydraulických systémech, kde má olej antikorozi účinky.

Emulze vody v oleji zajímají tribology jako maziva s nehořlavými vlastnostmi a pro jejich vysokou tepelnou kapacitu, kde se očekává jejich funkce jako chladiva. Využití nachází především v námořních a důlních aplikacích, kde riziko požáru představuje velkou hrozbu.

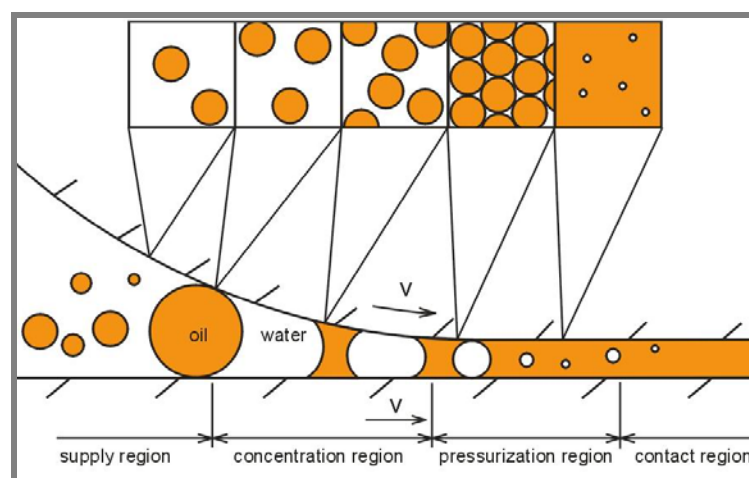


Obr. 18 Rozložení velikosti částic v emulzích [41]

Na výsledné chování a vlastnosti emulze nemá vliv pouze koncentrace jednotlivých složek, ale také velikost rozptýlených částic. Na jedné straně je velikost jeden ze specifických parametrů pro stabilitu emulze, ale na druhé straně je jedním z rozhodujících faktorů pro mazivostní účinky a to má značný tribologický význam. Stupeň rozložení disperzní fáze odpovídá velikosti částic. Velký stupeň rozptýlení je následkem velmi malých částic. Nevyskytují se však pouze monodisperzní emulze, u kterých je většina částic stejné velikosti, ale také polydisperzní emulze, kde je rozložení velikosti částic velmi široké. Stejný objemový podíl O/V a V/O emulzí ukazuje výrazně odlišné chování, proto se výzkum oblasti emulzí dělí podle toho, zda je disperzím prostředím voda nebo olej.

Zajímavou vlastností emulzí O/V je, že utváří tlustší mazací filmy, než je očekáváno od jejich známých reologických vlastností. Bylo zjištěno, že i při velmi malých koncentracích oleje dochází k utváření filmu tlustšího než při použití čisté vody [42].

Částečné vysvětlení chování emulzí podává „plate out“ teorie, která předpokládá, že když se kapičky oleje přilepí k povrchu, mají tendenci se rozprostřít do úhlu  $\varphi$  známého jako smáčecí úhel. Tento mechanismus vysvětlil velkou schopnost emulzí O/V utvářet mazací film.



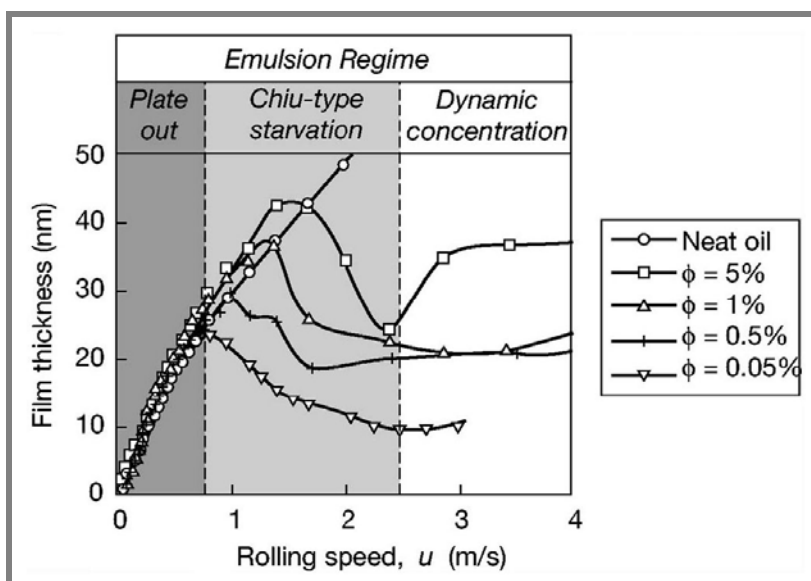
Obr. 19 fázový přechod v EHD kontaktu

Tento předpoklad experimentálně potvrdili Wan a kol. [43], kteří pozorovali zachycování olejových částic v kontaktní oblasti, které vytvářely měřitelný EHD film. Ten však byl stabilní pouze pro nižší rychlosti valení.

Utváření olejové oblasti (plate out effect) popsali Wilson a kol.[44],[45], kteří vyvinuli teoretický model popisující EHD mechanismus emulzí O/V a ukázali, že olej je unášen do kontaktu díky jeho vysoké viskozitě. Ve vstupní oblasti kontaktu dochází ke koncentraci disperzní fáze a následně inverzi na emulzi V/O. Díky tomu je pak možné pozorovat utváření mazacího filmu větší tloušťky (Obr. 19).

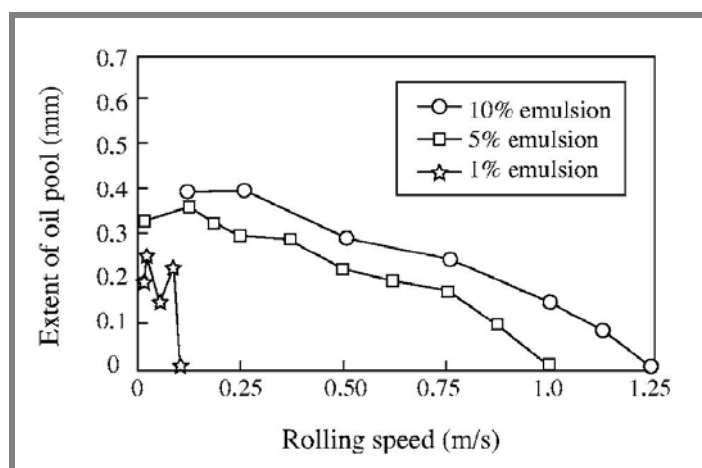
Teoretickým studiem emulzí O/V se zabývali rovněž Kimura a Okada [46], [47], kteří odvodili, že nezvyklé chování emulzí O/V může být vysvětleno kvantitativně pomocí teorie přednostního zachycování olejových částic. Kvůli afinitě pevného povrchu s olejovou fází byly olejové kapičky zachyceny povrchem, takže voda byla vyloučena, a na vstupu do kontaktní zóny je dostatečné množství maziva. Zhu a kol.[48] a Yang a kol.[48] měřili tloušťku filmu emulzí O/V v závislosti na rychlosti třecích povrchů. Ukázali, že při nízkých rychlostech se emulze chová jako čistý olej. Po překročení první kritické rychlosti tloušťka filmu začíná s růstem rychlosti klesat a po dosažení druhé kritické rychlosti začíná tloušťka filmu opět vzrůstat, obdobně jako je tomu při hladovění.

Typické chování jimi testovaných O/V emulzí je vidět na Obr. 20, jenž ukazuje tloušťku filmu v závislosti na rychlosti valení a odhaluje zmíněné tři režimy mazání. Plateout [43] pozorovatelný při nízkých rychlostech, dynamickou koncentraci [44] dominantní při vysokých rychlostech, a Chiův typ režimu hladovění [50] mezi nimi. Takže mechanismy mazání u O/V emulzí lze popsat následovně. Při nízkých rychlostech se olejové částice rozprostírají na kovové povrchy ve vstupní oblasti a utváří vrstvičku čistého oleje, který zajišťuje utváření mazacího filmu. Se zvyšující se rychlostí se do kontaktu dostává nedostatečné množství maziva, což ústí až v pokles tloušťky filmu. Při vysokých rychlostech vstupuje do kontaktu spolu s olejem významné množství vody, což nejprve snižuje tloušťku filmu díky mechanismu hladovění, ale nakonec se zvyšuje s rychlostí v souladu s klasickým EHD chováním.



Obr. 20 Ukázka kritických rychlostí pro různé koncentrace emulzí O/V [52]

Velice málo experimentů bylo zaměřeno přímo na pozorování chování emulzí. Nakahara a kol [51] pozorovali tři typy olejových částic (penetrační, reverzní a stabilní) a jejich chování. Penetrační částice procházejí kontaktem a podílejí se na utváření mazacího filmu. Reverzní částice pronikají do určité vzdálenosti od vstupní oblasti a pak se vracejí zpět a nehrají tak žádnou roli při utváření mazacího filmu. Stabilní částice se pohybují po delší dobu v určité vzdálenosti od vstupní oblasti kontaktu a pak se z nich stanou buď reverzní nebo penetrační částice. Velké olejové částice jsou především penetračními částicemi, zatímco malé reverzními. Se zvyšující se rychlostí se zmenšuje počet velkých penetračních částic a stabilní částice se pohybují ve větší vzdálenosti od vstupní oblasti kontaktu. Chování malých, reverzních částic se s rychlostí nemění. Bylo rovněž zjištěno, že rozsah olejového zásobníku utvářeného ve vstupní oblasti je ovlivněn rychlostí valení a koncentrací oleje nebo emulzifikátoru. Nakaharovy experimenty byly prováděny při velmi pomalých rychlostech do 20 mm/s a emulze měly velmi široké spektrum rozložení částic.

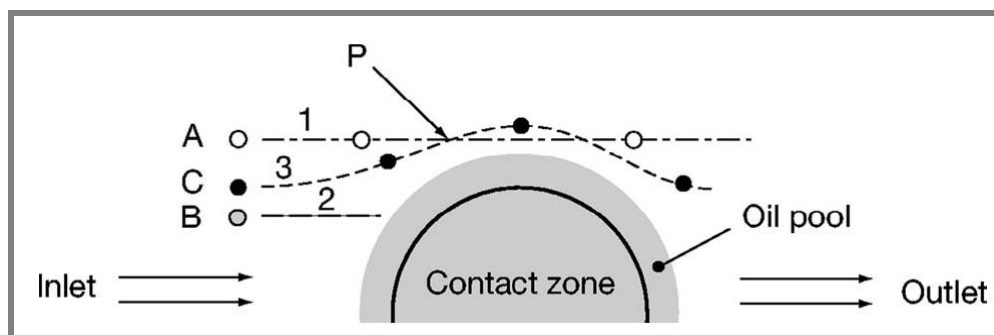


Obr. 21 velikost olejové louže v závislosti na rychlosti [52]

Yang a kol. [52] jako první zkombinovali měření tloušťky mazacího filmu u emulzí O/V s užitím vysokorychlostní záznamové techniky k pozorování chování emulzí při vyšších rychlostech do 1,5 m/s. Pro pozorování používali emulze s koncentracemi 1%, 5% a 10%, se střední velikostí částic 2, 5 a 10  $\mu\text{m}$ . Zatížení zvolili 140 N pro liniový kontakt a 50 N pro bodový kontakt.

U liniového kontaktu byla většina olejových částic vypuzena ze vstupní oblasti nezávisle na jejich velikosti a rychlosti valení. Stabilní částice byly pozorovány pouze při malých rychlostech. Penetrační částice byly buď přichyceny na površích, nebo se spojovaly do olejového zásobníku, jehož velikost v závislosti na rychlosti valení je zaznamenána na Obr. 21. Velikost louže klesá s rostoucí rychlostí a je více citlivá na menší částice, se zvětšujícími se částicemi roste pouze do určité hodnoty. U bodového kontaktu většina částic obtéká kontakt po stranách, místo aby byla vrácena zpět před vstupní oblast kontaktu. Také stabilní částice se na rozdíl od liniového kontaktu vyskytovaly pouze v jedné oblasti, a to dosti výjimečně. Olejový zásobník ve vstupní oblasti je výrazně menší než u liniového kontaktu, protože více částic kontakt pouze obtéká. Avšak poměr mezi velikostí olejového zásobníku a rychlostí valení byl pozorován obdobný jako u liniového kontaktu. Stejně tak je olejový

zásobník závislý na velikosti částic a koncentraci emulze, avšak je velice malý a zaniká již při středních rychlostech.

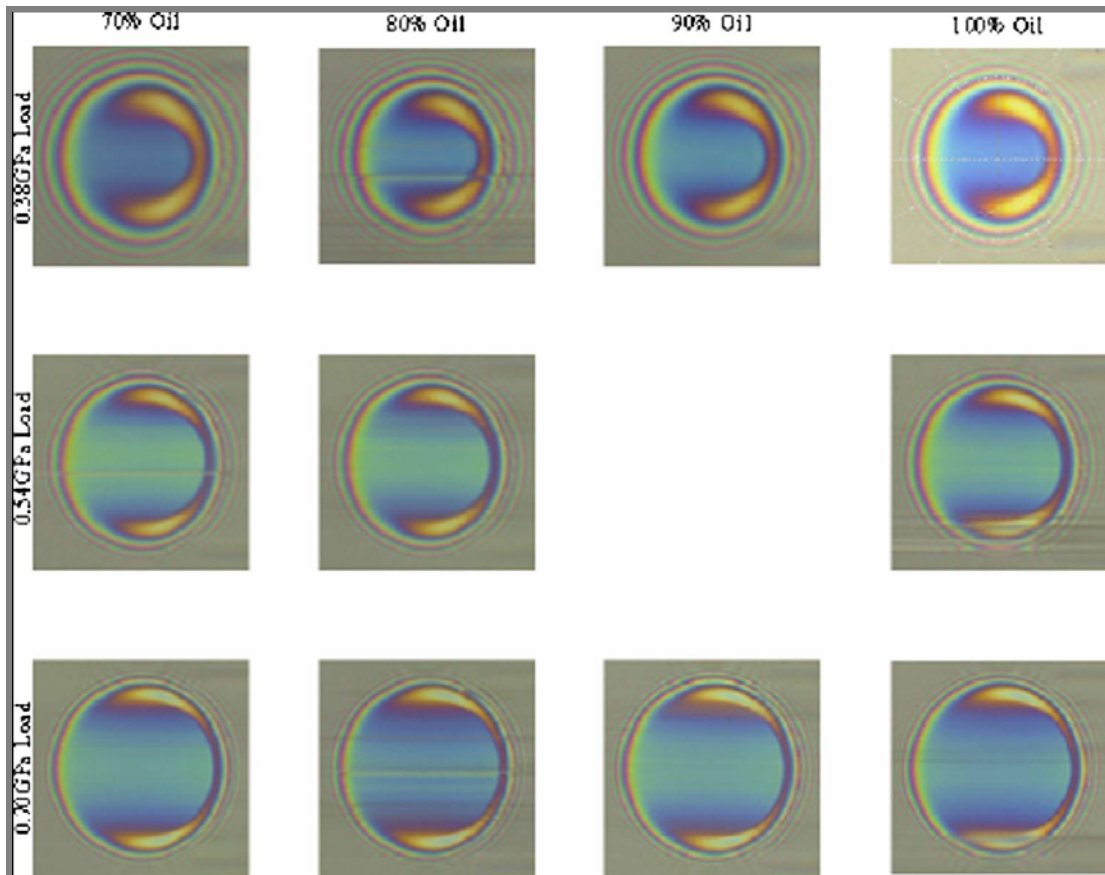


Obr. 22 Obcházení kapiček okolo kontaktu [52]

Chování emulzí V/O bylo studováno experimentálně převážně optickou interferenční metodou. Hamaguchi a kol. [53] studovali vlastnosti emulzí V/O různých koncentrací pro jejich použití jako nehořlavých maziv. Do tekutého parafínu byla přidána voda a emulgátor pro stabilitu emulze. Chování emulzí studovali při max. Hertzovu tlaku 0.7 GPa a rychlosti 0,54 m/s. Došli k závěru, že tloušťka filmu je téměř nezávislá na koncentraci vody a rozložení velikosti částic, ačkoliv viskozita emulze se s těmito parametry velmi mění.

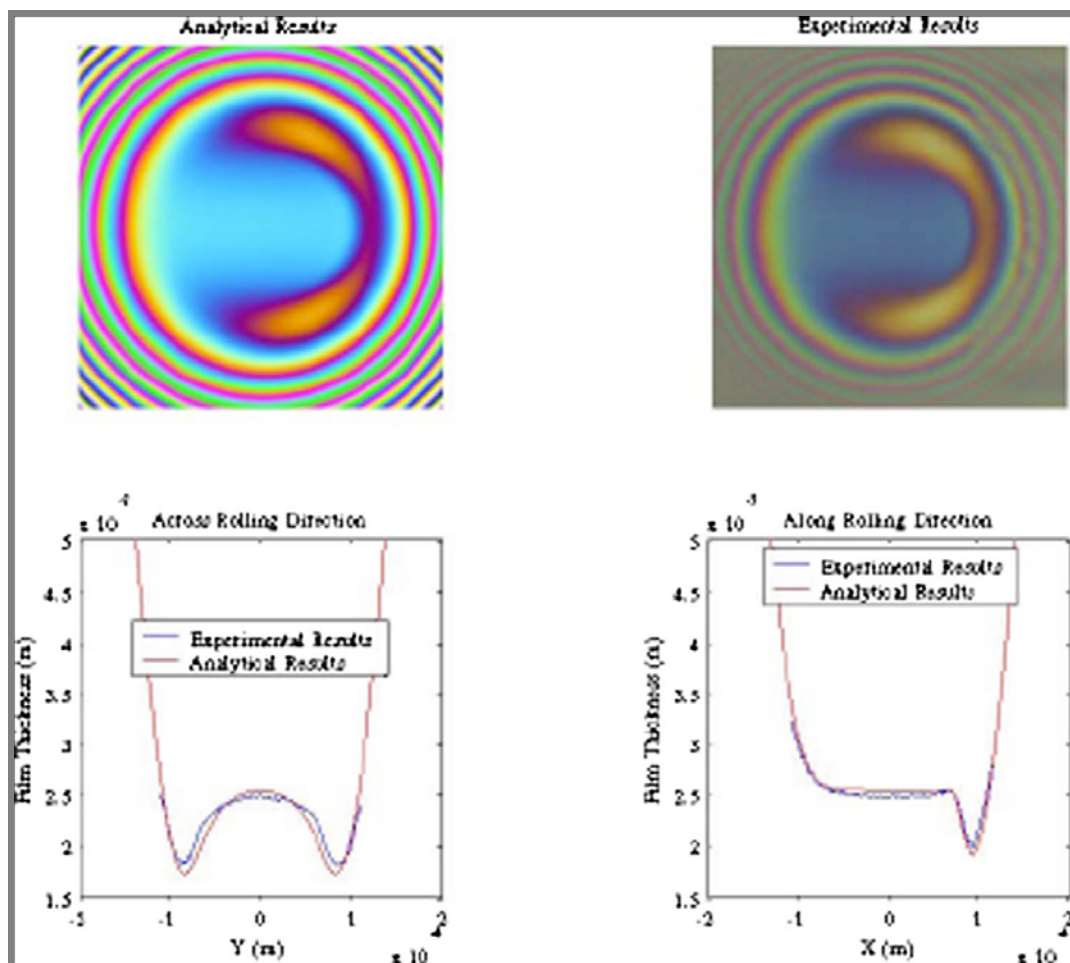
Výše uvedené studie byly zaměřeny na chování emulzí O/V. Chování emulzí V/O bylo studováno jen v několika málo studiích. Dalmaz a Godet [54] měřili tloušťku filmu některých nehořlavých tekutin v kluzném bodovém kontaktu. Jedna ze studovaných tekutin byla emulze V/O se 40% vody. Zatížení byla malá, maximální Hertzovy tlaky se pohybovaly mezi 0,12 a 0,19 GPa a rychlost v rozsahu od 0,1 do 3 m/s. Porovnáním výsledků s rovnicí Hamrocka a Dowsona zjistili, že pokud použijí viskozitu emulze, výsledky experimentu nesouhlasí s teoretickými hodnotami. Naopak dobré shody bylo dosaženo, pokud byla uvažována viskozita základového oleje.

Teoretickým modelováním chování emulzí V/O se mimo jiné zabýval Al Sharif a kol.[55], Wang a kol.[56], Dai a Khonsari[57], Yan a Kuroda[58], [59]. Nicméně plně funkční model prezentovali nedávno až Benner a kol.[60], kteří experimentálně a analyticky studovali velmi zatížené kontakty mazané emulzí V/O. Při testování používali tři různé max. Hertzovy tlaky od 0.38 GPa do 0.70 GPa při čtyřech různých rychlostech valení od 1 do 4 m/s. Emulze byly připravovány třepáním 500 ml vzorku po dobu půl hodiny. Pro přípravu používali olej ESSO (iso-46) a destilovanou vodu. Střední velikost částic namíchané emulze byla 3.14  $\mu\text{m}$ . Výsledky nevykazují žádnou změnu tloušťky filmu v závislosti na úrovni kontaminace. Toto chování bylo předpovězeno i teoretickým řešením.



Obr. 23 Experimentální interferogramy získané při rychlosti 1m/s, se zatížením 0,38GPa, 0,54 GPa a 0,7 GPa při čistém valení [60]

Obr. 23 ukazuje interferogramy při stejném zatížení a rychlosti pro různé úrovně kontaminace maziva od 30 do 10% obsahu vody. Z obrázku je patrné, že chromatické interferogramy jsou téměř identické, což naznačuje, že kontaminace vodou má malý nebo žádný efekt na tloušťku filmu pro uvedené podmínky. Ostatní provedené testy vedly k obdobným výsledkům. Minimální tloušťka filmu napříč kontaktem pro čistý olej a 30% emulzi V/O je podstatě shodná. Dále experimentálně měřili součinitel tření mezi ocelovou kuličkou a ocelovým diskem při tloušťce mazacího filmu 1  $\mu\text{m}$ , max. Hertzově tlaku 1 GPa a rychlosti 8,6 m/s. Výsledky ukázaly, že součinitel tření se nemění se změnou koncentrace kontaminace. Obecně součinitel tření vzrůstá s prokluzem a dosahuje maxima okolo 2,7% poměru kluz/valení. Malá změna součinitele tření se změnou koncentrace ukazuje, že rozptýlená voda je vytlačována ze vstupní oblasti kontaktu a zatížení je přenášeno pouze čistým olejovým filmem. Zároveň byl vyvinut numerický model pro silně zatížené bodové kontakty. Pro stanovení tlaku v mazivu byl použit Gauss-Seidel-Newtonův algoritmus. Dosažené výsledky porovnávali s experimentálními daty, přičemž mezi analytickými a experimentálními bylo dosaženo dobré shody.



Obr. 24 Porovnání experimentálních a analytických výsledků tloušťky mazacího filmu [60]

## 6 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Cílem disertační práce je stanovení vlivu kontaminace maziva vodou na funkci mazaných kontaktů.

Procesy probíhající v těchto kontaktech budou studovány v modelovém kontaktu pomocí dvou experimentálních zařízení. Zařízení AX-MAT bude použito pro studium tření a opotřebení a optický tribometr umožní vizualizovat proces utváření mazacího filmu v kontaktu. Naplnění tohoto cíle předpokládá realizaci těchto dílčích etap:

1. Srovnání materiálů používaných u šnekových kol na základě stanovení jejich tribologických parametrů. Experiment bude simulovat podmínky provozu a záběhu šnekového soukolí 24 hodinovou zkouškou na zařízení AX-MAT.
2. Stanovení tribologických parametrů při mazání vodou a porovnání materiálů vhodných pro provoz ve vodou kontaminovaném prostředí.
3. Měření vybraných materiálů ve vodní emulzi, s parametry nastavenými dle experimentu realizovaného ve druhé etapě.
4. Stanovení rozložení tloušťky mazacího filmu pomocí optické interferometrie pro zvolenou kontaminaci maziva, na základě předchozích testů. Posouzení vlivu míry kontaminace na funkci mazaného kontaktu.

## 7 PŘÍPRAVA EMULZE V/O

7

Po prostudování výše zmíněné problematiky utváření mazacího filmu u emulzí je zřejmé, že je nutné brát v úvahu i velikost kapiček vody nebo oleje v emulzi.

Prvním úkolem tedy bylo vytvoření metodiky přípravy emulze o známých vlastnostech v reálných provozních podmínkách, např. opakované vytvoření 5% emulze V/O se stejnou velikostí disperzních částic.

### 7.1 Příprava v zařízení AX-MAT

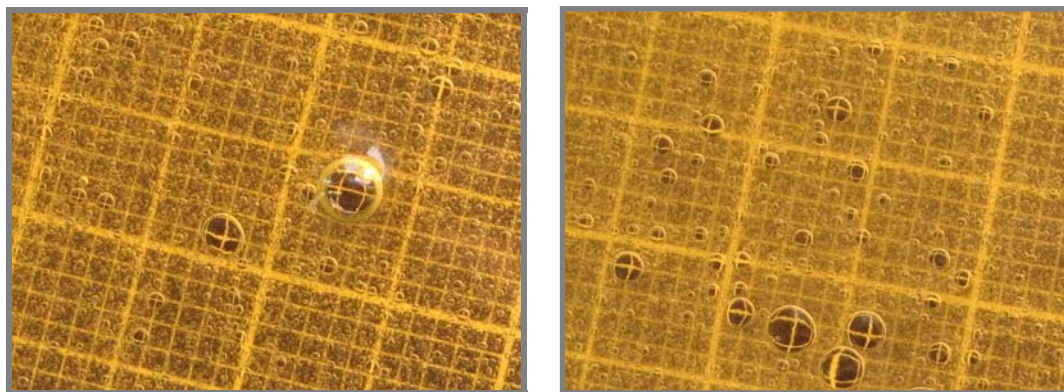
7.1

V první fázi se proto testovalo vytváření emulze přímo v zařízení AX-MAT bez zatížení a cirkulace maziva. Olej byl s vodou rozmícháván pouze rotačním pohybem trubičky v olejové vaně zařízení. Z důvodu simulace emulze v reálných podmínkách nebyl použit žádný stabilizátor emulze. Vzniklá emulze byla vždy po 5-ti minutách míchání nasáta stříkačkou a přenesena na skleněnou misku, kde byla vyfocena.

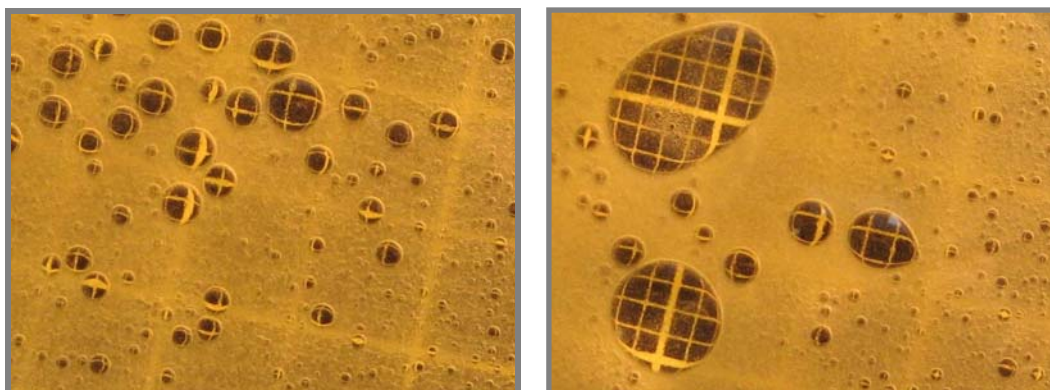


Obr. 25 Příprava emulze mícháním-pohled do olejové vany zařízení

Zkoumány byly emulze V/O s různou koncentrací. Z Obr. 26 a 27 je zřejmé, že došlo k dostatečnému rozmíchání disperzní fáze. Emulze se již po 5ti minutách míchání jevila jako homogenní a se vzrůstající koncentrací vody v oleji dochází k utváření menších disperzních částic. Ovšem vzhledem k absenci stabilizátoru byla emulze málo stabilní a při stlačení pístu stříkačky docházelo ke spojování vodních kapiček ve velké kapky.



Obr. 26 Vizualní porovnání emulze a) koncentrace 6% b) koncentrace 10%

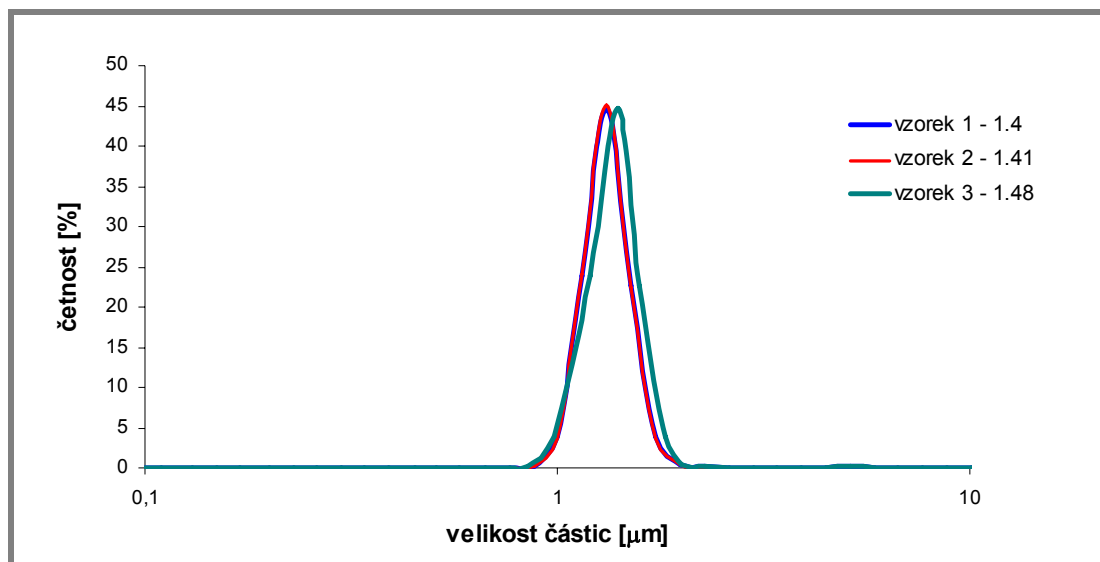


Obr. 27 Vizuální porovnání emulze a) koncentrace 20% b) koncentrace 30%

Velké kapky vody patrné na obrázcích vznikly právě tímto mechanismem při přenášení vzorku emulze. V průběhu míchání se takovéto velké kapky v emulzi nevyskytovaly. Emulze vytvořené tímto způsobem ovšem díky jejich nestabilitě nebylo možné jednoduchým způsobem přemístit do měřicího zařízení, proto bylo nutné přistoupit k vytvoření emulze jiným způsobem.

## 7.2 Příprava odstředivým čerpadlem

Za tímto účelem bylo upraveno měřicí zařízení AX-MAT, u kterého bylo nainstalováno odstředivé čerpadlo. Zapojením odstředivého čerpadla do cirkulačního okruhu dochází k promíchávání jak v čerpadle, tak v olejové vaně rotující trubičkou. Emulze připravená tímto způsobem již byla vizuálně stabilnější a při stlačování vzorku nedocházelo k pozorovatelnému spojování vodních kapiček ve větší kapky. Pro stanovení velikosti vodních kapiček byl použit přístroj HORIBA, který umožňuje měřit velikost částic pomocí metody laserové difrakce. Velikost částic byla



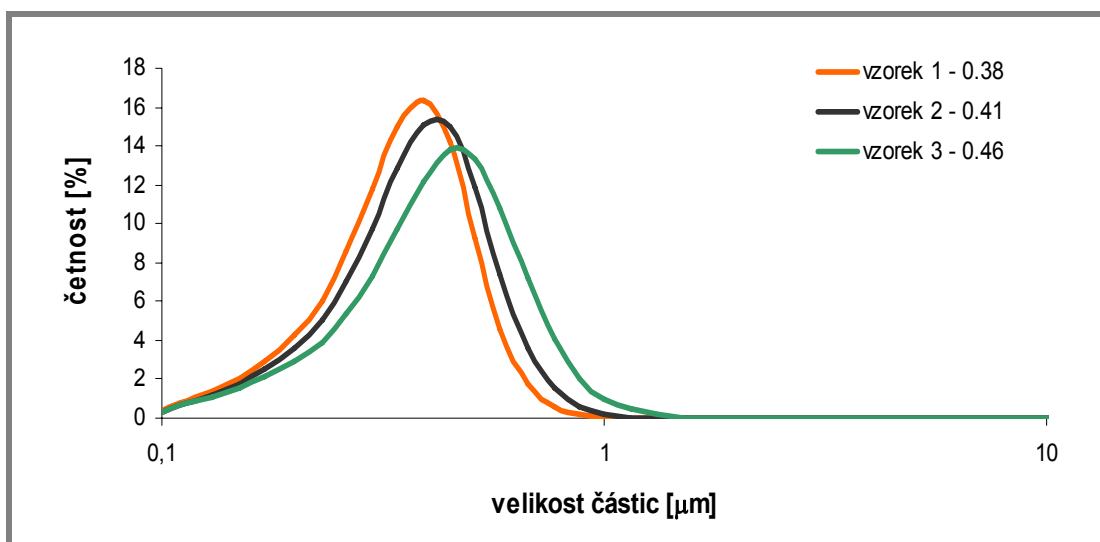
Obr. 28 Velikost a rozložení částic u emulzí V/O připravených pomocí AX-MATu s čerpadlem

zjišťována na několika vzorcích, aby bylo prokázáno, že naměřené hodnoty platí pro všechna opakovaná míchání stejné emulze. Jak je vidět na Obr. 28 emulze vytvořená tímto způsobem vytváří částice o průměrné velikosti přibližně 1,4  $\mu\text{m}$ .

### 7.3 Příprava ultrazvukem

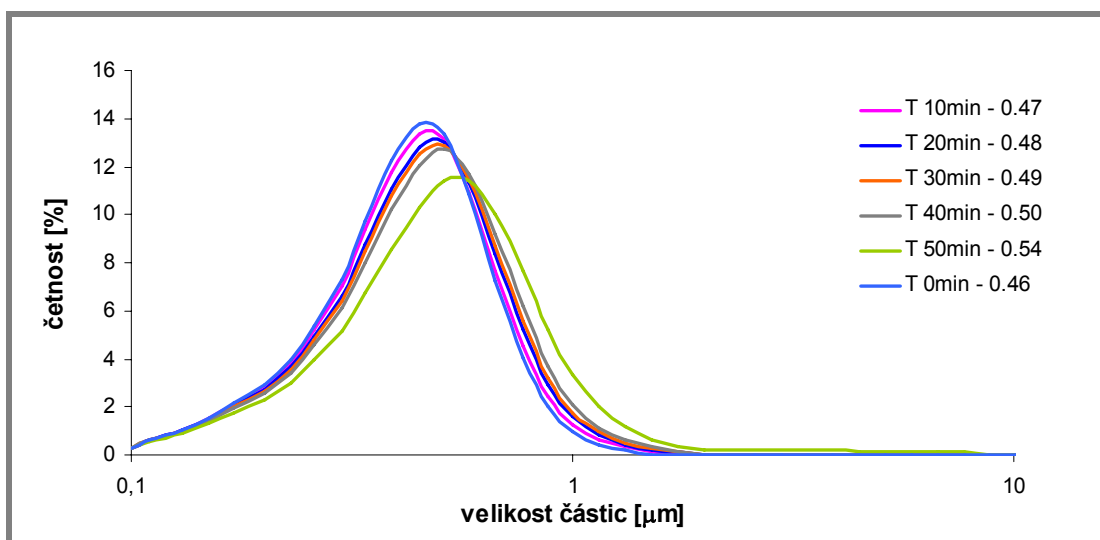
Průměrná velikost vodních částic u emulze připravené předchozím postupem byla příliš velká pro studium tloušťky mazacích filmů. Pro účely měření tloušťky mazacího filmu na optickém tribometru bylo proto k vytvoření emulze využito ultrazvukové čističky. Každý vzorek byl v zařízení připravován po dobu 30 min.

Z Obr. 29 je patrné, že rozložení velikosti částic se pro opakovaná míchání stejné emulze výrazně nemění. Hodnoty největší četnosti se liší v řádu setin mikrometru, což je na úrovni přesnosti přístroje.



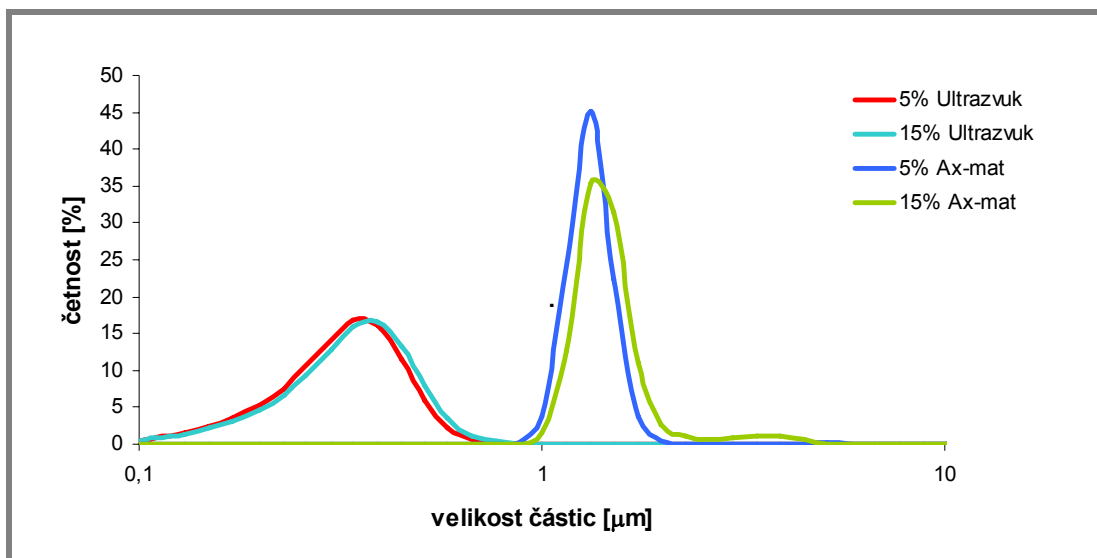
Obr. 29 Velikost částic 5% emulzí V/O připravených pomocí Ultrazvuku

Rovněž byla zjišťována velikost částic dané emulze s různým časovým odstupem pro stanovení stability emulze. Na Obr. 30 je vidět, že rozložení velikosti částic v emulzi se s časem mění velice nepatrně. Z dlouhodobého hlediska se takováto emulze nedá pokládat za stabilní, ovšem požadavkům pro zachování stejných vlastností v průběhu měření tloušťky mazacího filmu plně dostačuje



Obr. 30 Změna velikosti částic 5% emulze V/O v čase

Rozložení velikosti částic emulze vytvořené v zařízení s čerpadlem a emulze vytvořené pomocí ultrazvuku je vidět na Obr. 31. Z obrázku je rovněž patrné, že velikost částic emulze se liší pouze podle použité metody přípravy. Pro různé koncentrace vody v oleji se rozložení velikosti částic téměř nemění.



Obr. 31 Porovnání velikosti částic 5% emulze V/O při různých způsobech přípravy

## 7.4 Viskozita emulze

Viskozita emulze byla měřena na viskozimetru Haake RotoVisco 1 s měřicími nádobami DG51 a DG52 při teplotě 27,7°C. Hodnoty dynamické viskozity emulze dosahují mírně vyšších hodnot než viskozita čistého oleje (Tab. 1). Podobné chování u emulzí vody v oleji pozoroval také Liu a kol. [61].

Tab. 1 Viskozita emulze

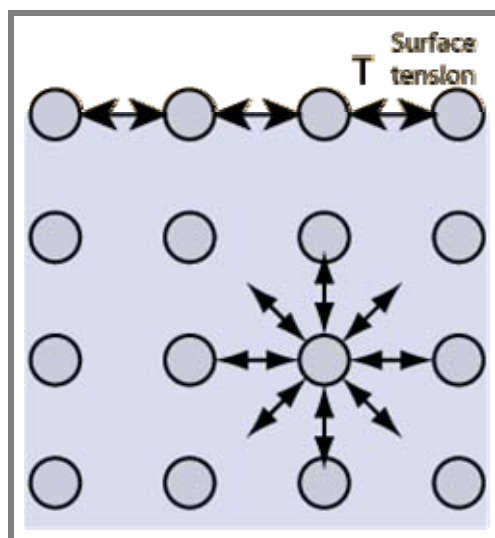
<b>SUNOCO HPO100</b>	
<b>H<sub>2</sub>O [%]</b>	<b>η [Pas]</b>
<b>0</b>	<b>0,0289</b>
<b>5</b>	<b>0,0315</b>
<b>20</b>	<b>0,0371</b>

## 7.5 Povrchové napětí

### 7.5.1. Fázové rozhraní

Jako fáze je označována homogenní část látky, jejíž vlastnosti jsou ve všech místech stejné. Na rozhraní fází jsou ovšem interakce mezi molekulami odlišné od interakcí ve fázi objemové díky různému počtu interagujících molekul (Obr. 32). Rozdílné interakce uvnitř kapaliny a na fázovém rozhraní způsobují, že na zvětšení plochy fázového rozhraní je třeba vynaložit energii. Energie, která je dostačující pro zvětšení fázového rozhraní, je označována jako mezifázová energie nebo mezifázové

napětí. Pro rozhraní mezi kapalinou a plynem je označována jako povrchové napětí a povrchová energie [65].



Obr. 32 Povrchové napětí [64]

Energie a vlastnosti fázových rozhraní o velké ploše velkou měrou ovlivňují chování celého systému. Každý systém se vždy snaží být v rovnovážném stavu, kdy jeho celková energie a tedy i energie fázového rozhraní, je minimální. Minimální energie lze dosáhnout buď zmenšením plochy fázového rozhraní nebo snížením hodnoty mezifázové energie. Proto u disperzních systémů dochází ke snížení dispersity systému spojováním disperzních částic koagulací a koalescencí [65].

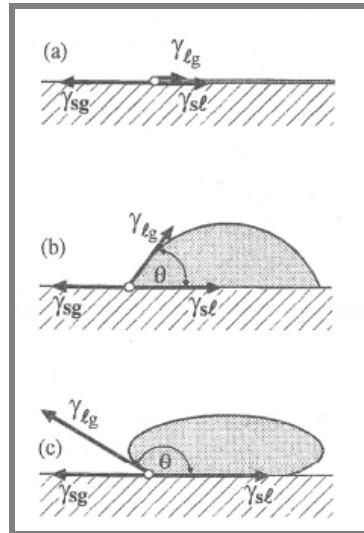
### 7.5.2. Úhel smáčení

7.5.2

Při kontaktu několika navzájem nemísitelných fází vznikne takové uspořádání systému, aby byla zajištěna podmínka rovnováhy, tedy součet všech energií byl minimální. Uspořádání systému při kontaktu kapaliny a tuhé látky závisí na třech mezifázových energiích. Jsou to: povrchová energie tuhé látky ( $\gamma_{sg}$ ), mezifázová energie tuhá látka-kapalina ( $\gamma_{sl}$ ) a povrchová energie kapaliny ( $\gamma_g$ ) [65].

Mohou nastat tři typy uspořádání rovnovážného stavu při umístění kapky kapaliny na povrchu tuhé látky. Podle toho, jaký tvar kapka zaujme je dán úhel smáčení:

- Při  $\theta = 0^\circ$  Nastává tzv. dokonalé smáčení. Kapalina se rozprostře na povrchu tuhé látky Obr. 33 (a). ( $\gamma_{sg} = \gamma_{sl} + \gamma_g$ )
- Při  $0^\circ < \theta < 90^\circ$  kapalina tuhou látku smáčí je lyofilní (hydrofilní) Obr. 33(b) ( $\gamma_{sg} < \gamma_{sl} + \gamma_g$ )
- Při  $90^\circ < \theta < 180^\circ$  kapalina povrch látky nesmáčí a je lyofobní (hydrofobní) Obr. 33 (c). ( $\gamma_{sg} > \gamma_{sl} + \gamma_g$ )



Obr. 33 Úhel smáčení [65]

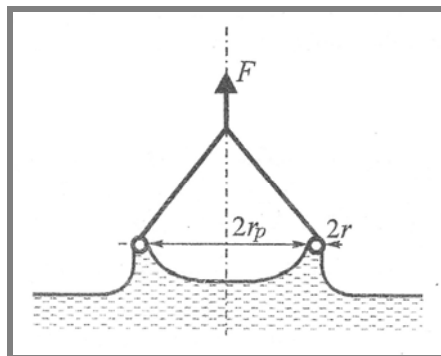
### 7.5.3. Metody stanovení povrchového a mezifázového napětí

#### *Metoda odtrhování prstence (du Noüyho)*

Při měření se sleduje síla  $F$  potřebná k odtržení prstence tenkého drátu z platiny od povrchu měřené kapaliny. Kapalina musí prstenec dobře smáčet  $\theta = 0^\circ$ . Při měření se prstenec pohybuje cyklicky ve vertikálním směru tak, aby nedošlo k jeho odtržení od povrchu kapaliny. Pro povrchové napětí platí

$$\gamma = \frac{F}{4\pi \cdot r_p} \cdot k \quad (5)$$

$k$  je korekční koeficient, uváděný v manuálu zařízení, který je závislý na geometrii prstence (je funkci  $r_p^3/V$  a  $r_p/r$  kde  $r_p$  je poloměr prstence,  $r$  poloměr drátu, z něhož je prstenec zhotoven a  $V$  je objem menisku). Používá se jako srovnávací metoda. [65]



Obr. 34 Odtrhování prstence [65]

#### *Metody založené na sledování tvaru kapek a bublin*

Pro stanovení povrchového nebo mezifázového napětí dané kapaliny se měří geometrické parametry přisedlé nebo visící kapky. Tyto se následně porovnávají s tabelovanými hodnotami těchto parametrů, které byly získány numerickou integrací

Laplaceovy rovnice. Metoda je používána pro měření povrchového napětí kapalin při vysokých teplotách a také ke sledování stárnutí koloidních systémů. [65]

#### *Ostatní metody*

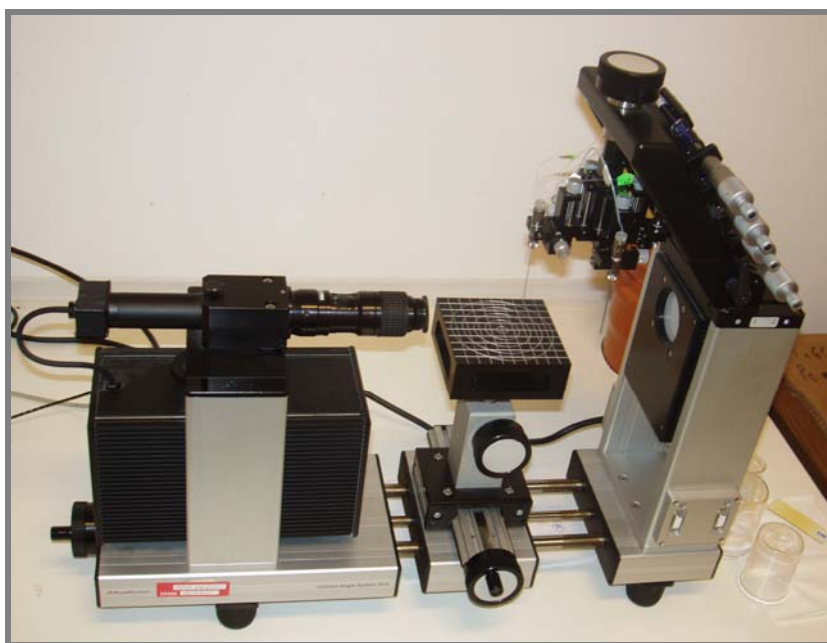
Kromě dvou blíže popsaných metod je pro stanovení povrchového a mezifázového napětí používána i metoda kapilární elevace, metoda rotující kapky, Wilhelmyho metoda vyvažování destičky, metoda vážení kapky, metoda maximálního přetlaku v bublině a další.

#### 7.5.4. Stanovení povrchového napětí kontaktních povrchů

7.5.4

Veškerá měření povrchových energií a mezifázových napětí se podařilo realizovat na Chemické fakultě VUT v Brně.

Smáčecí úhly zkoumaných kapalin byly zjišťovány na měřicím zařízení Dataphysics OCA 10 (Obr. 35) se softwarem OCA 20. Měřicí zařízení umožňuje pomocí optického mikroskopu sledovat tvar přisedlých kapek a vyhodnotit úhel smáčení tuhé látky kapalinou.



Obr. 35 Měřicí zařízení pro stanovení úhlu smáčení - Dataphysics OCA 10

Stanovení povrchové energie tuhé látky přímými metodami je dosti omezené. Proto se v praxi využívá pro měření povrchové energie tuhé látky metod založených na úhlu smáčení.

Pro výpočet povrchové energie kuličky a skleněného kotouče z naměřených hodnot smáčecích úhlů byla použita Owens-Wendtova metoda. U Owens-Wendtovy metody se celková energie kotouče dělí na disperzní složku  $\gamma^d$  a polární složku  $\gamma^h$ . Celková energie tuhého povrchu je pak dána jako geometrický průměr jednotlivých složek. Pro vypočtení povrchové energie je nutné vyřešit soustavu dvou rovnic (6) o dvou neznámých [64].

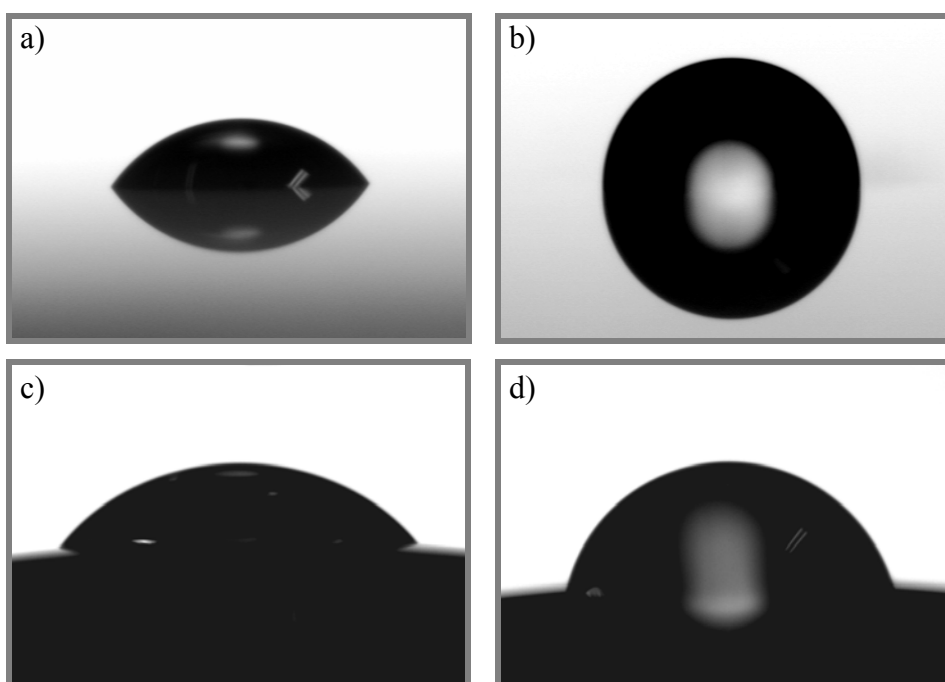
$$(1 + \cos \theta) \cdot \gamma_L = 2 \cdot \left( \sqrt{\gamma_S^d \gamma_L^d} + \sqrt{\gamma_S^h \gamma_L^h} \right) \quad (6)$$

Úhel smáčení tuhé látky je tedy nutné změřit při interakci se dvěma kapalinami, jejichž povrchové napětí je známé. V tomto případě byla použita voda a diiodomethan. Průměr naměřených hodnot byl spolu se směrodatnou odchylkou zadán do ovládacího programu OCA20 (Tab. 2), ve kterém byly pomocí výše popsané Owens-Wendt metody stanoveny hodnoty povrchové energie kuličky a kotouče (Tab. 3).

Tab. 2 Úhly smáčení tuhých povrchů testovacími kapalinami

Měření	Kotouč		Kulička	
	voda	diiodomethane	voda	diiodomethane
	$\theta$ [°]			
1	91,3	55,4	70,2	42,1
2	89,7	54,4	68,0	45,0
3	92,5	53,4	72,0	45,5
4	91,6	53,8	71,6	46,3
5	92,2	54,1	70,5	45,8
6	92,6	55,5	70,8	41,0
7	92,5	53,0	72,7	44,0
8	90,3	55,3	65,2	47,4
9	92,3	54,5	68,8	42,0
10	91,9	53,6	72,2	41,1
<b>průměr</b>	<b>91,7</b>	<b>54,3</b>	<b>70,2</b>	<b>44,0</b>
<b>SO</b>	<b>0,9</b>	<b>0,8</b>	<b>2,2</b>	<b>2,2</b>

Tvary kapek, ze kterých byly stanoveny úhly smáčení disku nebo kuličky jednotlivými kapalinami jsou patrné z obrázků 36 až 38.



Obr. 36 Tvary kapek : a) diiodomethane na kotouči, b) voda na kotouči, c) diiodomethane na kuličce, d) voda na kuličce

Z tabulky 3 je zřejmé, že povrchová energie kuličky je vyšší než povrchová energie kotouče. Především polární složka kuličky je výrazně vyšší než u kotouče. Toto by mohlo způsobovat větší afinitu povrchu kuličky k vodě.

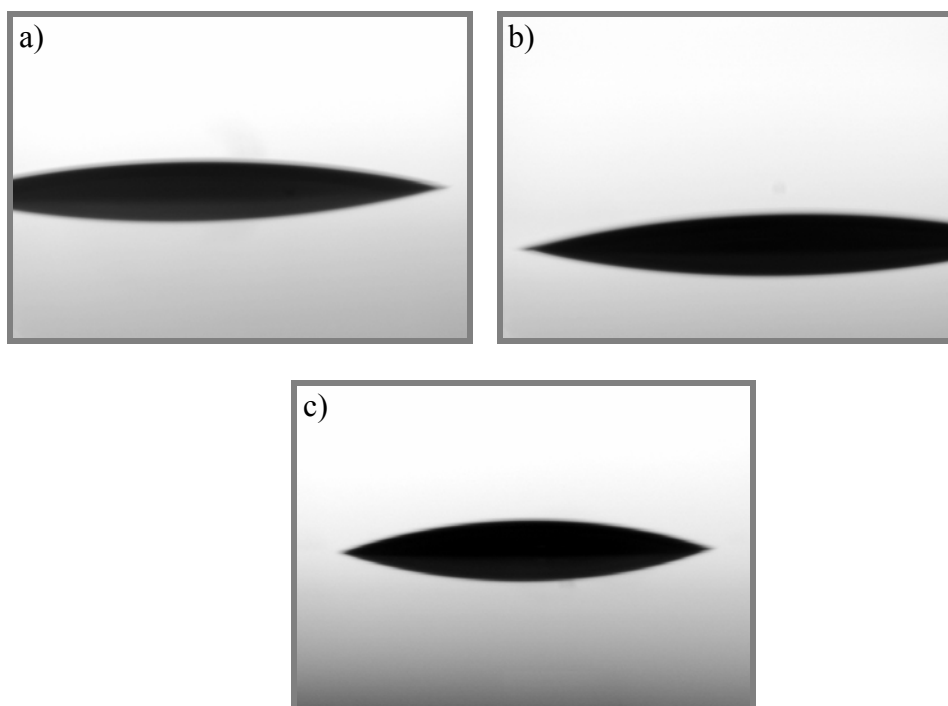
Tab. 3 Stanovené povrchové energie

Povrch	Povrchová energie	disperzní složka	polární složka
Kulička	43,6	34,7	8,9
Kotouč	31,9	30,1	1,8

### 7.5.5. Stanovení povrchového a mezifázového napětí emulze V/O

7.5.5

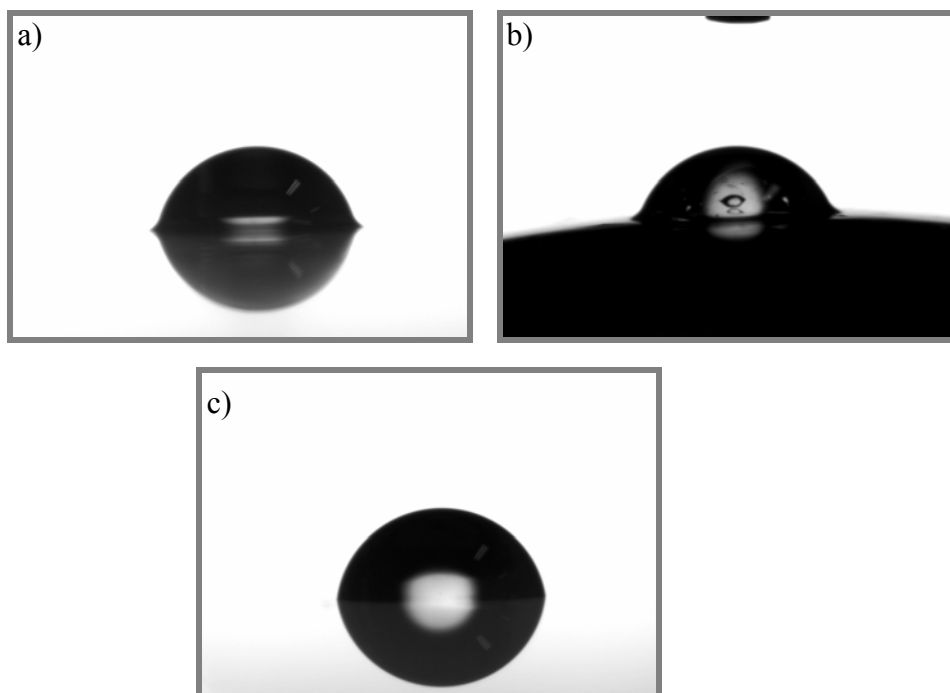
Původním cílem měření smáčecího úhlu bylo srovnání povrchových napětí jednotlivých emulzí a stanovení afinity jednotlivých složek k povrchu kotouče. Proto byla realizována měření smáčecího úhlu povrchu kotouče s emulzemi i jejich jednotlivými složkami. Bohužel smáčecí úhly olejů i emulzí byly na hranici měřitelnosti zařízení a tato metoda se tedy ukázala jako nevhodná. Přesto lze z nasnímaných záběrů pouhým okem porovnat tvary jednotlivých kapek a získat tak představu o chování emulzí a jejich složek vůči povrchu kotouče.



Obr. 37 Smáčecí úhly testovaných kapalin

- a) plně formulovaný olej
- b) HPO 100
- c) V/O emulze 5% HPO 100

Jak je patrné z Obr. 37 smáčecí úhly olejů a emulze byly malé, takže se nedařilo vytvořit kapku tak velkou, aby se vešla do zorného pole. Z toho důvodu nebylo možné stanovit základní rovinu kotouče a nebylo tudíž ani možné odečíst smáčecí úhel. Proto bylo dále pozorováno pouze smáčení kotouče a kuličky vodou při nanesení tenkého olejového filmu na jejich povrch.



**Obr. 38** Smáčecí úhly vody na povrchu disku nebo kuličky s naneseným tenkým filmem oleje  
a) kotouč + HPO 100 b) kulička + HPO 100 c) kotouč + plně formulovaný olej

Tab. 4 Úhly smáčení tuhých povrchů testovacími kapalinami

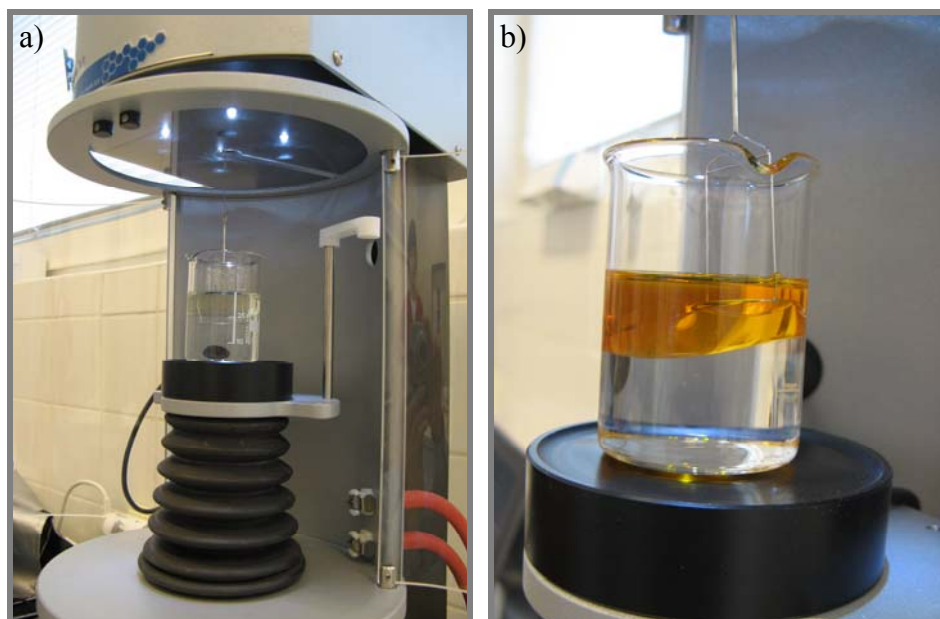
<b>kotouč</b>	<b>HPO 100</b>	<b>P.F.</b>	<b>čistý</b>	<b>čistý</b>	<b>čistý</b>
<b>test. kap.</b>	<b>voda</b>	<b>voda</b>	<b>HPO 100</b>	<b>P.F.</b>	<b>emulze 20%</b>
<b>vzorek</b>	<b><math>\theta</math> [°]</b>				
1	81,0	78,5	9,8	9,1	6,3
2	81,4	78,2	12,6	10,2	5,8
3	80,3	78,4	7,5	12,7	6,6
4	77,7	77,7	13,1	8,9	5,2
5	78,5	78,1		11,3	
6	78,1	78,3	<b>kolem 6-8° na hranici měřitelnosti</b>		
7	77,9	77,5			
8	79,6	78,2			
9	79,3	77,5			
10	78,0	78,8			
<b>průměr</b>	<b>79,2</b>	<b>78,1</b>			
<b>SD</b>	<b>1,4</b>	<b>0,4</b>			

Jak je patrné z obrázků 36 až 38 a z tabulky 3, oleje a emulze na povrchu disku mají velmi podobné smáčecí úhly. Téměř shodné hodnoty úhlu smáčení lze pozorovat i při kontaktu vody s ošetřeným povrchem kotouče nebo kuličky některým z olejů. Lze tedy říci, že chování obou olejů a tedy i emulzí má stejný charakter. Měření smáčecího úhlu tudíž neprokázaly žádné velké rozdíly v chování testovaných olejů a emulzí vůči kontaktním povrchům.

Tab. 5 Hodnoty povrchového napětí měřených olejů a emulzí

		<b>P.F.</b>	<b>HPO 100</b>	<b>P.F. 5% V/O</b>	<b>HPO 100 5% V/O</b>
<b><math>\rho</math></b>	<b>g/cm<sup>3</sup></b>	<b>0,9970</b>	<b>0,8530</b>	<b>0,9966</b>	<b>0,8532</b>
<b>ST</b>	<b>mN/m</b>	<b>23,5</b>	<b>30,2</b>	<b>29,6</b>	<b>30,2</b>

Pro stanovení povrchového a mezifázového napětí testovaných olejů a emulzí byla tedy zvolena jiná metoda, metoda odtrhování prstence (viz kapitola 7.5.3). K měření bylo využito měřicí zařízení KSV Instruments Sigma 701. Přístroj měří sílu potřebnou pro překonání přechodu mezi kapalinou a plynem nebo mezi dvěma kapalinami. V případě stanovení povrchového napětí kapaliny se tedy jedná o rozhraní fází kapalina - vzduch a při stanovení mezifázového napětí se jedná o fázové rozhraní mezi dvěma kapalinami. Zařízení po správném umístění vzorku pracuje plně automaticky. V ovládacím software je pouze nutné nastavit požadované parametry zkoušky a jako vstupní parametry měření zadat hustoty kontaktních fází.



Obr. 39 Měřicí zařízení KSV Instruments Sigma 701, při měření mezifázového napětí  
a)oleje HPO 100 b) plně formulovaného oleje

Touto metodou se již podařilo úspěšně stanovit požadovaná povrchová napětí viz Tab. 5. Bohužel při stanovení mezifázového napětí mezi vodou a plně formulovaným olejem se opět ukázaly omezení použité metody. Rozhraní mezi vodou a plně formulovaným olejem totiž nemělo rovinný tvar jako tomu bylo u oleje HPO 100, ale kulově zakřivený jak je vidět z Obr. 39 b). Při měření pak docházelo

k vybočování prstence a napětí nebylo možné stanovit. Zakřivený tvar fázového rozhraní je způsoben pravděpodobně vyšším mezifázovým napětím mezi olejem a vodou. Dá se tedy předpokládat, že by toto mezifázové napětí voda/plně formulovaný olej mělo významně odlišnou hodnotu od mezifázového napětí voda/HPO 100 ( $\sigma = 20,2 \text{ mN/m}$ ) a lze tedy usuzovat i na rozdílné chování těchto emulzí.

---

## 7.6 Shrnutí

V dostupných podmínkách byly zvoleny dva způsoby přípravy emulze, které byly dále využity v experimentech. Pro oba způsoby bylo stanoveno rozložení velikosti vodních kapiček v emulzi. Testováním bylo prokázáno, že opakovanou přípravou lze zaručit stejné hodnoty velikosti vodních kapiček. Rovněž bylo ukázáno, že hodnoty velikosti kapiček se s časem zvětšují pomalu, přestože není emulze stabilizována žádnou přísadou. Přemístění emulze do měřicího zařízení a krátká měření tedy nebudou mít zásadní vliv na velikost kapiček v emulzi.

Měřením kontaktního úhlu se podařilo stanovit povrchové energie třecích povrchů zkušebního zařízení. Z naměřených hodnot oproti předpokladu vyplývá, že ocelová kulička má větší schopnost být smáčena vodou než skleněný disk. Povrchová a mezifázová napětí použitých olejů a emulzí se bohužel s dostupnými možnostmi nepodařilo plně stanovit. Ze získaných hodnot lze ovšem říci, že povrchová napětí čistého oleje a jeho emulze se téměř neliší a třecí povrchy dobře smáčí. Odlišné chování lze ovšem očekávat u emulzí s plně formulovaným olejem, kde mezifázové napětí výraznějším způsobem ovlivňuje koalescenci vodních kapiček.

## 8 VLIV EMULZE V/O NA VELIKOST TŘENÍ A OPOTŘEBENÍ

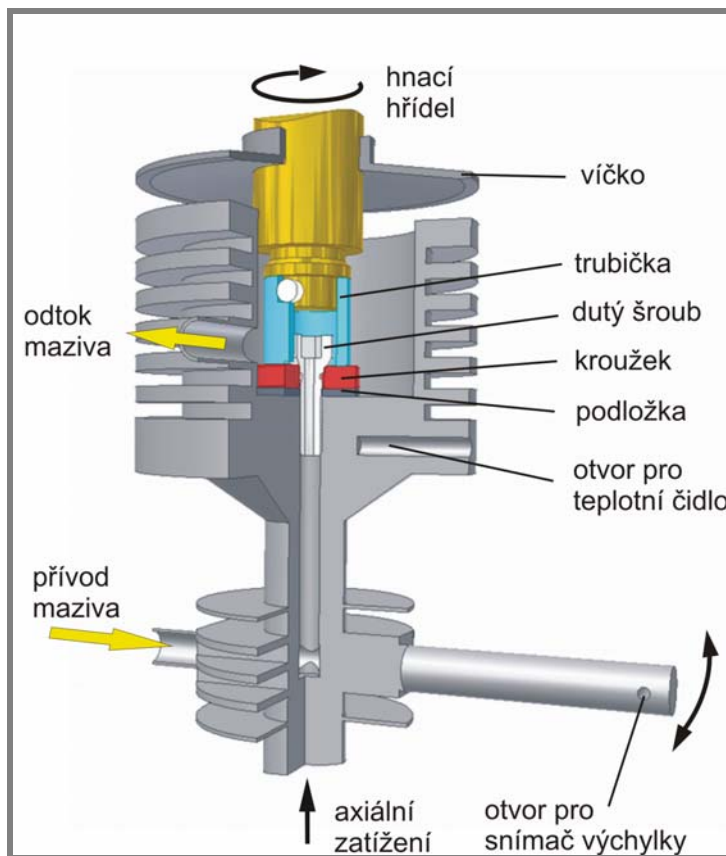
V této části budou nejprve popsány a zhodnoceny dva experimenty, které předcházely vlastnímu studiu emulzí, a ze kterých vychází následné porovnání vlivu V/O emulze na tření a opotřebení povrchů.

První experiment se zabývá porovnáním několika bronzových slitin. Bronzový materiál byl zvolen proto, že s kalenou ocelí tvoří dvojici s velmi dobrými kluznými vlastnostmi. Z tohoto důvodu je také nejpoužívanějším materiálem na výrobu věnců šnekových kol. Jednotlivé materiály jsou porovnávány pomocí součinitele tření, který je jedním z hlavních parametrů ovlivňujícím ztráty v ozubení. Dále jsou sledovány další parametry tribologických vlastností, které mají vliv na spolehlivost a životnost ozubení jako je objem opotřebení nebo vliv použitého mazacího oleje.

Druhý experiment se zabývá porovnáním několika kombinací materiálů vhodných pro použití ve vodě nebo vodou kontaminovaných mazivech. Jedná se o různé typy nerezových materiálů s různými povrchovými úpravami. Zkoušky byly prováděny za úplné absence maziva, pouze ve vodní lázni. Sledovány byly stejné tribologické parametry jako u prvního experimentu.

Na základě výsledků z úvodních dvou experimentů byl realizován třetí experiment, který srovnává velikosti součinitele tření u čistého oleje a emulzí V/O s různou koncentrací vody. Pro měření byly použity emulze připravené odstředivým čerpadlem a ultrazvukem.

### 8.1 Zkušební zařízení



Obr. 40 Uzel zkušebního zařízení AX-MAT

Zkoušky tribologických vlastností vybraných materiálových dvojic byly prováděny na upraveném zařízení AX-MAT. Měřicí zařízení je typu „ring on disc“, kde používané zkušební vzorky mají tvar kroužku a trubky. Jak je patrné z Obr. 40, kroužek je pevně přitážen šroubem, kterým je přiváděn olej do hliníkové vany, ze které je pak odváděn přepadem. Takto je zajištěno, že kontakt je stále ponořen v mazivu, drážky na trubičce současně umožňují přívod maziva přímo mezi kontaktní plochy. Na kroužek je axiálně přitlačována trubka, která se otáčí. Tím vzniká plošný kontakt tvaru mezikruží. Hlavní výhodou tohoto uspořádání vzorků je, že se plocha kontaktu v průběhu zkoušky nemění. Kluzný kontakt pracuje pak ve smíšeném mazání. Přebytečné mazivo odvedené přepadem je po přefiltrování vedeno zpět do zkušebního uzlu pístovým čerpadlem. Zkušební uzel se v průběhu experimentu značně zahřívá, proto je žebrovaná vana ofukována ventilátorem, který udržuje teplotu oleje uvnitř uzlu v rozsahu dovolených pracovních teplot. V případě druhého experimentu byla provedena výměna uzavřeného olejového mazacího okruhu za vodní čerpadlo a okruh se ztrátovým mazáním.

## 8.2 Podmínky zkoušky

Při hodnocení třecích vlastností dvojic materiálů je třeba dodržet stejné podmínky zkoušky, plochu kontaktu, tvar vzorků použité mazivo, průtok maziva měřicím uzlem, otáčky trubičky (z čehož se odvíjí kluzná rychlost), axiální zatížení (jemuž odpovídá tlak mezi kontaktními plochami), dobu trvání zkoušky, počet měřených vzorků každé materiálové dvojice atd. V průběhu měření se tedy snažíme, aby tyto parametry (pokud není záměrem opak) byly konstantní.

### 8.2.1. Experiment 1

Podmínky zkoušky byly původně zvoleny tak, aby co nejvíce odpovídaly náročným podmínkám v kontaktu šneku a šnekového kola. Pracovní podmínky tohoto typu zkoušky „ring-on-disc“ jsou však vlivem vysokých třecích momentů a tím i teplot při vyšším zatížení podstatně omezeny. Proto jsou měření prováděna při provozních podmínkách zaručujících nepřekročení dovolených pracovních teplot použitých olejů. Celková doba měření pro jednu materiálovou dvojici je 24 hodin. Tato doba je rozdělena do 4 etap, z nichž každá reprezentuje určitou fázi postupného zaběhnutí. Podrobnější popis viz [63].

### 8.2.2. Experiment 2

Zpočátku nebylo lehké najít vhodnou kombinaci zatížení, otáček a délky zkoušky, která by byla vhodná pro všechny testované materiály. Nakonec byla zvolena výše uvedená kombinace ( Tab. 6) , protože průběh zkoušky byl i u materiálů s horšími výsledky stabilní. Zejména na délce zkoušky je vidět jak náročné podmínky, oproti experimentu 1, při mazání vodou nastávají. Zatímco všechny testované mat. dvojice u experimentu 1 by byly schopné dalšího provozu při stanovených podmínkách, u experimentu 2, při několikanásobně menší rychlosti a zatížení, by byly schopné pokračovat pouze mat. dvojice s nejlepšími parametry.

### 8.2.3. Experiment 3

8.2.3

Původním cílem bylo nastavit podmínky se stejnými parametry jako u experimentu 1. Ovšem díky omezením při přípravě emulze byly zvoleny oleje s mnohem nižší viskozitou, čemuž musely být přizpůsobeny i podmínky zkoušky.

Tab. 6 Zkušební režim

	Experiment 1	Experiment 2	Experiment 3
Mazivo	Shell omala HD320	voda	20%V/O emulze
Průtok maziva	8.6 ml/min	18 ml/min	800 ml/min
Otáčky/Kluzná rychlost	2866 min <sup>-1</sup> / 3 m/s	477min <sup>-1</sup> / 0.5 m/s	1500min <sup>-1</sup> / 1.6 m/s
Axiální zatížení   tlak	1508 N / 8,5 MPa	98 N / 0.55 MPa	357 N / 2 MPa
Plocha kontaktu	176.5 mm <sup>2</sup>	176.5 mm <sup>2</sup>	176.5 mm <sup>2</sup>
Doba trvání zkoušky	24 hod	10 min	10 min

### 8.3 Měřené veličiny

8.3

V průběhu každé etapy je připojeným teplotním čidlem snímána teplota, přičemž hliníková vana je za provozu trvale ochlazována ventilátorem, aby se teplota maziva pohybovala v rozsahu dovolených pracovních teplot. Další měřenou veličinou je třecí moment, který je snímán pomocí snímače výchylky připojeného ke konci ramene. Hodnoty momentu potom získáme přepočítáním výchylek přes kalibrační křivku a páku ramene. Opotřebenění je dáno hmotnostním úbytkem jednotlivých vzorků. Měřeno je váhovou metodou, pomocí rozdílu hmotností vzorku před a po zkoušce s přesností na desetitisícinu gramu.

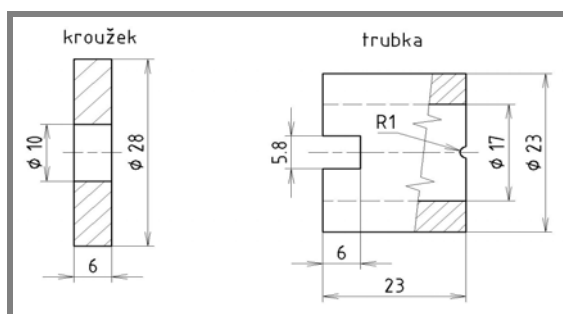
### 8.4 Charakteristika měřených materiálových dvojic

8.4

#### 8.4.1. Experiment 1

8.4.1

Pro experimenty byly vybrány materiály běžně používané na výrobu šnekových soukolí. Věnc šnekového kola je obvykle vyroben z cínového nebo hliníkového bronzu a šnek je ocelový cementovaný a kalený. Materiál trubky (šneku) je u všech experimentů stejný, aby bylo možné snadno porovnat rozdíly u bronzových materiálů. Jedná se o ocel 14 220.3 cementovanou do hloubky 0,4–0,6 mm a kalenou na 60±2 HRC. Kroužek je bronzový a reprezentuje tedy materiál šnekového kola. K testování byla vybrána většina materiálů používaných k výrobě šnekových kol, jako jsou: CuSn12, CuSn14, CuAl, CuP, ale také další perspektivní „tvrdší“ materiály: CuSn12Ni2, CuSn14Ni1 a CuSn14Ni2, CuZr a Zn slitina.



Obr. 41 Zkušební vzorky

Pro mazání kontaktu materiálové dvojice při experimentu jsou používány následující oleje: OMV PG220, Shell Omala HD320 a testován je také motorový olej M6AD.

### 8.4.2. Experiment 2

V níže uvedené tabulce (Tab. 7) je přehledně vypsán materiál a jeho chemicko-tepelné zpracování, případně tvrdost povrchu trubičky i kroužku pro všechny zkoušené materiálové dvojice. Pro možnost dalšího porovnání byly mezi používané nerezové materiály zařazeny i dvě kombinace cínových bronzů a kalené oceli použité již v experimentu.1.

Tab. 7 Materiálové dvojice

Mat. dvojice	KROUŽEK		TRUBKA	
	Materiál	Povrch vzorku	Materiál	Povrch vzorku
1	CrNiMo/17-12-2	Zpevněný kuličkováním 265-280 HB	CrNiMo/17-12-2	
2	CrNiMo/17-12-2	Nástřík Cr2O3	CrNiMo/17-12-2	
3	CrNiMo/17-12-2	carbonitrooxidace tvrdost 768-797 HV	CrNiMo/17-12-2	carbonitrooxidace tvrdost 768-797 HV
4	CrNiMo/22-5-3	carbonitrooxidace tvrdost 814-864 HV	CrNiMo/22-5-3	tvrdost 329-346 HV
5	CrMo/19-3	Zušlechtěný na 345-356 HB	CrMo/17-2	Zušlechtěný na 266 HB
6	CuSn14Ni2		14.220	cementováno a kaleno
7	CuSn12		14.220	cementováno a kaleno

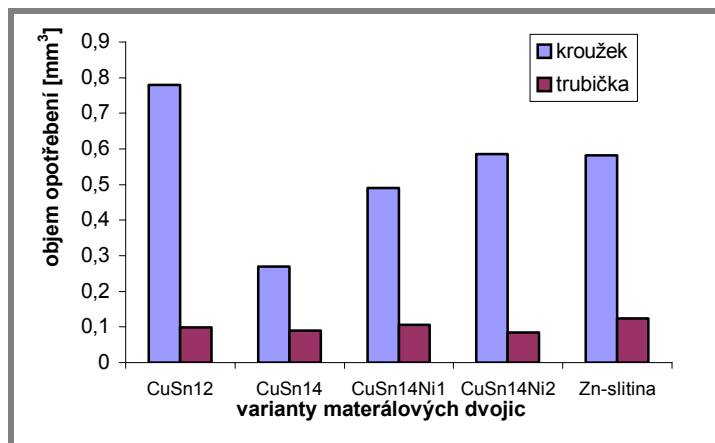
### 8.4.3. Experiment 3

Pro možnost přímého porovnání byla vybrána mat. dvojice, která byla použita v obou předcházejících experimentech. Mat. dvojice CuSn12 a ocel 14.220 dosahovala v obou experimentech nejlepších hodnot.

## 8.5 Dosažené výsledky

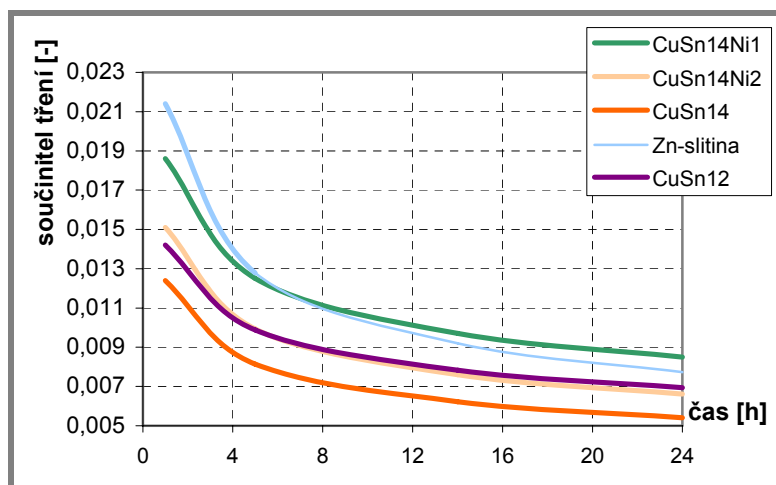
### 8.5.1. Experiment 1

Průběh tohoto typu zkoušky je stabilní a klidný, pouze v počáteční fázi dochází k občasným výkmitům měřeného momentu. Z veličin snímaných v průběhu jednotlivých etap jsou pro kroužek a trubku každé testované materiálové dvojice vyčísleny hodnoty hmotnostního úbytku, objemu opotřebení a pro dvojici pak součinitel tření. Výsledky jsou poté porovnány v následujících grafech. Vzhledem ke značné časové náročnosti zkoušek jsou zde uvedeny pouze některé z vybraných materiálů a uvedené výsledky platí pro olej Shell Omala HD320. Jak je zřejmé z Obr. 42 velikost opotřebení se u trubiček mění velmi málo, výraznější rozdíly v opotřebení nastávají u měkčího bronzového kroužku. Z těchto vyplývá, že z výše uvedených materiálů má nejmenší hodnoty opotřebení bronz CuSn14.



Obr. 42 Objem opotřebení jednotlivých mat. dvojic

Obr. 43 ukazuje průběh změny součinitele tření během zkoušky, což odpovídá postupnému zaběhnutí kontaktních povrchů. Povrchy dosahují rovnovážné drsnosti, takže objem opotřebení a třecí moment postupně klesají. Nejlépe z testovaných materiálů se tedy jeví bronz CuSn14, u kterého jsou jak hodnoty součinitele tření, tak objemu opotřebení nejnižší.



Obr. 43 Součinitel tření bronzových materiálů

Bronzy s obsahem niklu mají sice horší parametry než CuSn14, ale dosahují o něco lepších výsledků v porovnání s nejpoužívanějším materiálem CuSn12. Zinková slitina dosahuje srovnatelných hodnot s bronzovými materiály.

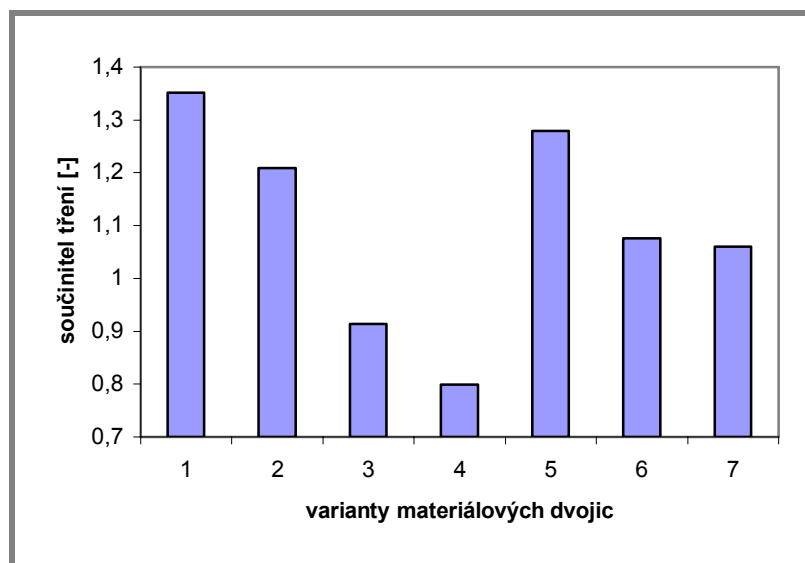
### 8.5.2. Experiment 2

8.5.2

Výsledky experimentů ukázaly, že voda sice částečně odděluje třecí povrchy, ale způsobuje velké zhoršení tribologických parametrů. Při zkouškách všech materiálových dvojic vzniká mezi trubičkou a kroužkem „stick and slip“, což odpovídá charakteristice adhezivního opotřebení, kdy mezi kontaktními plochami dochází k mikrosvarům a jejich následnému usmýknutí a vylomení části povrchu. To je často doprovázeno akustickými projevy.

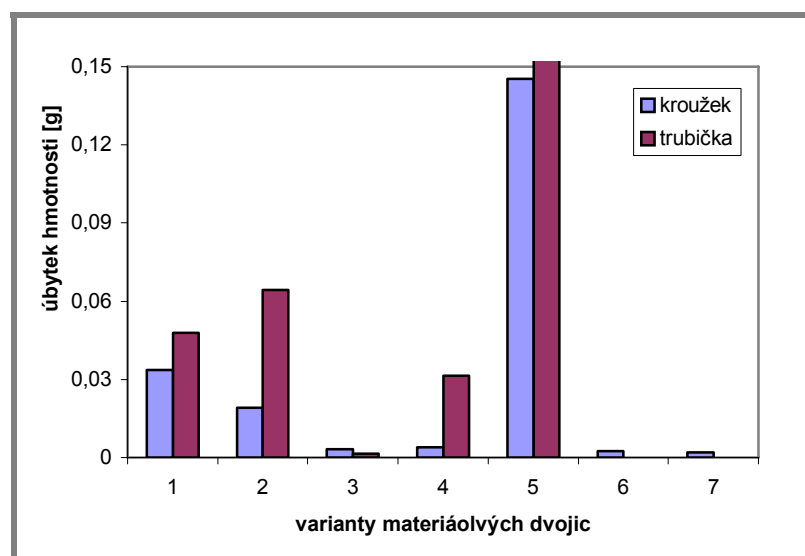
Jak je zřejmé z Obr. 44, nejnižší součinitel tření mají materiálové dvojice 3 a 4, které mají carbonitrooxidovaný povrch, hned po nich se z malým rozdílem pohybují

hodnoty obou srovnávacích bronzů. Následují mat. dvojice 2 a 5. Největší součinitel tření má mat. dvojice 1 s tvrdostí pouze 265-280 HB. Oproti tomu tvrdost povrchové vrstvy mat. dvojice 4 se pohybuje mezi 814-864 HV.



Obr. 44 Součinitele tření pro jednotlivé mat. dvojice

V grafu hmotnostních úbytků je na první pohled patrné, že největší úbytek materiálu má mat. dvojice 5. U této dvojice, narozdíl od ostatních, nejspíše docházelo nejen k adhezivnímu opotřebení, ale vlivem pohybu velkého množství otěrových částic v kontaktu, také k opotřebení abrazivnímu. Naopak u mat. dvojic 6 a 7 (Obr. 45) není patrný hmotnostní úbytek trubky, to je díky jeho velmi malé záporné hodnotě. U těchto mat. dvojic totiž docházelo kulpívání částiček bronzového kroužku na tvrdém zakaleném povrchu ocelové trubičky. Jasně nejlepší výsledky můžeme vidět u mat. dvojice 4, ale především u mat. dvojice 3, kde jsou hodnoty úbytků srovnatelné s porovnávanými bronzy.



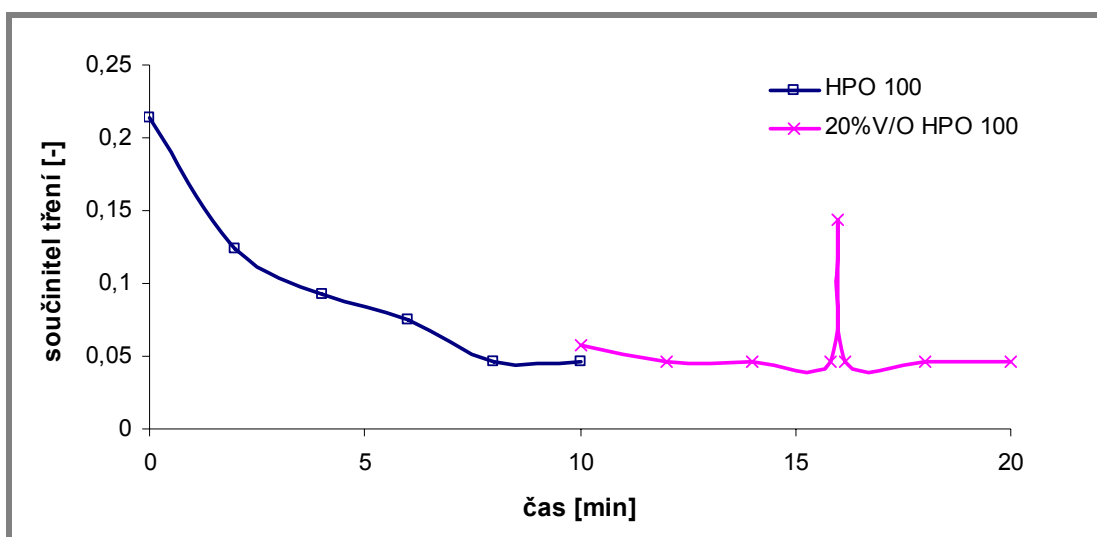
Obr. 45 Hmotnostní úbytky jednotlivých mat. dvojic

Nejllepších výsledků, ze všech měřených nerezových materiálových dvojic dosáhla dvojice 3. Ocel CrNiMo/17-12-2 a carbonitrooxidační povrchová úprava u obou vzorků je tedy nevhodnější kombinací tribologické dvojice pro kontakt, který pracuje ve vodě. Bronz a cementační oceli jsou určitě lepší než běžné nerezové materiály bez úpravy povrchu, ale nejsou korozivzdorné. S ohledem na experiment 1, který používal stejné materiály pro šnek i kolo, pak můžeme říci, že testy prováděné ve vodě potvrzují, že kombinaci tvrdého a měkkého materiálu (ocel a bronz) lze nahradit kombinací stejných materiálů jak pro šnek, tak pro šnekové kolo. To za předpokladu, že povrchová vrstva bude po chemicko-tepelném zpracování nebo po aplikování povrchové úpravy dosahovat vysokého stupně tvrdosti.

### 8.5.3. Experiment 3

Díky problémům při přípravě emulzí z olejů s vyšší viskozitou bylo nutné použít jiné oleje s viskozitou nižší než byla u olejů používaných v experimentu 1. Z toho důvodu byla provedena také zkouška s čistým olejem SUNOCO HPO 100, který byl dále používán jako základový olej testovaných emulzí. V rámci závěrečného experimentu byly realizovány zkoušky s emulzemi připravenými jak pomocí ultrazvuku, tak za pomoci zařízení s odstředivým čerpadlem. Na Obr. 46 je znázorněno porovnání průběhu součinitele tření pro čistý olej HPO 100 a 20% emulzi V/O během 10ti minutové zkoušky.

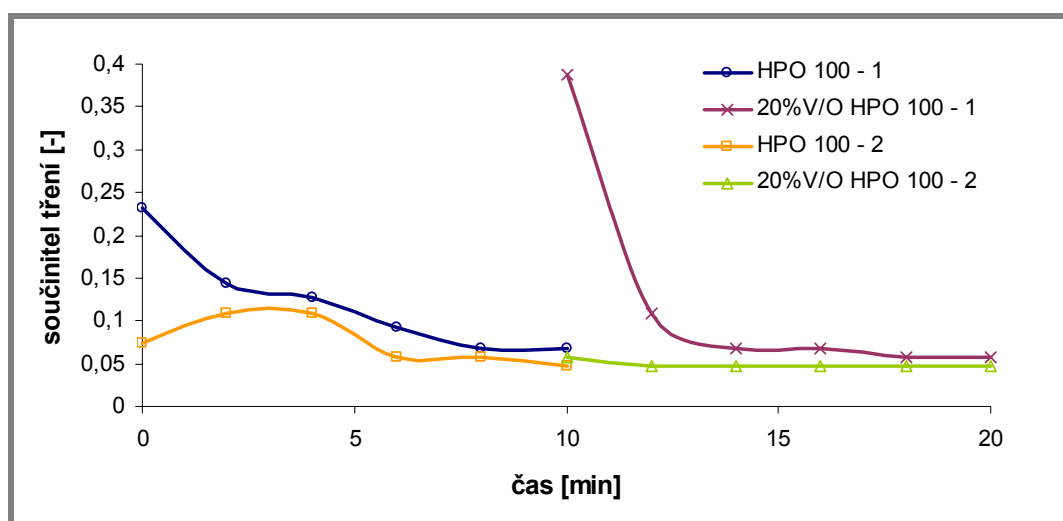
V průběhu zkoušky s použitím odstředivého čerpadla byla dvojice vzorků nejprve testována s čistým olejem HPO 100. Po 10ti minutovém testu byla do oleje postupně přidávána voda, až bylo dosaženo požadované koncentrace 20%. Po 5ti minutách provozu bylo znovu aplikováno zatížení na původní vzorky a proběhl 10ti minutový test s 20% emulzí V/O. Z výsledků na Obr. 46 je vidět, že v čistém oleji po zaběhnutí třecích ploch se součinitel tření pohybuje kolem hodnot 0,04, hodnoty součinitele tření s 20% emulzí na tyto hodnoty plynule navazují a až na jeden výkmit se v průběhu zkoušky nemění. Výkmit třecího momentu může být způsoben buď



Obr. 46 Průběh součinitele tření při testu s olejem a s emulzí připravenou čerpadlem

vniknutím větší kapky vody mezi třecí povrchy, nebo také vniknutím nějaké nečistoty nebo částice opotřebení, která způsobí kolaps mazacího filmu a tím skokové zvýšení součinitele tření. Jelikož jde pouze o skokový výkmit, který se

neopakoval, lze konstatovat, že hodnoty součinitele se s obsahem vody do 20% nemění.



Obr. 47 Průběh součinitele tření při testech s olejem a s emulzí připravenou Ultrazvukem

Při testování ultrazvukových emulzí byla upravena metodika testování. Olejová vana byla zaslepena a během zkoušky neprobíhala žádná cirkulace maziva. Kontakt byl měřeným mazivem pouze zaplaven. Nejprve byl proveden 10ti minutový test s čistým olejem. Po jeho ukončení ihned následoval test se stejnými vzorky s již připravenou 20% emulzí. Kroužek při výměně maziva nebyl demontován. Tímto způsobem se částečně eliminovala fáze záběhu třecích povrchů. Z Obr. 47 je patrné, že součinitel tření při použití emulze velmi rychle klesá k hodnotám, které byly dosaženy po zaběhnutí s čistým olejem a při dalším běhu se již nijak významně nemění. Můžeme tedy říci, že hodnoty součinitele tření jsou pro čistý olej i 20% emulzi stejné a tudíž lze konstatovat, že vodní kapičky mezi třecí povrchy nevnikají.

## 8.6 Shrnutí

Z realizovaných experimentů 1 a 2 je zřejmé, že při použití čisté vody dochází k řádovému zhoršení tribologických podmínek, v kontaktu není vytvořen dostatečně tlustý mazací film a dochází k přímému styku třecích povrchů, což vede k jejich výraznému tření a opotřebení. Oproti tomu z experimentu 3 vyplývá, že i relativně vysoká kontaminace maziva vodou nevede k výraznému zhoršení tribologických podmínek v kontaktu. Měřený součinitel tření pro emulzi nevykazoval téměř žádnou změnu oproti použití čistého oleje. Z tohoto chování lze tedy usuzovat, že vodní kapičky do kontaktu mezi třecími povrchy nevstupují a mazací film je utvářen pouze čistým olejem.

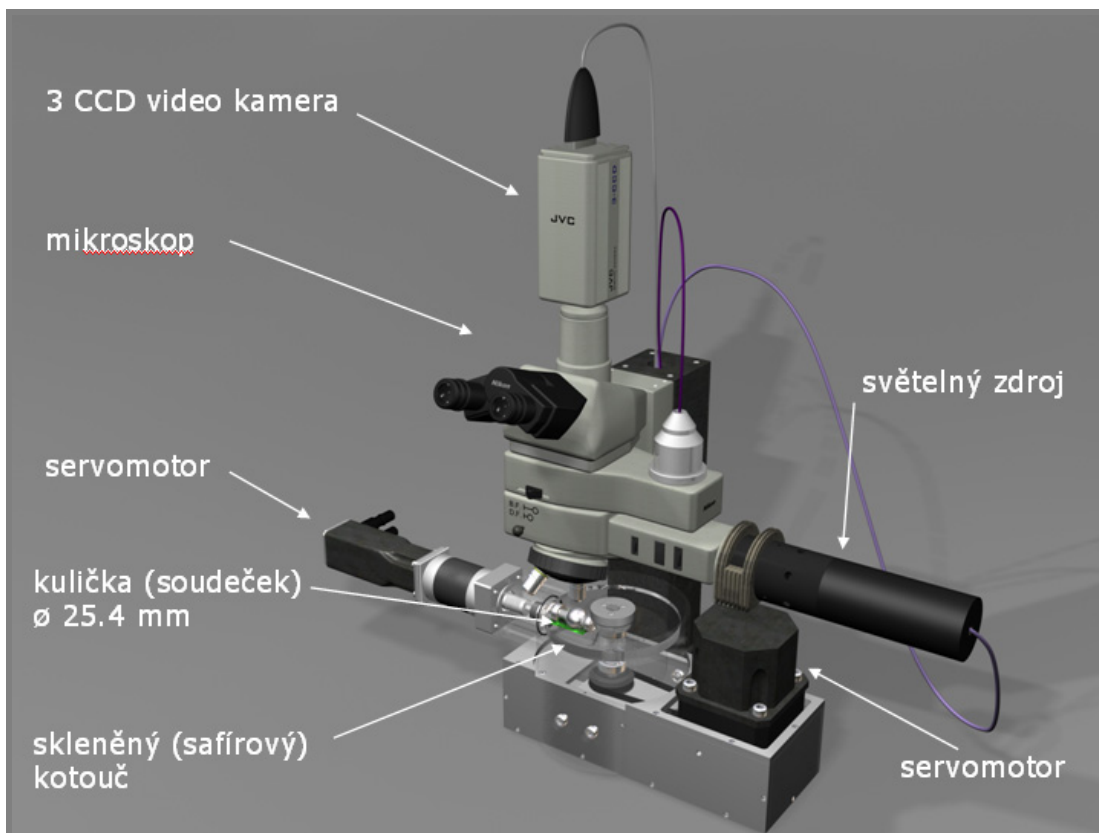
Pro potvrzení tohoto předpokladu budou realizovány další experimenty zaměřené na vizualizaci průběhu maziva kontaktem a měření tloušťky mazacího filmu při použití emulze vody v oleji.

## 9 VLIV EMULZE V/O NA TLOUŠŤKU MAZACÍHO FILMU

9

### 9.1 Zkušební zařízení

9.1



Obr. 48 Optický tribometr [66]

K modelování podmínek vyskytujících se v reálných tribologických soustavách je používán simulátor na Ústavu konstruování, ve kterém je tenký mazací film vytvářen ve styku mezi rotujícím skleněným kotoučem a otáčející se ocelovou kuličkou. Osy rotace obou třecích povrchů jsou vzájemně kolmé. Vzniká tak bodový kontakt, který lze pozorovat připojeným mikroskopovým systémem. Horní strana kotouče je pokryta protiodrazovou vrstvou, spodní pak vrstvou chrómu. Kontakt je zatěžován přes skleněný kotouč, který je společně s pohyblivým závažím umístěn na dvojzvrtné páce. Oba třecí povrchy mohou být nezávisle poháněny servomotory, které jsou řízeny programovatelnými měniči frekvence. To umožňuje experimentální modelování provozních podmínek vyskytujících se ve strojních uzlech. Teplotní stabilita tribologické soustavy je zajištěna tepelnou izolací komory zařízení a užitím uzavřeného vyhřívacího okruhu.

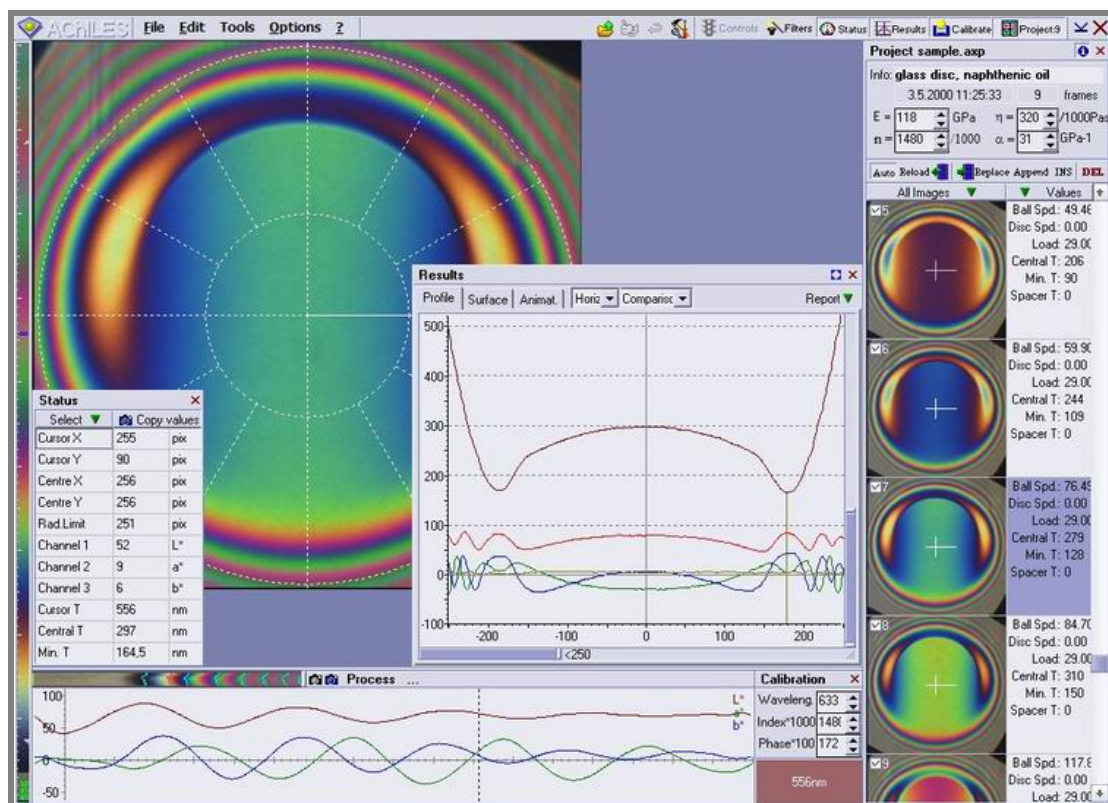
Tvar mazacího filmu je stanovován kolorimetrickou interferometrií, měřicí metodou určenou k stanovení a vizualizaci rozložení tloušťky mazacího filmu v bodovém mazaném kontaktu s podstatně vyšší přesností a prostorovou rozlišitelností, než je tomu u konvenční interferometrie. Princip metody byl implementován do rozsáhlého programu, který umožňuje opakovaně rekonstruovat tvar mazacího filmu z velkého množství chromatických interferogramů získaných pro různé experimentální podmínky [66].



Obr. 49 Optický tribometr před měřením emulze

Mazané kontakty jsou pozorovány pomocí mikroskopového zobrazovacího systému založeného na průmyslovém mikroskopu Nikon Optiphot 150.

K osvětlení kontaktní oblasti byl použit kontinuální halogenový zdroj bílého světla a barevná televizní tříčipová CCD kamera Sony DXC 950P.



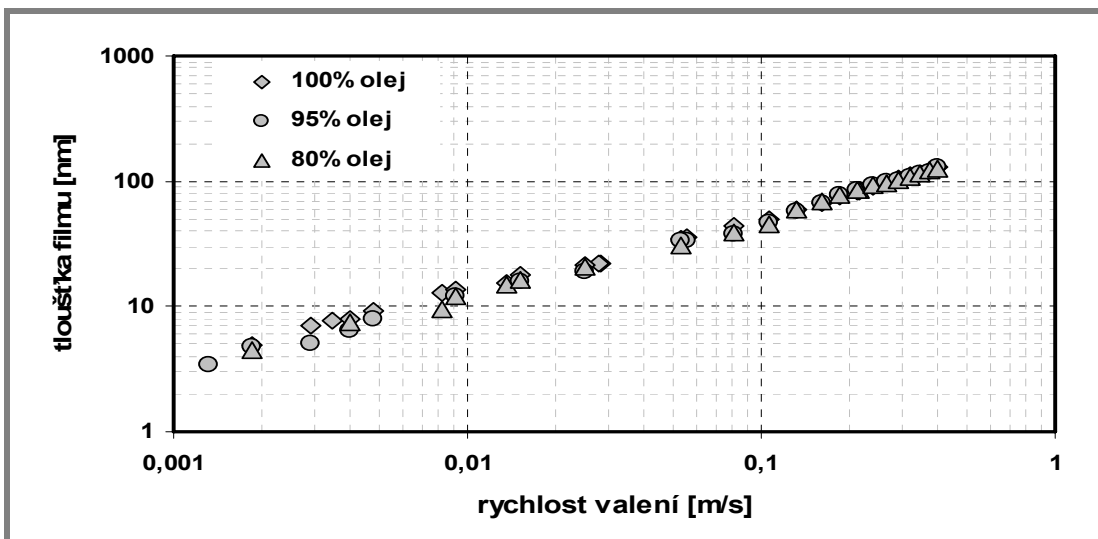
Obr. 50 Software pro vyhodnocení tloušťky filmu z nasnímaných interferogramů [66]

## 9.2 Provozní podmínky

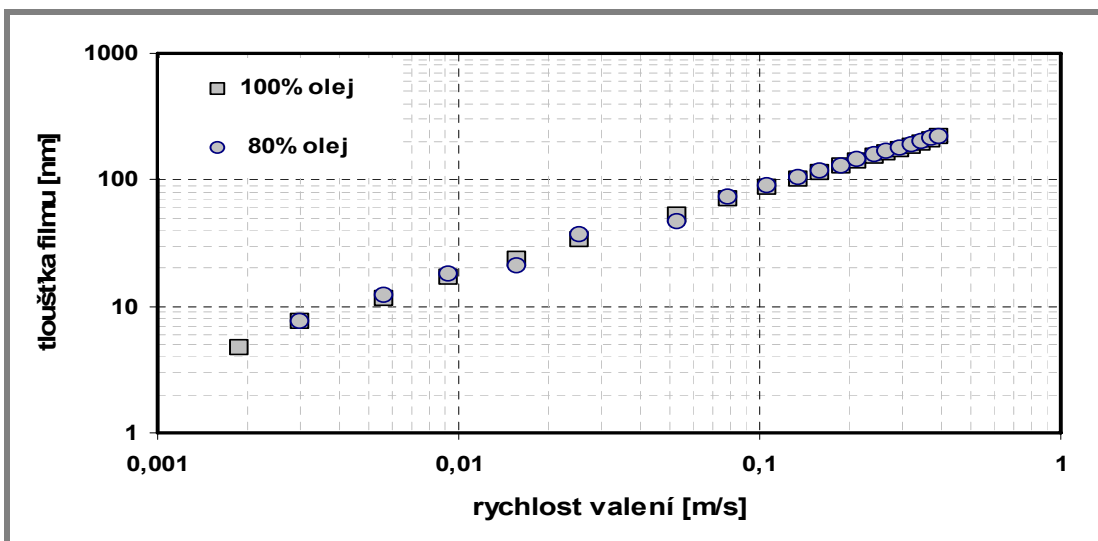
Měření byla realizována při zatížení 28N, což odpovídá max. Hertzovu tlaku 0,505 GPa a poloměr kontaktu 162  $\mu\text{m}$ . Teplota maziva na vstupu do kontaktu byla 27°C, jak u olejů HPO 100 a HPO 200, tak i vodních emulzí těchto olejů. Dynamická viskozita testovaných olejů při teplotě 27°C byla 0,0324 Pa.s a 0,0655 Pa.s. Tloušťka utvářeného mazacího filmu byla měřena při rychlostech 0,0013 až 0,39 m/s

## 9.3 Měření s hladkými povrchy

Pro studium chování maziv jsou běžně využívány tělesa s hladkými třecími povrchy. Poněvadž byly realizovány také experimenty s drsnými povrchy, je nutné uvést, že drsnost zkušebních těles, které jsou označovány za hladké povrchy, dosahuje hodnot  $R_a$  0,005  $\mu\text{m}$ . V průběhu prvních testů zaměřených na porovnání mazacích schopností čistého oleje s emulzí se tloušťka mazacího filmu mezi třecími kontakty měnila v rozsahu od několika nanometrů do více než 100 nanometrů.

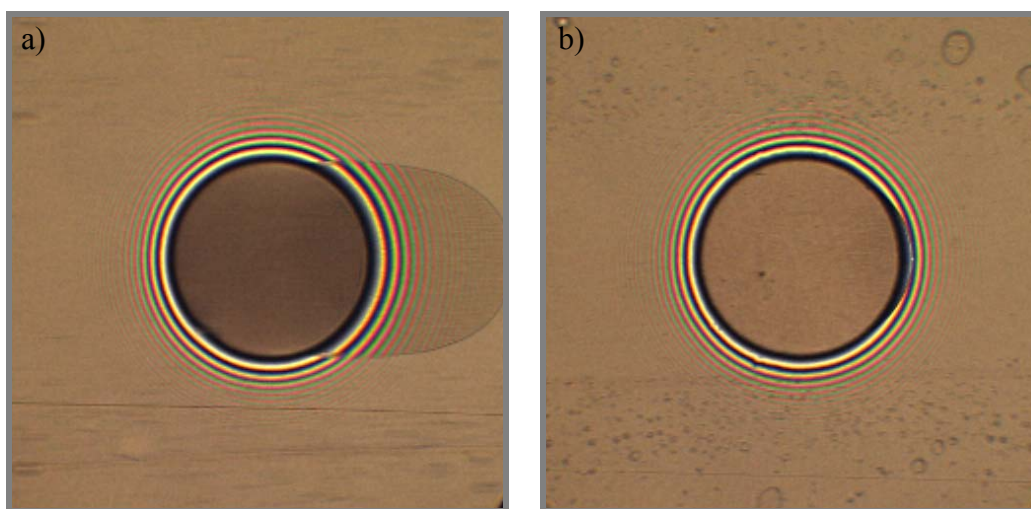


Obr. 51 Centrální tloušťka filmu vs. rychlost valení pro olej HPO 100



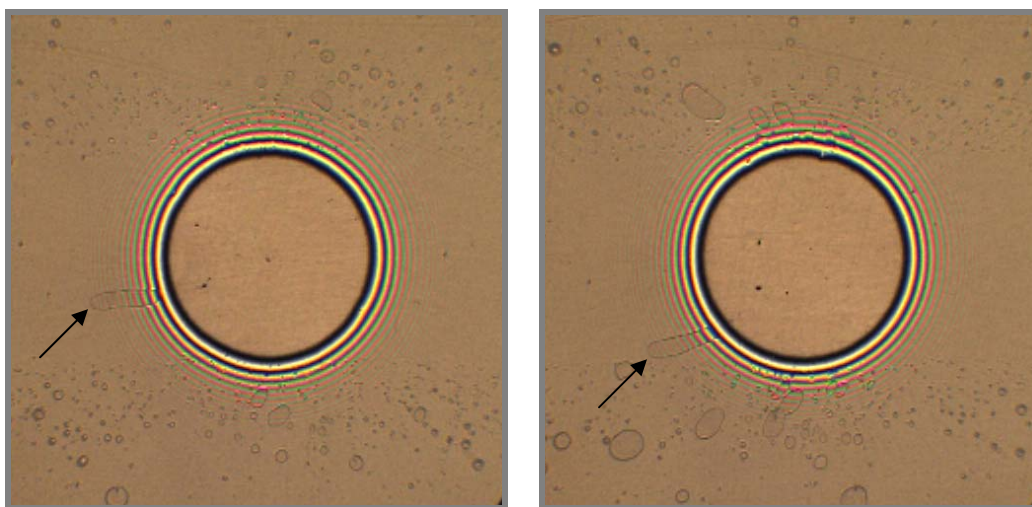
Obr. 52 Centrální tloušťka filmu vs. rychlost valení pro olej HPO 200

Na Obr. 51 je vidět srovnání centrálních tlouštěk mazacích filmů čistého oleje HPO 100 s 5% a 20% emulzí V/O. Z obrázku je zřejmé, že mezi naměřenými hodnotami tloušťky není žádný významný rozdíl. Při porovnání oleje HPO 200 s 20% emulzí V/O lze na Obr. 52 pozorovat také téměř shodné hodnoty centrálních tlouštěk mazacího filmu. Vysvětlení tohoto chování je možné pozorovat na Obr. 53, kde jsou zobrazeny EHD interferogramy pro 5% emulzi V/O HPO 100 při rychlostech 0,013 m/s a 0,0024 m/s. Z obrázku je patrné, že stopa před i za kontaktem je zaplněna pouze čistým olejem, zatímco vodní kapičky se vyskytují pouze mimo stopu. Při relativním pohybu třecích povrchů jsou vodní kapičky vytlačovány ze vstupní oblasti kontaktu a přinuceny procházet okolo kontaktu.

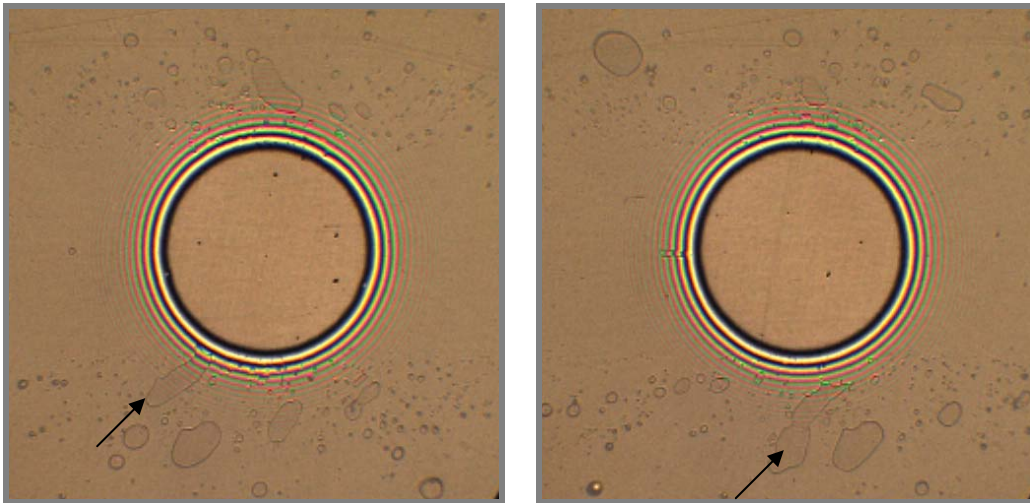


Obr. 53 EHD interferogramy pro 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0.013 m/s (a) a 0.0024 m/s (b)

Pohyb vodních kapiček okolo kontaktu je zachycen na sekvenci EHD interferogramů při rychlosti 0,0024 m/s (Obr. 54 a Obr. 55). Nejprve se vodní kapička přiblíží ke vstupní oblasti kontaktu, nicméně není vtažena do kontaktu, ale pomalu se pohybuje okolo něj.

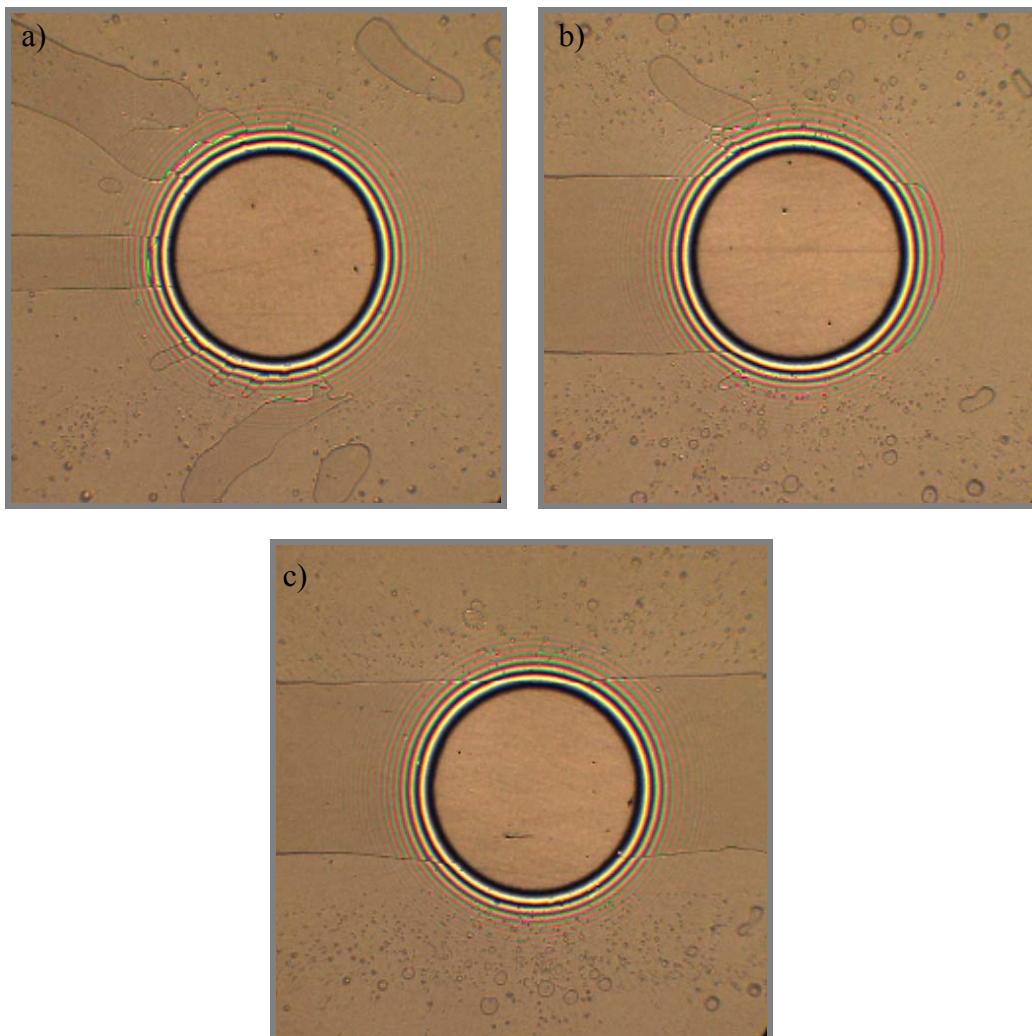


Obr. 54 Pohyb vodní kapičky ve vstupní oblasti kontaktu



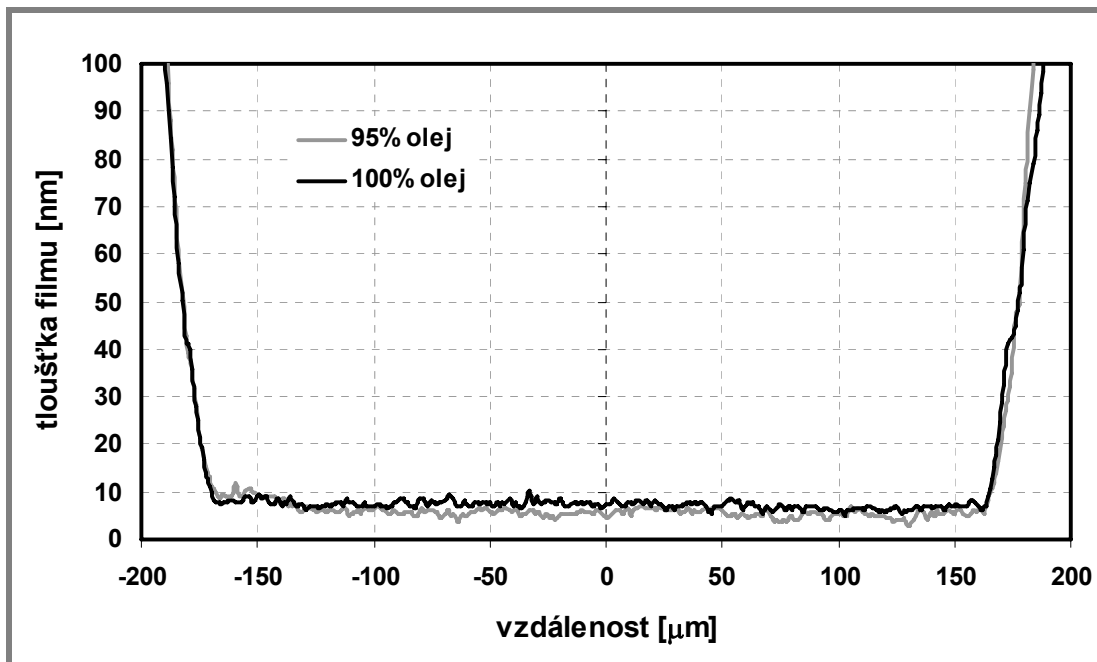
**Obr. 55** Pohyb vodní kapičky okolo kontaktu pro 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0.00024 m/s

Zároveň je možné pozorovat, že velikost částic je větší v porovnání s původními rozměry částic (Obr. 29). Vodní kapičky se evidentně vzájemně spojují a vytvářejí větší a větší kapky, které za pomalého pohybu nakonec zaplaví stopu kuličky.



**Obr. 56** Utváření kapek v kontaktu pro 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0.00024 m/s

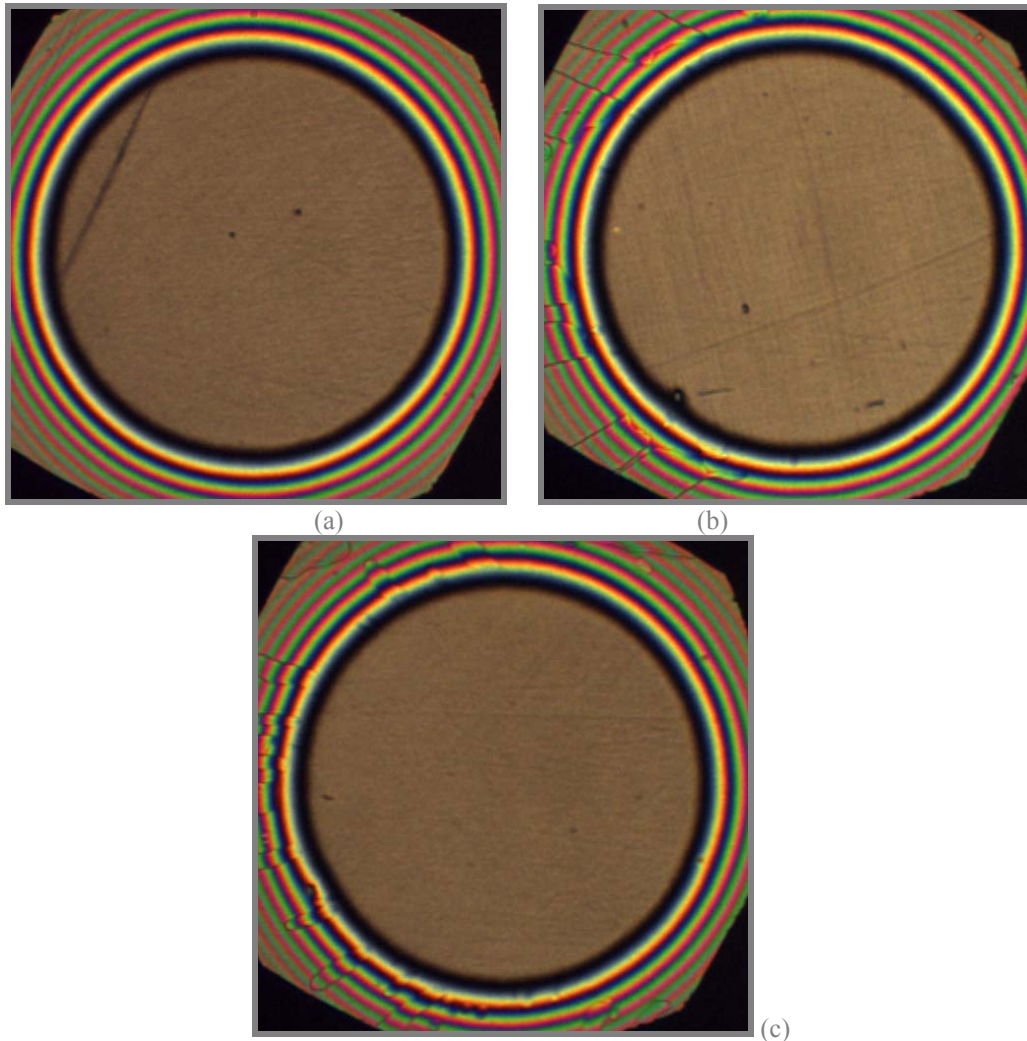
Obr. 56 ukazuje proces utváření větších vodních oblastí při pomalém pohybu třecích povrchů. V okamžiku, kdy je vytvořena velká vodní kapka ve vstupní oblasti kontaktu, se jeví, že voda prochází kontaktem. Rovněž se směrem k výstupu z kontaktu vytváří spojitá vodní oblast.



Obr. 57 Profily tlouštěk filmů pro 100% olej HPO 100 a 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0.00024 m/s

Porovnání profilů tloušťky filmu snímané podél centrální osy ve směru valení je zobrazeno na Obr. 57. Můžeme pozorovat, zanedbatelný pokles tloušťky mazacího filmu, což ukazuje, že voda ve skutečnosti do kontaktu nevstupuje.

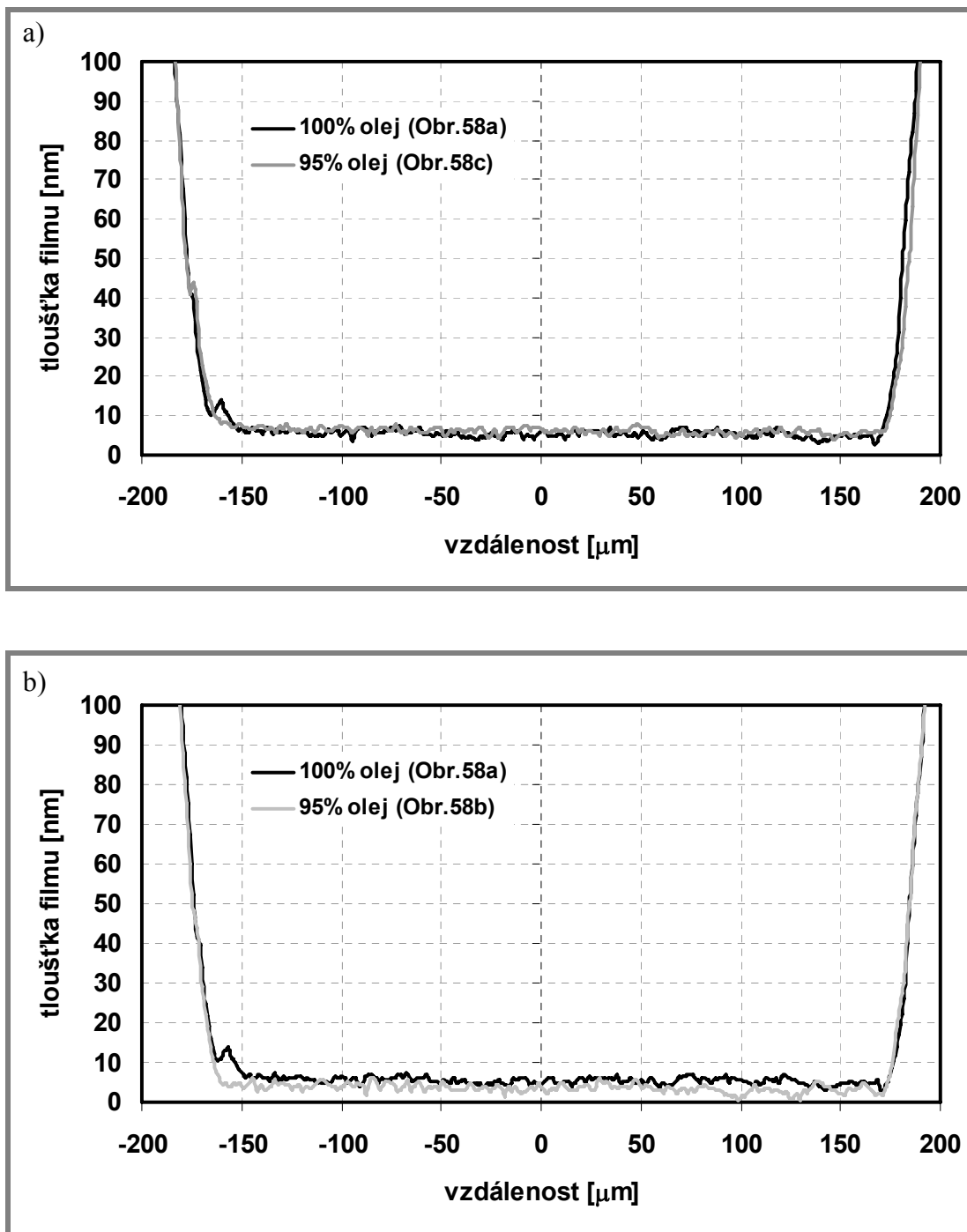
Podobné chování je možné pozorovat na Obr. 58 a Obr. 59, kde jsou při rychlosti 0,0013 m/s porovnávány EHD interferogramy a tloušťky filmu získané pro čistý olej a emulzi V/O. Kromě toho Obr. 58 a Obr. 59 ukazují další zajímavé chování. Na obrázcích 58b a 58c jsou vidět EHD interferogramy zachycené během měření emulze V/O při stejné rychlosti, avšak na počátku (Obr. 58b) a na konci (Obr. 58c) testu, který se skládal z pomalého zvyšování rychlosti od 0,0009 m/s do 0,396 m/s následovaného pomalým zpomalováním zpět na rychlost valení 0,0009 m/s. Změna tloušťky filmu je dobře patrná z řezů získaných podél osy ve směru pohybu na Obr. 59 b. Je zřejmé, že po tesu byla získána téměř stejná tloušťka filmu pro čistý olej a emulzi.



**Obr. 58** Efekt kontaminace vodou na utváření mazacího filmu pro 100% olej HPO 100 (a) a 95% olej HPO 100 (b, c) při rychlosti valení 0.0013 m/s

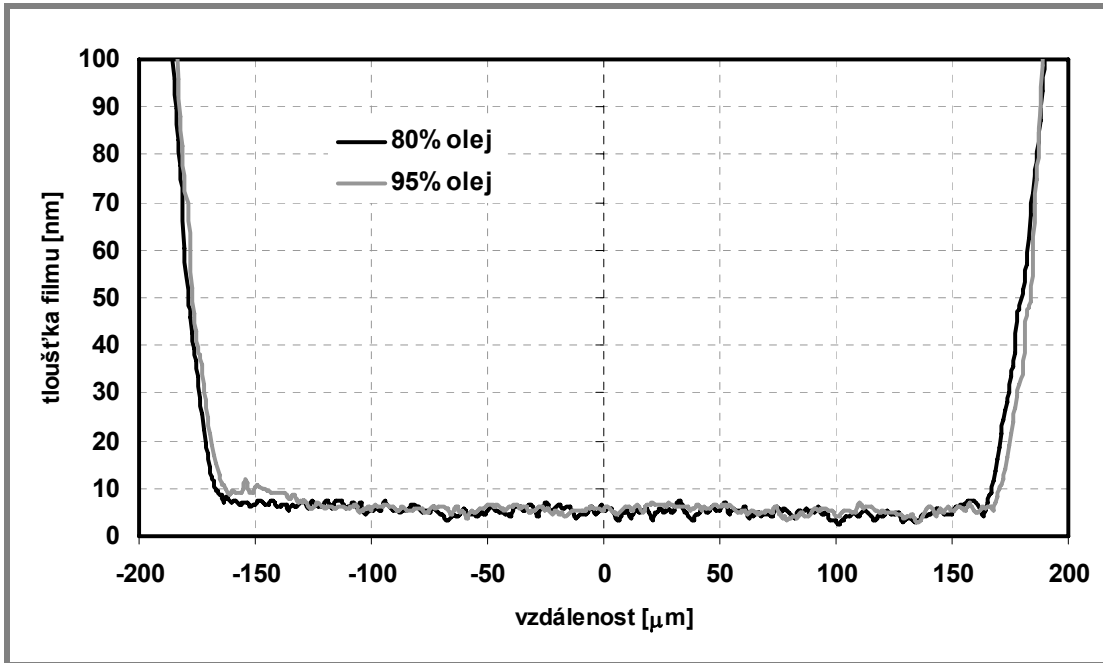
To ukazuje, že stopa je zaplněna čistým olejem a že voda byla vytlačena ze stopy během rychlého pohybu třecích povrchů.

Bylo také pozorováno, že vyšší úroveň kontaminace vedla k rychlejšímu formování vodních kapek ve vstupní oblasti kontaktu, přičemž tloušťka filmu nebyla významně ovlivněna.



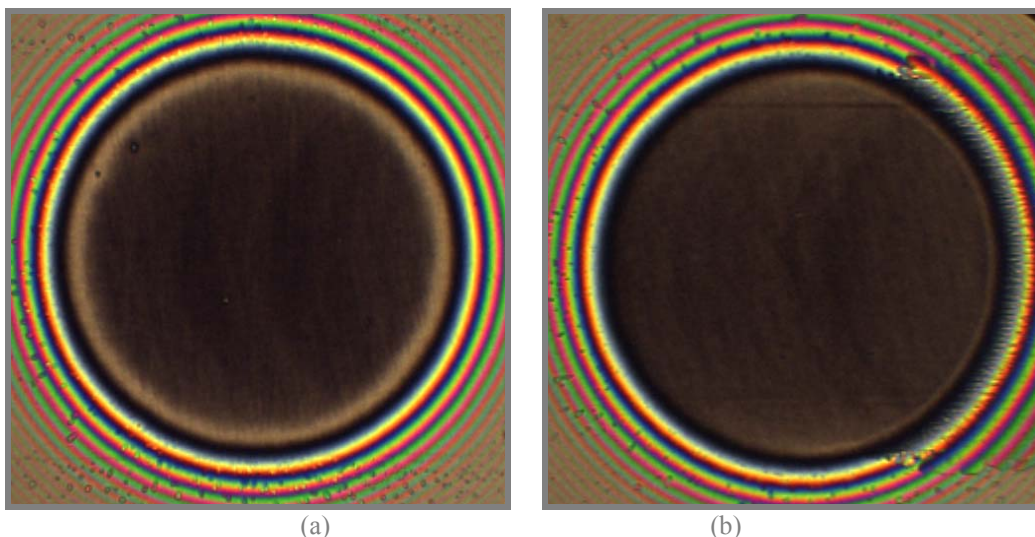
Obr. 59 Profily tloušťek filmů pro 100% olej HPO 100 a 95% olej HPO 100 získané z tinterferogramů na Obr. 58a a Obr. 58c (a) a Obr. 58a a Obr. 58b (b).

Obr. 60 porovnává řezu tloušťkou filmu získané s 5% a 20% úrovní kontaminace oleje HPO 100. Je zřejmé, že zvýšení úrovně kontaminace vodou významným způsobem neovlivňuje utváření mazacího filmu v zatíženém kontaktu. Podobné chování bylo pozorováno u experimentů s použitím emulzí V/O se základovým olejem HPO 200.



Obr. 60 Profily tlouštěk filmů pro 80% olej HPO 100 a 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0,0024 m/s

Bylo zjištěno, že zvýšení viskozity oleje z 0,0324 Pa·s (HPO 100) na 0,0655 Pa·s (HPO 200) neovlivňuje chování emulzí V/O pokud jde o tvoření vodních kapek a tím i utváření mazacího filmu. Ačkoli některé provedené experimenty s více viskózním minerálním základovým olejem (1,54 Pa·s) neukázaly vytvoření větších vodních kapek ve stopě, přičemž byly pozorovány pouze malé kulové vodní kapičky s průměrem okolo 2-3 mikrometrů, které obcházely kontakt (Obr. 61).



Obr. 61 Pohyb vodních kapiček okolo kontaktu pro 95% vysoce viskózní minerální olej při rychlosti valení 0,0024 m/s (a) a po náhlém zastavení (b)

Rovněž bylo zjištěno, že utváření velkých vodních oblastí na vstupu do kontaktu a zdánlivé procházení vody kontaktem lze pozorovat vždy pouze při prvním spuštění testu. Při opakovaném přiblížení třecích povrchů k tomuto jevu již nedocházelo. Ve vstupní oblasti kontaktu pak bylo možné pozorovat pouze větší vodní oblasti, které kontakt obcházely, ale již nikdy nebyla utvořena souvislá vodní oblast takové velikosti.

Kvůli tomuto chování byly realizovány všechny testy povrchových a mezifázových napětí třecích povrchů a emulzí na FCH. Z výsledků těchto testů vyplývá, že oproti původnímu předpokladu nejsou vodní oblasti přichyceny k povrchu kotouče, ale naopak k povrchu kuličky. Dalším měřením bylo zjištěno, že na velikost smáčecího úhlu potažmo povrchového napětí má výrazný vliv způsob očištění třecích povrchů před samotným testem. Pokud byl povrch kuličky před testem očištěn acetonem a posléze upnut do zařízení, dosahovaly smáčecí úhly nižších hodnot, než když byl ještě posléze očištěn vodou (viz Tab. 8).

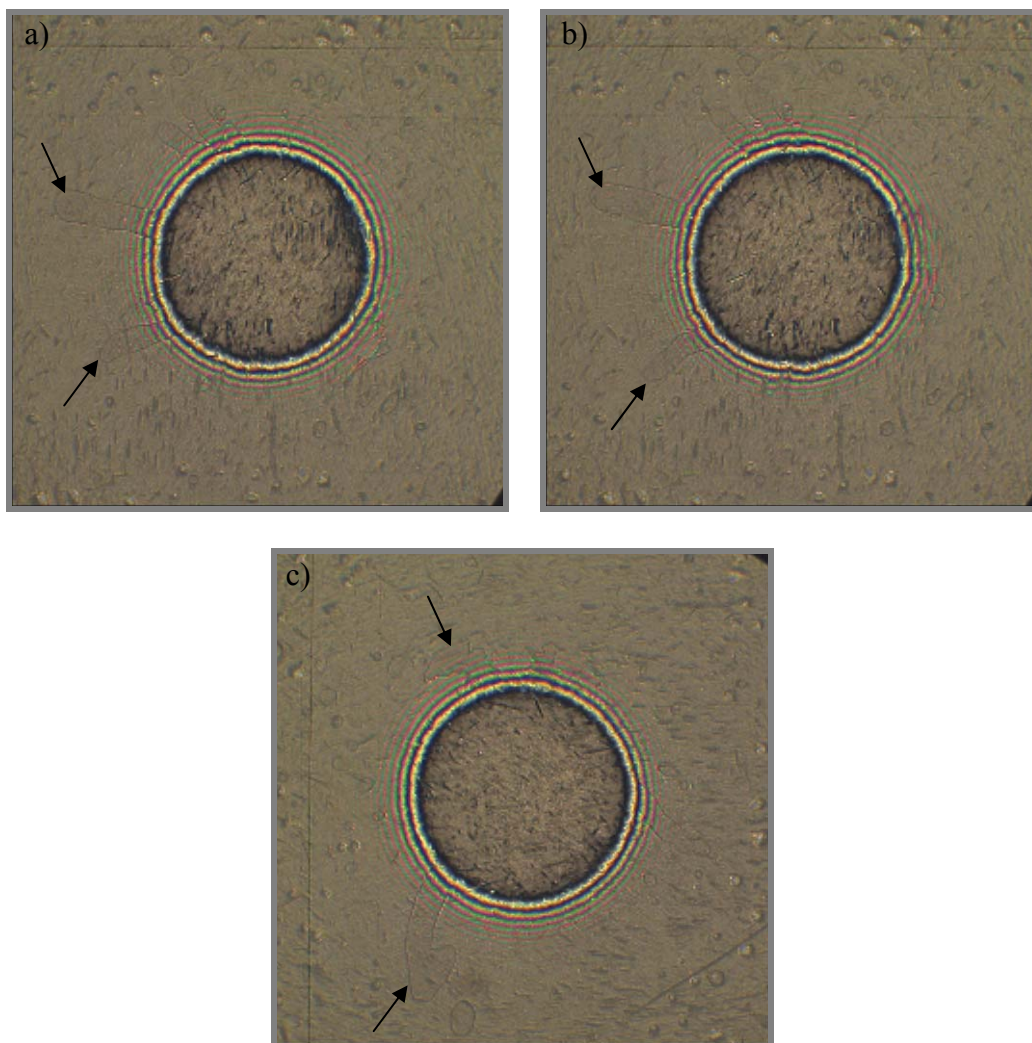
Tab. 8 Smáčecí úhel kuličky při očištění acetonem a vodou

<b>test. povrch</b>	<b>kulička/aceton</b>	<b>kulička /voda</b>
<b>test. kapalina</b>	<b>voda</b>	
<b>měření</b>	<b><math>\theta</math>[°]</b>	
<b>1</b>	<b>70,2</b>	<b>91,7</b>
<b>2</b>	<b>68,0</b>	<b>94,3</b>
<b>3</b>	<b>72,0</b>	<b>92,8</b>
<b>4</b>	<b>71,6</b>	<b>91,3</b>
<b>5</b>	<b>70,5</b>	<b>92,7</b>
<b>6</b>	<b>70,8</b>	<b>93,7</b>
<b>7</b>	<b>72,7</b>	<b>91,5</b>
<b>8</b>	<b>65,2</b>	<b>90,5</b>
<b>9</b>	<b>68,8</b>	<b>91,0</b>
<b>10</b>	<b>72,2</b>	<b>90,7</b>
<b>průměr</b>	<b>70,2</b>	<b>92,0</b>
<b>SO</b>	<b>2,3</b>	<b>1,3</b>

Díky tomu se vodní kapičky přichycené k povrchu kuličky ve vstupní oblasti kontaktu snáze spojovaly a mohlo docházet k utvoření velkých vodních oblastí. Po opětovném kontaktu kuličky s diskem (každé další spuštění testu) došlo k zaplavení celého povrchu kuličky emulzí a povrch byl smáčen olejovou fází emulze. Takže již k takto snadnému shlukování kapiček nedocházelo.

## 9.4 Měření s drsnými povrchy

Vliv kontaminace maziva vodou byl rovněž studován v kontaktu s drsnými povrchy. Cílem bylo posoudit, zda nerovnosti na třecích površích mají vliv na ulpívání vodních kapiček a vniknutí vody do kontaktu. Pro simulování kontaktu s reálnou drsností byla použita kulička s drsností povrchu  $R_a 0,018\mu\text{m}$ . Disk byl použit stejný jako při simulaci kontaktu s hladkými povrchy.



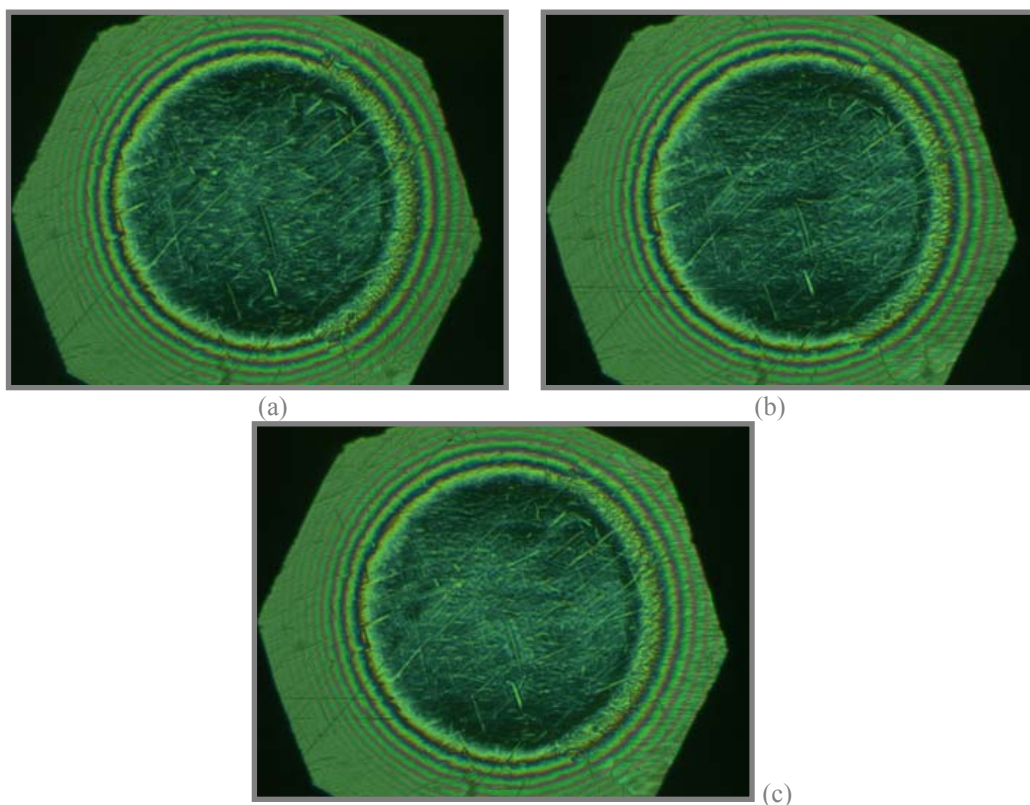
**Obr. 62** Pohyb vodní kapičky okolo kontaktu pro 80% olej HPO 100, při rychlosti valení  $0.00024\text{ m/s}$

Obr. 62 ukazuje sekvenci EHD interferogramů, na kterých lze pozorovat pohyb větších vodních kapiček okolo kontaktu. Je zřejmé, že většina vodních kapiček je vytlačena vně stopy a větší kapičky ve stopě kontakt postupně obcházejí stejným způsobem jako u hladkých povrchů.

V průběhu měření nebylo pozorováno rychlejší utváření větších vodních kapiček nebo vznik velkých vodních oblastí zaplavujících stopu. Lze tedy říci, že stejně jako u hladkých povrchů nedochází ke vniknutí vody mezi drsné třecí povrchy a k ovlivnění tloušťky mazací vrstvy.

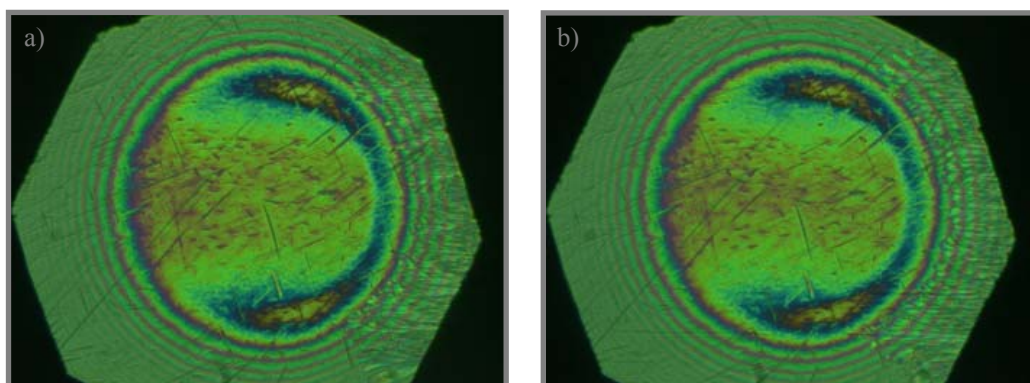
Použití standardní CCD kamery Sony umožňovalo pozorovat chování kontaktu pouze při velmi nízkých rychlostech. Nízká rychlost třecích povrchů by mohla

způsobovat snadné vytlačování vodních kapiček z kontaktní oblasti a tím zabraňovat vstoupení vody mezi třecí povrchy. Při vyšší rychlosti třecích povrchů by k takovému chování nemuselo docházet a voda by do kontaktu mohla vcházet. Bylo proto přistoupeno k realizaci experimentů s vysoce rozlišitelnou CCD kamerou JVC a zábleskovým xenonovým zdrojem, které umožnily pozorovat třecí povrchy při vyšších rychlostech. Navíc byl při těchto experimentech zkoumán i vliv prokluzu.



**Obr. 63** Chromatické interferogramy kontaktu pro 95% olej HPO 100 a) kotouč 0,0035 m/s, kulička 0,0035 m/s, b) kotouč 0,0053 m/s, kulička 0,00177 m/s, c) kotouč 0,00177 m/s, kulička 0,0053 m/s

Na Obr. 63 lze pozorovat EHD interferogramy s jasně patrnými povrchovými nerovnostmi při střední rychlosti třecích povrchů 0,0035 m/s. Z obrázků je patrné, že vodní kapičky kontakt obcházejí. Rovněž ani při desetinásobném zvýšení rychlosti (viz Obr. 64) nebylo pozorováno, že by voda vstupovala do kontaktu.



**Obr. 64** Chromatické interferogramy kontaktu pro 95% olej HPO 100 a) kotouč 0,0498 m/s, kulička 0,0177 m/s, b) kulička 0,0498 m/s, kotouč 0,0177 m/s

Z realizovaných experimentů s reálnou drsností třecích povrchů je patrné, že chování emulze s hladkými i drsnými povrchy je stejné. Rovněž nebyl pozorován žádný vliv vodních kapiček na tloušťku mazacího filmu při vyšších rychlostech valení ani při různých rychlostech třecích povrchů.

## 9.5 Shrnutí

9.5

---

Na základě získaných výsledků lze říci, že povrchové napětí je důležitý faktor, který ovlivňuje spojování vodních kapiček ve stopě. Polarita vodních molekul umožňuje jejich vzájemné spojení ve větší kapky a je spojena s vysokým povrchovým napětím vody. V jiných studiích bylo ukázáno, že síly povrchového napětí jsou spolu s Van der Walsovými přitažlivými silami odpovědné za zpětný tok maziva do vnější stopy kontaktu. Je zřejmé, že na EHD interferogramech zde prezentovaných jsou vodní kapičky přichyceny k povrchu kuličky a tyto kapičky zůstávají na povrchu, i když je pohyb třecích povrchů zcela zastaven. Při velmi nízké viskozitě a rychlosti valení má voda dostatečný čas k tomu, aby zaplnila stopu a utvořila vodní kapku ve vstupní oblasti kontaktu. Přesto se tloušťka mazacího filmu nezmenšuje. Voda tedy ani při malých rychlostech přímo do kontaktu nevstupuje. Pokud je rychlost valení zvýšena, vodní kapičky jsou vytlačeny ze stopy a do kontaktu stupuje čistý olej.

## 10 ZÁVĚR

Tato disertační práce prezentuje výsledky experimentálního studia mazacích filmů kontaminovaných vodou. Studium je zaměřeno na tenké mazací filmy, které jsou utvářeny v kontaktu šneku a šnekového kola. Pro objasnění chování kontaminovaného maziva byly provedeny experimenty simulující různé režimy mazání. Režim smíšeného mazání byl simulován na měřicím zařízení AX-MAT, kde byly sledovány tribologické parametry jako součinitel tření a opotřebení. Režim elastohydrodynamického mazání byl simulován na optickém tribometru. Zde byla sledována tloušťka utvářeného mazacího filmu a zároveň bylo pozorováno chování disperzních částic emulze V/O.

Pro modelování kontaminovaného maziva byly zvoleny dva typy přípravy emulze. Prvním typem byla příprava emulze přímo v zařízení AX-MAT, která se nejvíce přibližuje v praxi vzniklé emulzi při kontaminaci zařízení. Druhým způsobem přípravy bylo míchání v ultrazvukové laboratorní čističce. Pro správnou interpretaci výsledků bylo nutné stanovit některé parametry používaných emulzí. Byly proto realizovány experimenty na zjištění rozložení velikosti částic a posléze také experimenty pro stanovení povrchového a mezifázového napětí emulze a jejich složek.

Na zařízení AX-MAT byla realizována řada experimentů s bronzovými materiály při mazání čistým olejem, čistou vodou a emulzí V/O s různým obsahem vody. Z experimentů je zřejmé, že při mazání emulzí nedochází k ovlivnění tribologických parametrů a voda se tedy pravděpodobně mezi kontaktní plochy nedostává.

Pomocí optického tribometru bylo pozorováno chování disperzních částic v okolí hladkého bodového kontaktu. Současně byla vyhodnocována tloušťka mazacího filmu mezi třecími povrchy. Experimenty byly realizovány při rychlostech valení, které umožňovaly pozorovat velmi tenké mazací filmy. Při vyšších rychlostech bylo pozorováno, že vodní kapičky jsou vytlačovány ze vstupní oblasti a kontakt pouze obcházejí. Při nízkých rychlostech bylo pozorováno významné spojování vodních kapiček až po vytvoření velké vodní oblasti jak ve vstupní, tak i výstupní oblasti kontaktu. Jevilo se, že voda vniká do kontaktní oblasti. Přesto na hodnotách tloušťky mazacího filmu nebyl patrný žádný významný pokles. Je tedy zřejmé, že ani při nízkých rychlostech valení se voda do kontaktu nedostává a tloušťka mazacího filmu není ovlivněna.

Z měření povrchových napětí vyplývá, že možnost vniknutí vody do kontaktu je zásadně ovlivněna afinitou kontaktních povrchů k vodě a zřejmě také mezifázovým napětím mezi vodou a olejem, které ovlivňuje koalescenci kapiček v emulzi.

Experimenty byly rovněž prováděny s drsnými kontakty a při vyšších rychlostech valení a různých hodnotách prokluzu. Ovšem stejně tak jako u hladkých povrchů nebylo pozorováno, že by vodní kapičky vstupovaly do kontaktní oblasti nebo ovlivňovaly tloušťku mazacího filmu.

## 11 SUMMARY

The thesis presents results of experimental study of lubricated films contaminated by water. The study is focused on thin lubricated films formed in a contact of a worm and a worm wheel. Experiments with different lubricating regimes have been performed to observe a behavior of the contaminated lubricant. Mixed lubrication regime has been simulated on a testing rig AX-MAT, where the tribological parameters like a friction coefficient and a wear have been measured. Elastohydrodynamic lubrication regime has been simulated on an optical tribometer. Herein lubrication film thickness has been measured and the behavior of water droplets of W/O emulsion has been observed.

Two types of sample preparations have been chosen for modeling of the contaminated lubricant - in the testing rig AX-MAT and in a laboratory ultrasound cleaner. Particle size distributions and surface and interfacial tension of emulsions have been obtained before experiments.

Series of experiments with bronze materials and pure oil, pure water or W/O emulsions have been performed on testing rig AX-MAT. It has been found, that the tribological properties have not been influenced and water did not probably enter between contact surfaces during lubrication with emulsions.

The behavior of water particles in vicinity of a smooth point contact has been observed using the optical tribometer and lubrication film thickness has been evaluated as well. Experiments have been realized under rolling speeds allowing the observation of thin lubricating films. It has been found the water particles are pushed out from the inlet region and pass by the contact at higher speeds. At lower speeds a significant coalescence of water droplets has been observed up to forming a large pool at both inlet and outlet regions. In spite of that significant decrease in film thickness has not been observed. Even at very low rolling speeds water does not enter the contact region and thickness of lubrication film is not affected.

It is evident from surface tension measurements that the possibility of water penetration into contact is significantly affected by the affinity of contact surfaces to water. Interfacial tension between water and oil influences a coalescence of water droplets in the emulsion.

Experiments have been performed with rough surfaces at higher rolling speeds and different values of slide to roll ratio as well. Nevertheless the water droplets have been found not to enter into contact region or affect the lubrication film thickness.

## 12 SEZNAM OBRÁZKŮ

<b>Obr. 1</b> Rozdělení šnekových soukolí .....	14
<b>Obr. 2</b> Dotykové čáry [3] .....	15
<b>Obr. 3</b> Rychlosti v bodě dotyku [3] .....	16
<b>Obr. 4</b> Ideální průběh dot. čáry [3] .....	16
<b>Obr. 5</b> Obrisy zubové vůle sdruženého soukolí (a) a soukolí vyrobeného zvětšenou frézou (b) [22] .....	18
<b>Obr. 6</b> Směr unášení maziva a tvar kontaktu [30] .....	19
<b>Obr. 7</b> Výsledek EHL analýzy - tloušťka filmu $\mu\text{m}$ [4] .....	19
<b>Obr. 8</b> Únosnost jednotlivých typů šnek. ozubení [27] .....	20
<b>Obr. 9</b> Tlak v suchém elastickém kontaktu pro 3 různé pozice záběru a) kontakt na špičce zubu kola b) kontakt ve střední oblasti záběru c) kontakt na špičce zubu šneku [5] .....	21
<b>Obr. 10</b> Výsledek mikroEHL analýzy - rozložení tlaku v porovnání s Hertzovým tlakem [30] .....	22
<b>Obr. 11</b> Obrisy opotřebení zubu kola $\mu\text{m/s}$ za jeden záběrový cyklus [30] .....	23
<b>Obr. 12</b> Stribeckova křivka a režimy mazání [67] .....	25
<b>Obr. 13</b> Mezní mazání [67] .....	26
<b>Obr. 14</b> Smíšené mazání [67] .....	26
<b>Obr. 15</b> Hydrodynamické mazání [67] .....	27
<b>Obr. 16</b> Elastohydrodynamické mazání [67] .....	27
<b>Obr. 17</b> Závislost fázového přechodu emulzí O/V a V/O na koncentraci oleje .....	29
<b>Obr. 18</b> Rozložení velikosti částic v emulzích [41] .....	30
<b>Obr. 19</b> fázový přechod v EHD kontaktu .....	30
<b>Obr. 20</b> Ukázka kritických rychlostí pro různé koncentrace emulzí O/V [52] .....	31
<b>Obr. 21</b> velikost olejové louže v závislosti na rychlosti [52] .....	32
<b>Obr. 22</b> Obcházení kapiček okolo kontaktu [52] .....	33
<b>Obr. 23</b> Experimentální interferogramy získané při rychlosti 1m/s, se zatížením 0,38GPa, 0,54 GPa a 0,7 GPa při čistém valení [60] .....	34
<b>Obr. 24</b> Porovnání experimentálních a analytických výsledků tloušťky mazacího filmu [60] .....	35
<b>Obr. 25</b> Příprava emulze mícháním-pohled do olejové vany zařízení .....	37
<b>Obr. 26</b> Vizualní porovnání emulze a) koncentrace 6% b) koncentrace 10% .....	37
<b>Obr. 27</b> Vizualní porovnání emulze a) koncentrace 20% b) koncentrace 30% .....	38
<b>Obr. 28</b> Velikost a rozložení částic u emulzí V/O připravených pomocí AX-MATu s čerpadlem .....	38
<b>Obr. 29</b> Velikost částic 5% emulzí V/O připravených pomocí Ultrazvuku .....	39
<b>Obr. 30</b> Změna velikosti částic 5% emulze V/O v čase .....	39
<b>Obr. 31</b> Porovnání velikosti částic 5% emulze V/O při různých způsobech přípravy .....	40
<b>Obr. 32</b> Povrchové napětí [64] .....	41
<b>Obr. 33</b> Úhel smáčení [65] .....	42
<b>Obr. 34</b> Odtrhování prstence [65] .....	42
<b>Obr. 35</b> Měřicí zařízení pro stanovení úhlu smáčení - Dataphysics OCA 10 .....	43
<b>Obr. 36</b> Tvary kapek : a) diiodomethane na kotouči, b) voda na kotouči, c) diiodomethane na kuličce, d) voda na kuličce .....	44

<b>Obr. 37</b> Smáčecí úhly testovaných kapalin a) plně formulovaný olej b) HPO 100 c) V/O emulze 5% HPO 100 .....	45
<b>Obr. 38</b> Smáčecí úhly vody na povrchu disku nebo kuličky s naneseným tenkým filmem oleje a) kotouč + HPO 100 b) kulička + HPO 100 c) kotouč + plně formulovaný olej .....	46
<b>Obr. 39</b> Měřicí zařízení KSV Instruments Sigma 701, při měření mezifázového napětí a)oleje HPO 100 b) plně formulovaného oleje .....	47
<b>Obr. 40</b> Uzel zkušebního zařízení AX-MAT .....	49
<b>Obr. 41</b> Zkušební vzorky .....	51
<b>Obr. 42</b> Objem opotřebených jednotlivých mat. dvojic .....	53
<b>Obr. 43</b> Součinitel tření bronzových materiálů .....	53
<b>Obr. 44</b> Součinitele tření pro jednotlivé mat. dvojice .....	54
<b>Obr. 45</b> Hmotnostní úbytky jednotlivých mat. dvojic .....	54
<b>Obr. 46</b> Průběh součinitele tření při testu s olejem a s emulzí připravenou čerpadlem .....	55
<b>Obr. 47</b> Průběh součinitele tření při testech s olejem a s emulzí připravenou Ultrazvukem .....	56
<b>Obr. 48</b> Optický tribometr [66] .....	57
<b>Obr. 49</b> Optický tribometr před měřením emulze .....	58
<b>Obr. 50</b> Software pro vyhodnocení tloušťky filmu z nasnímaných interferogramů [66] .....	58
<b>Obr. 51</b> Centrální tloušťka filmu vs. rychlost valení pro olej HPO 100 .....	59
<b>Obr. 52</b> Centrální tloušťka filmu vs. rychlost valení pro olej HPO 200 .....	59
<b>Obr. 53</b> EHD interferogramy pro 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0.013 m/s (a) a 0.0024 m/s (b) .....	60
<b>Obr. 54</b> Pohyb vodní kapičky ve vstupní oblasti kontaktu .....	60
<b>Obr. 55</b> Pohyb vodní kapičky okolo kontaktu pro 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0.00024 m/s .....	61
<b>Obr. 56</b> Utváření kapek v kontaktu pro 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0.00024 m/s .....	61
<b>Obr. 57</b> Profily tlouštěk filmů pro 100% olej HPO 100 a 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0.00024 m/s .....	62
<b>Obr. 58</b> Efekt kontaminace vodou na utváření mazacího filmu pro 100% olej HPO 100 (a) a 95% olej HPO 100 (b, c) při rychlosti valení 0.0013 m/s .....	63
<b>Obr. 59</b> Profily tlouštěk filmů pro 100% olej HPO 100 a 95% olej HPO 100 získané z tinterferogramů na Obr. 58a a Obr. 58c (a) a Obr. 58a a Obr. 58b (b) .....	64
<b>Obr. 60</b> Profily tlouštěk filmů pro 80% olej HPO 100 a 95% olej HPO 100 při rychlosti valení 0.0024 m/s .....	65
<b>Obr. 61</b> Pohyb vodních kapiček okolo kontaktu pro 95% vysoce viskózní minerální olej při rychlosti valení 0.0024 m/s (a) a po náhlém zastavení (b) .....	65
<b>Obr. 62</b> Pohyb vodní kapičky okolo kontaktu pro 80% olej HPO 100, při rychlosti valení 0.00024 m/s .....	67
<b>Obr. 63</b> Chromatické interferogramy kontaktu pro 95% olej HPO 100 a) kotouč 0,0035 m/s, kulička 0,0035 m/s, b) kotouč 0,0053 m/s, kulička 0,00177 m/s, c) kotouč 0,00177 m/s, kulička 0,0053 m/s .....	68
<b>Obr. 64</b> Chromatické interferogramy kontaktu pro 95% olej HPO 100 a) kotouč 0,0498 m/s, kulička 0,0177 m/s, b) kulička 0,0498 m/s, kotouč 0,0177 m/s .....	68

## **13 SEZNAM TABULEK**

Tab. 1 Viskozita emulze .....	40
Tab. 2 Úhly smáčení tuhých povrchů testovacími kapalinami .....	44
Tab. 3 Stanovené povrchové energie .....	45
Tab. 4 Úhly smáčení tuhých povrchů testovacími kapalinami .....	46
Tab. 5 Hodnoty povrchového napětí měřených olejů a emulzí .....	47
Tab. 6 Zkušební režim .....	51
Tab. 7 Materiálové dvojice .....	52
Tab. 8 Smáčecí úhel kuličky při očištění acetonem a vodou .....	66

## 14 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

EHD	- elastohydrodynamický
CCD	- Charge-Coupled Device – elektronický snímač obrazu
HB	- tvrdost dle stupnice Brinnela
HV	- tvrdost dle stupnice Vickerse
O/V	- olej ve vodě
P.F.	- plně formulovaný olej
Ra	- střední aritmetická drsnost povrchu
SO	- směrodatná odchylka
ST	- surface tension - povrchové napětí
V/O	- voda v oleji
$a, b$ [m]	- hlavní resp. vedlejší poloosa eliptické kontaktní oblasti
$c$ [m/s]	- výsledný vektor rychlosti
$c_n$ [m/s]	- normální složka vektoru rychlosti
$c_t$ [m/s]	- tečná složka vektoru rychlosti
$E1, E2$ [Pa]	- modul pružnosti kontaktních těles 1 a 2
$E'$ [Pa]	- ekvivalentní modul pružnosti kontaktních povrchů $2\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)^{-1}$
$f, \mu$ [-]	- součinitel tření
G [-]	- bezrozměrný parametr materiálu
$h_c$ [m]	- centrální tloušťka mazacího filmu
$h_{min}$ [m]	- minimální tloušťka mazacího filmu
$h_0$ [m]	- přiblížení kontaktních povrchů
H [-]	- bezrozměrná tloušťka vrstvy maziva
K [-]	- bezrozměrný parametr elipticity
p [Pa]	- tlak
$r_p$ [m]	- poloměr prstence
r [m]	- poloměr drátu
$R_x$ [-]	- redukovaný poloměr třecích povrchů ve směru osy x
u [m/s]	- průměrná rychlost ve směru osy x
$v_1$ [m/s]	- obvodová rychlost
V [-]	- bezrozměrný parametr rychlosti
w [m/s]	- odvalovací rychlost
W [-]	- bezrozměrný parametr zatížení
$\alpha$ [Pa <sup>-1</sup> -]	- tlakově viskózní koeficient
$\alpha_n$ [deg]	- normální úhel záběru
$\gamma$ [deg]	- úhel stoupání
$\gamma^d$ [mN/m]	- disperzní složka povrchového napětí
$\gamma^h$ [mN/m]	- polární složka povrchového napětí
$\gamma_{sg}$ [mN/m]	- povrchová energie tuhé látky
$\gamma_{sl}$ [mN/m]	- povrchová energie tuhá látka/kapalina
$\gamma_{lg}$ [mN/m]	- povrchová energie kapaliny
$\eta_z$ [-]	- účinnost ozubení

$\eta$	[Pa.s]	- dynamická viskozita maziva
$\eta_0$	[Pa.s]	- dynamická viskozita maziva při nulovém tlaku
$\varphi'$	[deg]	- úhel záběru
$\nu_1, \nu_2$	[-]	- poissonova konstanta třecího povrchu 1, resp. 2
$\theta$	[deg]	- úhel smáčení
$\omega$	[rad/s]	- rychlost třecích povrchů

**15 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

- [1] ISO/TR 10828 (1997) Worm gears – geometry of worm profiles. International Organization for Standardization, Geneva
- [2] Nohovec V (1985) Účinnost a ztráty v převodovkách s čelními ozubenými koly. *Strojírenství* 35, (1): 22-28
- [3] Pažák A (1964) Teoretické vyšetřovanie obecných válcových šnekových súkolesí. Košice
- [4] Sharif KJ, Kong S, Evans HP, Snidle RW (2001) Contact and elastohydrodynamic analysis of worm gears: Part 1 Theoretical formulation. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C, J. Mech. Eng. Sci.* 215: 817–830.
- [5] Seol IH (2000) The design, generation, and simulation of meshing of worm-gear drive with longitudinally localized contacts. *ASME Journal of Mechanical Design* 122 201–206
- [6] Simon V (2006) Influence of tooth errors and shaft misalignments on loaded tooth contact in cylindrical worm gears. *Mechanism and Machine Theory* 41: 707-724.
- [7] Simon V (2003) Load distribution in cylindrical worm gears. *Mechanisms and Machine Theory* 125: 356-364.
- [8] Litvin FL, Seol IH, Kin V, Lu J, Wang AG, Egelja A, Zhao X, Handschuh RF (1996) Kinematic and geometric models of gear drives. *ASME Journal of Mechanical Design* 118: 544–550.
- [9] Litvin FL, Seol IH (1996) Computerized design generation and simulation of modified Involute, Klingelnberg and Fledner type worm-gear drives. *ASME Journal of Mechanical Design* 118: 551–555.
- [10] Litvin FL, Kin V (1992) Computerized simulation of meshing and bearing contact for single-enveloping worm-gear drives. *ASME Journal of Mechanical Design* 114: 313–316.
- [11] Tsay CB, Jeng JW, Feng HS (1995) A mathematical model of the ZE type worm gear set. *Mechanism and Machine Theory* 30 (6): 777–789.
- [12] Fang HS, Tsay CB (1996) Mathematical model and bearing contacts of the ZK-type worm gear set cut by oversize hob cutters. *Mechanism and Machine Theory* 31: 271–282.
- [13] Tsay CB, Bair BW (1998) ZK-type dual lead worm and worm gear drives: Geometry. *ASME Journal of Mech. Design* 120: 414-421.
- [14] Tsay CB, Bair BW (1998) ZK-type dual lead worm and worm gear drives: Contact teeth, Contact ratios and kinematic errors. *ASME Journal of Mech. Design* 120: 422-428.
- [15] Litvin FL, Chen JS, Lu J, Handschuh RF (1996) Application of finite element analysis for determination of load share, real contact ratio, precision of motion, and stress analysis. *ASME Journal of Mechanical Design* 118: 561–567
- [16] Shi W, Qin D, Xu W (2004) Meshing control of double-enveloping hourglass worm gearing under the conditions of existing the errors and the load. *Mechanisms and Machine Theory* 39: 61-74.
- [17] Morris SJ (2000) Traction in elliptical point contacts. Ph.D thesis. University of Wales. Cardiff, Wales.
- [18] Greenwood JA (2000) Two-dimensional row of a non-Newtonian lubricant. *Proc. Inst. Mech. Eng.. Part J.* 214: 29-41.

- [19] Kim KH, Sadeghi F (1991) Non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication of point contact. *Trans. ASME, J. Tribol.* 113: 703-711.
- [20] Bathgate J, Yates F (1970) The application of film thickness, flash temperature and surface fatigue criteria to worm gears. *ASLE Trans.* 13: 21-28.
- [21] Fuan C, Chen Z, Yeuhai S, Jing S (1998) Lubrication basis theory of worm pair and temperature distribution on worm gear surface. *Chin. J. Mech. Eng.* 11: 19-22.
- [22] Simon V (1985) Thermoelastohydrodynamic analysis of lubrication of worm gears. *Proceedings of JSLE Int. Tribology Conference Tokyo* 1147-1152.
- [23] Simon V (1994) A new worm gear drive with ground double arc profile. *Mechanisms and Machine Theory* 29: 407-414.
- [24] Simon V (1996) Stress analysis in worm gears with ground concave worm profile. *Mechanisms and Machine Theory* 31: 1121-1130.
- [25] Simon V (1996) Displacements in worm gears with ground concave worm profile. *Mechanisms and Machine Theory* 31: 1131-1140.
- [26] Simon V (1997) EHD lubrication characteristics of a new type of ground cylindrical worm gearing. *ASME Journal of Mechanical Design* 119: 101-107.
- [27] Simon V (1998) Characteristics of a new type of cylindrical worm gear drive. *ASME Journal of Mechanical Design* 120: 139-146.
- [28] Sharif KJ, Kong S, Evans HP, Snidle RW (2001) Contact and elastohydrodynamic analysis of worm gears: Part 2 Results. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C, J. Mech. Eng. Sci.* 215: 831-846.
- [29] Kong S, Sharif KJ, Evans HP, Snidle RW (2001) Elastohydrodynamics of worm gear contact. *ASME Journal of Tribology* 123: 268-275.
- [30] Patching MJ; Evans HP; Snidle RW (1996) Micro-EHL analysis of ground and superfinished steel discs used to simulate gear tooth contacts. *Tribology Transactions*, 39: 595-602.
- [31] Arunkumar D, Suryanarayana M, Mayuram MM (1998) Durability and performance evaluation of surface treated worm drives of similar material pair. *Tribology International* 31: 385-392.
- [32] Sharif KJ, Evans HP, Snidle RW (2006) Prediction of the wear pattern in worm gears. *Wear*.
- [33] Tower B (1883) First Report on Fiction Experiments (Fiction on Lubricated Bearings) *Proceedings Institution of Mechanical Engineers*, p. 632-659.
- [34] Reynolds O (1886) 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*, 177, p.157-234.
- [35] Martin HM (1916) Lubrication of Gear Teeth. *Engineering*, 102, p. 119-121.
- [36] Merrit HE (1935) Worm Gear Performance, *Proceedings Institution of Mechanical Engineers* 129, p 127-194.
- [37] Grubin AN (1949) Fundamentals of the Hydrodynamic Theory of Lubrication of Heavily Loaded Cylindrical Surfaces. In: *Investigation of the Contact of Machine Components (Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering Book No. 30)*. Moscow, p. 118-196.
- [38] Petrusovič, A. I.: Osnovnye vyvody iz kontaktno-gidrodinamičeskoj teorii smazki. *Izv. AN SSSR. OTN*, 2, 1951, s. 209-223.

- [39] Dowson D, Higginson GR (1959) A Numerical Solution to the Elastohydrodynamic Problem. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1, p. 6-15.
- [40] Hamrock BJ, Dowson D (1977) Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. *ASME Journal of Lubrication Technology* 99: 264-276,
- [41] Mang T, Dresel W (2001) *Lubricants and lubrication*. WILEY-VCH GmbH, Weinheim.
- [42] Schey JA (1983) *Tribology in Metalworking*, American Society for Metals, Metals Park, OH, p. 153.
- [43] Wan G T Y, Kenny P, Spikes H A (1984) Elastohydrodynamic properties of water-based fire-resistant hydraulic fluids. *Tribology International* 17: 309-315
- [44] Wilson WRD, Sakaguchi Y, Schmid SR (1993) A dynamic concentration model for lubrication with oil-in-water emulsions. *Wear* 161: 207-212,
- [45] Wilson WRD, Sakaguchi Y, Schmid SR (1994) A mixed flow model for lubrication with emulsions. *Tribology Transactions* 37: 543-551,
- [46] Kimura Y, Okada K (1987) Film thickness at elastohydrodynamic conjunctions lubricated with oil-in-water emulsions. *Proc. Of the IMechE, C* 176/87: 85-90,
- [47] Kimura Y, Okada K (1989) Lubricating properties of oil-in-water emulsions. *Tribology Transactions* 32: 524-532,
- [48] Zhu D, Biresaw G, Dark SJ, Kasun TJ (1994) Elastohydrodynamic lubrication with o/w emulsions. *Transactions of the ASME* 116: 310-320,
- [49] Yang H, Schmid SR, Kasun TJ, Reich RA (2004) Elastohydrodynamic film thickness and tractions for oil-in-water emulsions. *Tribology Transactions* 47: 123-129,
- [50] Chiu, Y. P. (1974), "An Analysis and Prediction of Lubricant Film Starvation in Rolling Contact Systems," *ASLE Trans.*, 17, pp 22-35.
- [51] Nakahara T, Makino T, Kyogoku K, (1988), Observations of Liquid Droplet Behavior and Oil Film Formation in O/W Type Emulsion Lubrication. *ASME Journal of Tribology* 110: 348–353.
- [52] Yang H, Schmid SR, Reich RA, Kasun TJ, (2006) Direct Observations of Emulsion Flow in Elastohydrodynamically Lubricated Contacts. *ASME Journal of Tribology* 128: 619–623.
- [53] Hamaguchi H, Spikes H A, Cameron (1977) Elastohydrodynamic properties of water in oil emulsions. *Wear* 43: 17-24,
- [54] Dalmaz G, Godet M (1978) Film thickness and effective viscosity of some fire resistant fluids in sliding point contact. *ASME Journal of Tribology Technology* 100: 304-308,
- [55] Al-Sharif A, Chamniprasart K, Rajagopal KR, Szeri AZ (1993) Lubrication with binary mixtures: Liquid-liquid emulsion. *ASME Journal of Tribology* 115: 46-55.
- [56] Wang SH, Al-Sharif A, Rajagopal KR, Szeri AZ (1993) Lubrication with binary mixtures: Liquid-liquid emulsion in an EHL conjunction. *ASME Journal of Tribology* 115: 515-522,
- [57] Dai F, Khonsari MM (1994) A theory of hydrodynamic lubrication involving the mixture of two fluids. *ASME Journal of Applied Mechanics* 61: 634-641,
- [58] Yan S, Kuroda S (1997) Lubrication with emulsion: first report, the extended Reynolds equation. *Wear* 206: 230-237,
- [59] Yan S, Kuroda S (1997) Lubrication with emulsion II. the viscosity coefficients of emulsions. *Wear* 206: 238-243,

- [60] Benner JJ, Sadeghi F, Hoeprich MR, et al. (2006) Lubricating properties of water in oil emulsions. *Journal Of Tribology-Transactions Of The Asme* 128: 296-311.
- [61] Liu W, Dong D, Kimura Y, Okada K (1994) Elastohydrodynamic lubrication with water-in-oil emulsions. *Wear* 179: 17-21.
- [62] Koutný D (2005) Tribologické hodnocení materiálů použitých v kontaktu mazaném vodou. Sborník 46. mezinárodní konference kateder částí a mechanismů strojů, Liberec, 167-172
- [63] Koutný D (2004) The assesment of tribological bronze's properties used for toothed rim worm gears. Soutěž vědeckých a výzkumných prací doktorandů FSI , Brno
- [64] Lichovníková S (2007) Studium smáčivosti tenkých vrstev na bázi křemíku. Diplomová práce, VUT v Brně, Fakulta chemická.
- [65] Martovská L, Šišková M (1999) Fyzikální chemie povrchů a koloidních soustav, VŠCHT Praha, ISBN 80-7080-337-1
- [66] Kolektiv UK. Tribometr pro studium chování velmi tenkých mazacích filmů [online].[cit.2006-06-08]  
<<http://uk.fme.vutbr.cz/index.php?akce=80&sekce=vyzkum&ln=cs&stranka=3>>
- [67] Hartl M, Přednášky do předmětu Tribologie [online].[cit.2006-06-08]  
<<http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/prednasky> >
- [68] Snidle RW, Evans HP, Alanou MP (2000) Gears: elastohydrodynamic lubrication and durability. *Proc. Instn. Mech. Engrs.* 214, Part C: 39-50.
- [69] Wang W, Chen H, Hu Y, Wang H (2006) Effect of surface roughness parameters on mixed lubrication characteristics. *Tribology International* 39: 522–527.
- [70] Epstein D; Keer LM; Wang QJ; Cheng HS; Zhu D (2003) Effect of surface topography on contact fatigue in mixed lubrication. *Tribology Transactions*; 46: 506-513.