FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Simulace frikčních dvojic pomocí MKP

Simulation of Friction Pairs by FEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

Bc. Monika RÉMIŠOVÁ

Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Rémišová** Jméno: **Monika** Osobní číslo: **438279**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Simulace frikčních dvojic pomocí MKP

Název diplomové práce anglicky:

Simulation of Friction Pairs by FEM

Pokyny pro vypracování:

Cílem práce je návrh MKP modelů pro simulaci frikčních (třecích) dvojic pro variátorové převody. Studentka provede rešerši třecích kapalin (maziv) pro variátorové převody kov na kov, vysvětlí teorii problematiky Hertzových tlaků a aplikaci na třecí páry kužel - kužel a kužel - bombírung a popis základů tribologie. Dále studentka porovná matematický model třecí dvojice (analytika) s navrženým MKP modelem v prtovedení 2D a 3D dle navržených způsobů vyhodnocení. Studentka se pokusí o popsání možnosti vnesení materiálových vlastností do MKP modelu.

Seznam doporučené literatury:

[1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
[2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
[3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
[4] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **23.03.2020** Termín odevzdání diplomové práce: **29.05.2020**

Platnost zadání diplomové práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D.	Ing. František Lopot, Ph.D.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomantka bere na vědomí, že je povinna vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

11. 5. 2020	
Datum převzetí zadání	Podpis studentky

CVUT-CZ-ZDP-2015.1

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracovala samostatně a použila pouze podklady uvedené v přiloženém seznamu. Nemám závažný důvod proti užití tohoto díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 20. 7. 2020 .....

Poděkování

Ráda bych tímto poděkovala vedoucímu mé diplomové práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za zájem, vedení, cenné rady a čas, který mi věnoval. Dále bych chtěla poděkovat Ing. Jakubu Chmelařovi za poskytnutí podkladů a významných rad.

Anotace

RÉMIŠOVÁ M., *Simulace frikčních dvojic pomocí MKP*, Praha 6, 2020. Diplomová práce na Strojní fakultě ČVUT v Praze. Vedoucí diplomové práce Ing. Karel Petr, Ph.D.. 58 stran, 42 obrázků, 18 grafů.

Diplomová práce je zaměřena na frikční dvojice v trakčních převodech. Je sepsána rešerše na maziva a následně jsou vybrána vhodná maziva zvyšující třecí účinek. Je popsána metoda elastohydrodynamického mazání. Jsou vytvořeny modely (disk – disk, kužel – kužel a kužel – bombírovaný kužel), u kterých jsou zkoumány Hertzovy kontaktní tlaky. Následně je sledována změna průběhu tlaku při rotaci a pokles tlaku při simulaci kalené vrstvy. Všechny závislosti jsou graficky zpracovány.

Klíčová slova

Trakční převod, Hertzův kontaktní tlak, mazivo, tření, elastohydrodynamické mazání, kužel, bombírovaný kužel, disk

Abstract

RÉMIŠOVÁ M., *Simulation of Friction Pairs by FEM*, Prague 6, 2020. The thesis is work at the Faculty of Mechanical Engineering of the Czech Technical University in Prague. Thesis supervisor Ing. Karel Petr, Ph.D.. 58 pages, 42 pictures, 18 graphs.

This thesis deals with frictional pairs in tractive transmissions. A recherche is written and consequently suitable lubricants enhancing frictional effect are chosen. The method of elastohydrodynamic lubrication is described. Models that examine Hertzian contact pressures (disc – disc, cone – cone, cone – convex cone) are created. Then the change in pressure during rotation and the pressure reduction while simulating the hardened case are observed. Graphical representation of all the relations is provided.

Key words

Tractive transmission, Hertzian contact stress, lubricant, friction, elastohydrodynamic lubrication, cone, convex cone, disc

Obsah

Seznam zkratek a symbolů 1
1 Úvod 3
2 Trakční pohony 4
2.1. Třecí dvojice 5
2.2. Tření 6
2.3. Jednoduchý trakční pohon 8
3 Maziva 9
3.1. Základní rozdělení maziv 10
3.1.1. Plynná maziva 10
3.1.2. Kapalná maziva 11
3.1.3. Plastická (mazací tuky) 12
3.1.4. Pevná 12
3.2. Elastohydrodynamické mazání 13
3.3. Tribologie 16
4 Hertzovy kontaktní tlaky 19
4.1. Kontakt s bodovým stykem 20
4.2. Kontakt s čárovým stykem 22
5 Vhodné materiály pro třecí variátory a jejich porovnání 24
6 Simulace MKP modelu v Abaqusu 27
6.1. Analytické výpočty 27
6.1.1. Disk - Disk 27
6.1.2. Kužel – Bombírovaný kužel 30
6.2. MKP metoda 33
6.2.1. Disk-Disk 34
6.2.2. Kužel – Kužel/Bombírung 40
7 Zanesení tvrdosti do MKP modelu 45
8 Výsledky 49
9 Závěr 53
10 Seznam literatury 54
11 Seznam obrázků 56
12 Seznam tabulek 57
13 Seznam grafů 58

Seznam zkratek a symbolů

MKP		metoda konečných prvků
EHL		elastohydrodynamické mazání
CVT		variátorová převodovka
η	$[Ns \cdot m^{-2}]$	absolutní viskozita (dynamická)
ν	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	kinematická viskozita
v	$[m \cdot s^{-1}]$	kluzná rychlost
h	[µm]	hydrodynamická tloušťka vrstvy
h_0	[µm]	přístup maziva
h_g	[µm]	makroskopická geometrie povrchu
h_e	[µm]	elastické deformace povrchu
h_m	[µm]	mikroskopická geometrie povrchu
h_c	[µm]	tloušťka filmu maziva na středu kontaktu
p	$[N \cdot mm^{-2}]$	tlak
P	[N]	obvodová síla
k	[-]	součinitel bezpečnosti proti skluzu (=1,2)
μ_s	[-]	smykové tření
μ_v	[m]	valivé tření
F	[N]	normálové zatížení
F_t	[N]	třecí síla
M_t	[Nm]	třecí moment
T	[N]	tažná síla
μ	[-]	koeficient tření
P	[N]	obvodová síla
p	$[N/mm^2]$	tlak
t	[s]	čas
U	[m/s]	rychlost nosných povrchů
a	[mm]	šířka kontaktní plochy
δ	[mm]	hloubka kontaktní plochy
R	[mm]	poloměr tělesa
R´	[mm]	efektivní poloměr
E	$[N/mm^2]$	Youngův modul pružnosti v tahu
E´	$[N/mm^2]$	efektivní modul pružnosti v tahu
G	$[N/mm^2]$	modul pružnosti ve smyku
p_0	$[N/mm^2]$	maximální Hertzův kontaktní tlak
p_m	$[N/mm^2]$	kontaktní tlak v určitém místě
$\bar{U}$	[-]	bezrozměrný parametr rychlosti
$\bar{G}$	[-]	bezrozměrný materiálový parametr
$\ddot{W}$	[-]	bezrozměrný parametr zatížení
R_e	$[N/mm^2]$	mez kluzu

R_m	[N/mm^2]	mez pevnosti v tahu
$R_{0,2}$	[N/mm^2]	smluvní bez kluzu
A	[N/mm^2]	mez kluzu při konkrétní teplotě
ε_p	[s^{-1}]	plastická deformace
ε'_p	[s^{-1}]	ekvivalentní míra plastické deformace
ε'_0	[s^{-1}]	referenční ε'_p
n	[-]	exponent kalení
C	[-]	kinematické zesílení
T	[K]	teplota
T_r	[K]	teplota v místnosti
T_m	[K]	teplota tavení
H_V	[N/mm^2]	tvrdost podle Vickerse

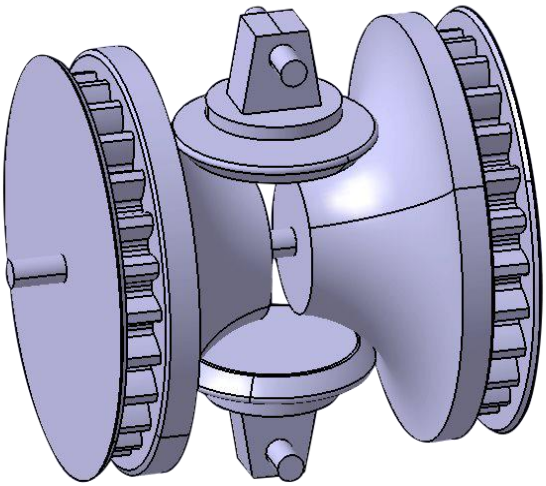
1 Úvod

Práce je zaměřena na problematiku třecích variátorových dvojic. Nejprve je vysvětlen princip trakčního pohonu a přehled možných třecích dvojic. Následně je sepsána rešerše na základní typy maziv jako jsou plynná, kapalná, plastická a pevná. Poté je věnována pozornost výběru vhodného maziva, které je schopno udržet vysoký koeficient tření a tím zlepšovat účinnost samotného mechanismu. Jsou popsány počátky tribologie a vysvětlena metoda elastohydrodynamického mazání, které je v těchto případech využíváno.

V další části je sepsána rešerše na problematiku Hertzových tlaků, kde jsou představeny vztahy pro analytické výpočty. Takové kontaktní tlaky jsou rozděleny dle toho, zda se jedná o bodový či čárový dotyk. Jedná-li se o kontakt dvou těles o stejné geometrii, ale jiných rozměrů, musí být tyto vztahy přizpůsobeny. To samé platí i pro případ, kdy je jedno z těles rovinná plocha. Pro frikční dvojice je použito pět různých materiálů a je sledováno, jak velká bude kontaktní plocha a maximální Hertzův tlak. Následně je vyhodnoceno, který z materiálů je nejvhodnější.

Aby mohly být kontaktní tlaky sledovány, je modelován kontakt dvou disků, dvou kuželů a kužele s kuželem bombírovaným. Pomocí simulace MKP analýzou jsou provedeny výpočty v programu Abaqus. Výchozí hodnoty jsou odečítány na povrchu tělesa v okolí centra kontaktu a do hloubky tělesa. Pro praktické použití je povrch zušlechťován na kalenou vrstvu, která má sloužit pro snížení tlaku a tím pro možnost většího zatížení a snížení opotřebení.

Cílem práce je zjistit, jak velké kontaktní tlaky představuje zatížení jednotlivých dvojic a jak velkou úlohu bude hrát kalená vrstva. Jednotlivé závislosti, pro porovnání, jsou komentovány pomocí grafického znázornění.



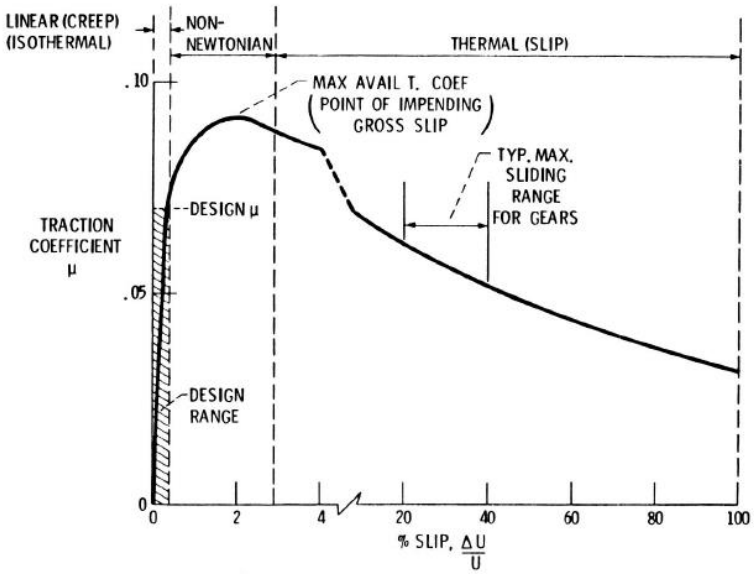
Obr. 1: Třecí CVT [19]

2 Trakční pohony

Trakční pohony jsou známé jako nejjednodušší rotační pohony, a přesto je o nich velice málo zmínek. Přenos výkonu trakcí je pro mnohé neznámý, a to tento systém je předchůdce převodovek. V základní podobě představuje pohon, který řídil hladká kola s různou velikostí jízdního kontaktu. V životě se s ním už mohl setkat každý, např. spolu zabírající hnací kola lokomotivy s kolejnicí nebo pneumatika automobilu zabírající s povrchem vozovky. Pak jsou i zařízení, která vyžadují jednoduché a ekonomické řešení regulace rychlosti a to např. gramofon nebo sekačka na trávu s vlastním pohonem. V těchto příkladech se jedná o suchý kontakt, ale pro stejný princip lze použít kontakt mazaný olejem (obsahující ocelové komponenty).

Pohony mají buď pevně daný počet otáček, nebo ho lze plynule měnit. Proměnlivě měnící se je používán značně u vlaků, kde jim dovoluje využívat „nekonečný“ počet převodových stupňů pro optimalizaci výkonu. Trakční pohony bývají navrženy v režimu CVT, u který se účinnost blíží nejefektivnějšímu stupni převodovky. Oproti ozubeným převodům, které vyvozují torzní oscilaci – i když jsou dokonale technologicky opracovány, je jejich chod hladký a tichý (bez vůle). Provozní rychlost je většinou omezena pouze materiálovou pevností.

Většího pokroku v technologii i konstrukci bylo dosaženo koncem 40. let 20. století v oblasti ložisek pomocí Grubinovy práce o elastohydrodynamickém mazání společně s Lundberg-Palmrenovou analýzou únavové životnosti valivých prvků. Funkce převodu se odvíjí od trakční křivky, která se řídí dvěma faktory, a to technologické vlastnosti maziva a trakční vlastností samotného převodu. Jedná se o závislost třecího koeficientu na prokluzu (viz obr. 2). Ta je dělena na tři oblasti. V lineární oblasti se koeficient zvyšuje přímo úměrně s prokluzem. Svého maxima nabývá v nelinearní nenewtonovské oblasti, kdy začne klesat s prokluzem a v termální oblasti dochází k jeho poklesu díky vnitřnímu ohřevu v olejovém filmu. [10]

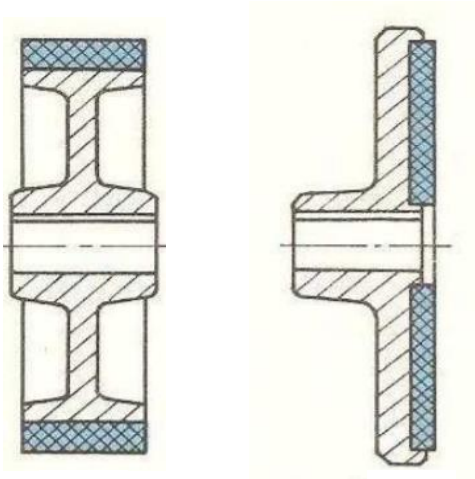


Obr. 2: Průběh závislosti koeficientu tření na prokluzu [10]

2.1. Třecí dvojice

Třecí dvojice jsou základem třecího převodu. Právě díky nim a maziva je trakce přenášena. Třecími variátory jsou převody s plynule měnícím se převodovým poměrem, které jsou zaleženy na působení třecí síly mezi k sobě přitlačovanými koly (kotouči). Výhodou je jednoduchá konstrukce s malou osovou vzdáleností (úspora místa), tichý a pružný chod, vyměnitelnost měkkého obložení a možnost měnit otáčky za chodu stroje i při zatížení. Případné rázy jsou vyrovnávány prokluzem třecích kol, a zabraňuje tedy přetížení. Naopak jejich nevýhodu je nutnost velké přítlačné síly, snadný prokluz, nepravidelné opotřebení kol a malá mechanická účinnost. Právě ta se dá zvýšit vybráním vhodného maziva, které má dostatečně velký trakční koeficient (viz kapitola 3.3.). Uplatňují se pro přenos menších výkonů například u vřetenových třecích lisů, obráběcích strojů, kontrolních přístrojů nebo jako třecí spojka u garážových vrat.

Třecí kola jsou vyráběna z litiny, bronzu nebo slitiny hliníku. V některých případech se na ně upevní výměnné (měkké) obložení – dřevěné, kožené, korkové, pryžové, fíbrové, papírové apod. Nevýhodou takového obložení je náchylnost vůči vlhkosti, mazivu, snadno se zahřívá a rychle se opotřebovává. [2]

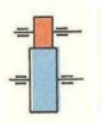
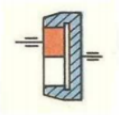
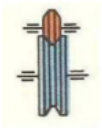
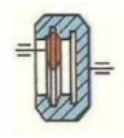
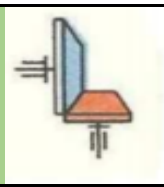
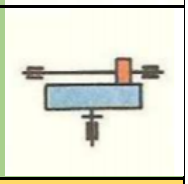


a) b)

Obr. 3: Třecí člen s výměnným obložením a) kolo čelní b) kolo lícní [23]

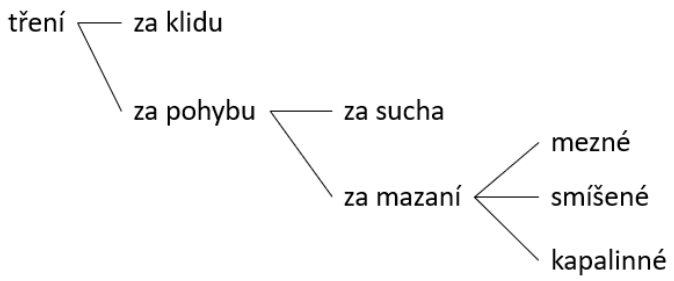
V tabulce 1 je uvedeno rozdělení třecích převodů. Ty se stálým převodem se dělí na dvě koncepce. První je s rovnoběžnými hřídeli, kde mohou být kola s hladkým obvodem nebo klínovou drážkou. V obou případech existují varianty s vnějším i vnitřním ozubením. Druhou možností jsou různoběžné hřídele, do kterých jsou řazeny převody s kuželovými nebo lícními koly. Převody s proměnným převodovým poměrem se dělí na přímý a nepřímý styk. Poslední skupinou jsou převody „zvláštní“, které mají svou specifickou charakteristiku.

Tab. 1: Rozdělení třecích převodů

Se stálým převodem	Rovnoběžné hřídele	S hladkým obvodem	Vnější soukolí 	Vnitřní soukolí 
		S klínovou drážkou	Vnější soukolí 	Vnitřní soukolí 
	Různoběžné hřídele	Kuželová kola		
		Lícní kola		
S proměnným převodovým poměrem	Přímý styk			
	Nepřímý styk			
Zvláštní třecí převody				

2.2. Tření

Jev zvaný tření nastává v místech dotyku dvou elementů a projevuje se ve formě tangenciální síly určité velikosti. Taková síla je odporem proti pohybu, působí tedy vždy proti směru pohybu. Tření muže působit za klidu (statické) nebo za pohybu (kinetické), které má pro technickou praxi význam větší. Kinetické dělíme dále na tření smykové a valivé. Smykové vzniká mezi dvěma tělesy klouzajícími po sobě a v praxi se vyskytuje v kluzných ložiskách. Častěji se však setkáme s třením valivým, kde se rotační těleso odvaluje po rovinné či zakřivené ploše. Tlakové složky jsou značně velké a jedná se buď o bodový či přímkový (čárový) styk. S kombinací tření smykového a valivého se setkáváme převážně u ozubených soukolí. [1]



Obr. 4: Rozdělení tření

Tření je velmi užitečnou složkou pro přenos sil a pohybu (řemenové a lanové převody, třecí spojky, kola vozidel na jízdní dráze, kolo – kolejnice) nebo například pro zamezení pohybu (brzdy, šrouby a matice). Ve všech případech, kde tření nevyužijeme k přenosu sil, stává se nežádoucím a snažíme se ho co nejvíce omezit. Je totiž příčinou nejen mechanických ztrát, ale i zmenšení trvanlivosti strojů, zhoršování jejich pracovní přesnosti a spolehlivosti, a tím i zvyšování nákladů na provoz a údržbu. [1]

Parametrem samotného tření je součinitel tření, který je roven poměru třecí síly k normálovému zatížení třecích ploch při smykovém tření (1) a při valivém (2) se jedná o poměr třecího momentu a normálového zatížení. Jeho závislost na rychlosti vzájemného pohybu třecích ploch rozhoduje o tom, který druh tření nastane při mazání.

$$\mu_s = \frac{F_t}{F} \tag{1}$$

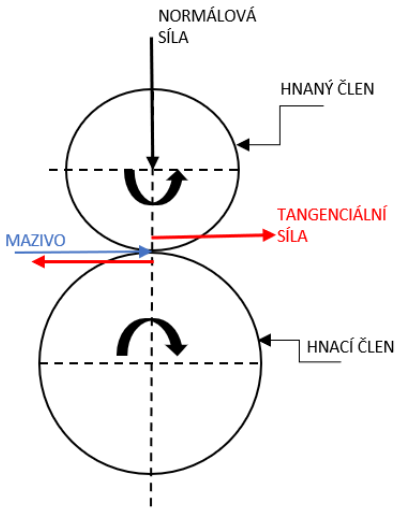
$$\mu_v = \frac{M_t}{F} = \frac{F_t \cdot r}{F} \tag{2}$$

Takový koeficient má odlišné hodnoty dle materiálů, z kterých se daný mechanismus skládá. Vzorové hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2.

Tab. 2: Koeficienty tření různých materiálů

Materiály	Statický koef. tření [μ_{st}]	Kinematický koef. tření [μ_{kin}]
Dřevo na dřevě	0,65	0,3
Kožený řemen na dřevě	0,47	0,27
Kožený řemen na litině	0,56	0,28
Kůže na kovu	0,6	0,25
Ocel na bronzu (mazáno)	0,1	0,01
Ocel na bronzu (suché)	0,18	0,16
Ocel na dřevě	0,55	0,35
Ocel na oceli (suché)	0,15	0,1

2.3. Jednoduchý trakční pohon



Obr. 5: Schéma trakčního pohonu

Princip základního třecího pohonu je popsán na obr. 5, kde je znázorněn mazaný válečkový pár v trakčním kontaktu. Na soustavu musí být kladená dostatečně velká normálová síla *N* (5), aby mohla být přenášena tangenciální (tažná síla) *T*. Velikost takové síly je dána trakčním koeficientem μ, který se dá vyjádřit jako poměr T/N viz (3). [10]

$$T = F \cdot \mu > P \tag{3}$$

Takový součinitel je závislý na materiále kol, drsnosti a stavu třecích ploch. Ty mohou být buď mokré, suché nebo mazané (viz tab. 3). Dle toho je i dáno, jaký je dovolený tlak. V třecích variátorech se jedná o mazaný kontakt, mezi tělesa je vnášen vysoce stlačená a extrémně tenká mazací vrstva. Pro co nejlepší účinnost je nutné se vyhradit nevyžadovanému skluzu. To zajistí závislost tažné síly na obvodové, která je v součinu s koeficientem bezpečnosti (4). V těchto případech je roven konstantě 1,2. Vzhledem k vysokým tlakům při dotyku vzniká při mazacím procesu určitá elastická deformace kontaktní plochy. Tento proces je označován jako elastohydrodynamického mazání, které je vysvětleno v kapitole 3.2.

$$T = k \cdot P \tag{4}$$

$$N = \frac{k \cdot P}{f} \tag{5}$$

Tab. 3: Součinitel tření různých materiálů

Materiál kol	Třecí plochy	Součinitel tření f [-]	Dovolený tlak p_D [N/mm^2]
kalená ocel-kalená ocel	Mazané	0,040 – 0,008	120-150
litina-litina	Mazané	0,10	120-140
litina-litina	Suché	0,15	120-140
litina/ocel – fíbr	Suché	0,40	30-40
litina/ocel – pryž	Suché	0,80	10-15

3 Maziva

Maziva mohou být látky jakéhokoliv skupenství, jejich hlavním úkolem je úprava tření v místech vzájemného dotyku těles. Ve svém působení jsou vystavována mechanickému, teplotnímu či mechanickému namáhání. V praxi je na mazivo kladeno více požadavků, jako je odvod tepla, zbavování třecích nečistot, ochrana plochy před korozí nebo aby mohlo být použito jako elektroizolační prostředek, k tlumení rázů, zprostředkování přenosu síly atd.

Při mazání třecích ploch je tření děleno na kapalinné, mezné a smíšené, které je kombinací prvních dvou. Kapalinné tření nastává, jestliže jsou povrchy pohybujících se těles od sebe odděleny souvislou vrstvou maziva. Tření pak probíhá přímo v mazací vrstvě, kdy pak závisí na její tloušťce. Takové tření (6) je závislé na viskozitě maziva, tloušťce mazacího filmu a přítlačné síle. [1]

$$F_t = \eta \frac{S_v}{h} = \frac{\eta v}{hp} F = \mu F \; ; \; \mu = \frac{\eta v}{hp} \tag{6}$$

Nezávisí tedy na druhu materiálu ani drsnosti povrchů a nedochází k opotřebení třecích míst. Taková mazací vrstva musí být schopna přenášet zatížení, kterým jsou tělesa na sebe přitlačována. Aby byla vrstva únosná, musí se v ní příslušný tlak vytvořit. První způsob je hydrostaticky, kdy je mazivo zanášeno mezi tělesa pod tlakem. U této metody je velice komplikované dosažení rovnováhy mezi tlakem kapaliny a zatížením, z pohledu náročnosti na provedení a výrobní náklady součásti. Hydrostatický tlak je využíván u přesných uložení s malými tlaky a velkými rychlostmi (hydrostatická ložiska). Používá se tedy jen v případě, kdy nejsou dány předpoklady pro vytvoření kapalinného tření hydrodynamickým tlakem (velké tlaky a malé rychlosti). Hydrodynamický tlak vzniká v kapalině, která je vtlačována do zužujícího se prostoru. Jestliže je jedno těleso nakloněno proti druhému ve směru pohybu, je vytvořena klínová vrstva maziva, kde se vlivem rozdílů vytvoří tlak působící na klouzající plochu. Tlak závisí na zešikmění plochy, kluzné rychlosti a viskozitě kapaliny.

Mezné tření nastane, pokud nejsou vhodné podmínky pro kapalinné tření jako nedostatečný přívod maziva nebo nedostatečně únosná mazací vrstva a dojde k takovému přiblížení těles, že jejich vzájemnému styku brání pouze mezní vrstva maziva. Velikost tření tedy závisí nejen na vlastnosti maziva, ale také na materiálu tělesa a drsnosti povrchu. Nastává tedy určité opotřebení materiálu. [1]

V technické praxi je nejčastější tření smíšené, které jeví znaky kapalinného i mezního zároveň. Dle toho, kterého typu převažují, toho následky se uplatňují. Každé mazivo je určeno pro specifickou činnost, a proto musí mít určitě vlastnosti, aby daný stroj měl co největší účinnost. Hlavní vlastností tekutých maziv je viskozita, což je míra vnitřního tření v tekutině. Určuje tvorbu tření, tudíž i mazání, únosnost mazacího filmu, těsnící schopnost oleje, jejich tekutost a čerpatelnost. Viskozitu rozlišujeme na kinematickou a dynamickou. [1]

Má-li mazivo nízkou viskozitu, dochází k vytlačování maziva z mazacího prostoru, tudíž ke zmenšení mazacího filmu. Špatné mazání může vést k poškození mazaných ploch. Ale pokud má mazivo vysokou viskozitu, dostává se do mazacího prostoru hůře, a tím dochází k nedostatečnému mazání a vznikají velké pasivní odpory (ekonomické ztráty). Viskozita olejů je ovlivněna změnou teploty a stářím maziva. Rozmezí hodnot viskozit je v praxi udáváno viskozitní třídou, které jsou standardizovány a slouží jako základní charakteristika maziv. Čím je tento index vyšší, tím je závislost na teplotě nižší, což je velmi žádoucí. [9]

3.1. Základní rozdělení maziv

K mazání strojů se hodí pouze látky s určitými vlastnostmi, jako je mazací schopnost. To znamená schopnost zabránit tření vytvořením souvislé únosné mazací vrstvy s malým vnitřním třením a s adhezí k povrchům. K praktickému použití musí bít mazivo nekorozivní, nesmí obsahovat mechanické nečistoty a musí být chemicky stálé. Vzhledem k rozsahu strojního zařízení v průmyslu, zemědělství i dopravě je zřejmé, že i spotřeba maziv je velmi značná. Okolnosti zároveň s nejrůznějšími doplňkovými požadavky na vlastnosti maziv vyvolanými potřebou technické praxe, vedly k po měrně velkému rozvinutí maziv. Přesto je možné zařadit všechna maziva do následujících skupin. [9]

3.1.1. Plynná maziva

Plynná maziva (vzduch, dusík, helium, …) jsou využívána velmi málo. Výhodou je stálost při vysokých teplotách, při níž se jiné druhy odpařují nebo mění své vlastnosti. Používají se ve dvou hlavních oblastech, a to při mazání kluzných ložisek pro hřídele s velmi vysokými obvodovými rychlostmi, které nedovoluje použití jiných maziv následkem velkého tření a tím i vysokých teplot. A dále k mazání ložisek s velmi vysokou pracovní teplotou (nad 300 °C). Velkou předností plynů je jejich stálost proti radioaktivnímu záření, a proto se používají v oběhových čerpadlech plynem chlazených reaktorů, kde současně přebírají funkci mazací. Mohou být vystaveny teplotám až nad 1000 °C. Přehled vlastností jednotlivých plynů je v tabulce 4. [9]

Tab. 4: Vlastnosti plynných maziv [1]

	Vzduch	O_2	N_2	CO_2	H_2	He
Hustota [kg m^{-3}]	1,293	1,428	1,251	1,977	0,090	0,179
Měrné teplo [J m^{-3} °C^{-1}]	1006	914	1035	825	14200	5240
Objemové měrné teplo [J m^{-3} °C^{-1}]	1300	1310	1290	1630	1280	930
Tepelná vodivost [W m^{-}1°C^{-1}]						
při 20 °C	0,0256	0,0260	0,0255	0,0159	0,186	0,151
při 100 °C	0,0310	0,0318	0,0306	0,0235	0,229	0,171
Kinematická viskozita [cSt]						
při 20 °C	13,2	13,4	13,2	6,92	93,4	104,2

3.1.2. Kapalná maziva

Kapalná maziva jsou nejrozšířenější skupinou. Reprezentují především minerální (ropné) oleje, syntetické oleje a v menší míře i oleje rostlinného či živočišného původu. Předností kapalin je jejich dostupnost ve velmi široké stupnici viskozit, snadná manipulace a jednoduché skladování (doprava). V technice jsou používána hlavně pro mazání s odvodem tepla. Základové oleje jsou převážně na ropné bázi a potřebné vlastnosti potřebné k hotovému oleji, jako je jeho složení a z toho vyplývající viskozita, odpařivost, nízko tepelné vlastnosti atd., jsou získávány v rafinériích rafinačními postupy. Při tomto procesu dochází k extrakční rafinaci, kdy selektivním působením vhodného rozpouštědla se ze základního ropného oleje odstraní nežádoucí látky zhoršující jeho kvalitu. V tehdejší době se nahradil progresivnějším způsobem rafinace, tzv. hydrokrakováním, které probíhá za vysokého tlaku vodíku při 400 °C. Tímto způsobem dochází k rozdělení molekul, kdy základový olej má velmi nízký obsah aromátů a síra s dusíkem jsou téměř odstraněny. Je dosahováno vysokých viskozitních indexů, a tím i nízké závislosti viskozity na teplotě.

Stále více se prosazují tzv. syntetické oleje, i když se už hydrokrakáty prosadily kvalitou tak, že už nahrazují syntetická maziva. Jsou-li navíc vybaveny zušlechťujícími přísadami (zvyšovače viskozitního indexu, snižovače bodu tuhnutí, inhibitory oxidace, vysokotlaké přísady, detergentní přísady, protikorozní přísady, přísady proti pěnění), jsou schopny zabezpečit nejen mazání, ale i jiné úkoly v širokém aplikačním rozmezí. Syntetické oleje mají stále nějaké výhody. Například vysokou oxidační stabilitu, nízkou odpařivost nebo vysoký viskozitní index, což umožňuje využití v širokém teplotním rozmezí a při menším nebezpečí samovznícení maziva. Nejpoužívanějšími syntetickými oleji jsou polymery alkanů (polyalfaolefiny- PAO) a alkylestery kabonových kyselin (esterové oleje).

Základové oleje jsou rozděleny do 5ti skupin, dle obsahu síry, nasycených uhlovodíků a hodnoty viskozitního indexu (viz tabulka 5). [9]

Tab. 5: Rozdělení kapalných maziv [9]

Skupina	Nasycené uhlovodíky	Síra % hm.	Viskozitní index	Typ oleje
I	Pod 90 %	Nad 0,03	80-120	Sel. Rafináty
II	Nad 90 %	Pod 0,03	80-120	Hydrokrakáty
III	Nad 90 %	Pod 0,03	80-120	Hydrokrakáty
IV	Polyalfaolefiny (PAO)			
V	Ostatní syntetické oleje (estery, polyétery, polyglykoly)			

Hlavními reprezentanty kapalných maziv jsou automobilová a průmyslová maziva. Průmyslovými oleji rozumíme velkou skupinu olejů uplatňujících pro mazání strojů a zařízení provozovaných v průmyslu, energetice, těžebním průmyslu, stavebnictví, zemědělství apod. Dělí se do hlavních skupin: oleje strojní, turbínové, kompresorové, hydraulické, převodové a válcové pro kluzná vedení, obrábění a různé specifické účely.

Jsou vyráběny z ropných rafinátů (převážně hydrokrakátů) i z čistě syntetických olejů a případně dovybaveny potřebnými přísadami. Klasifikují se podle viskozitních tříd ISO VG a výkonových norem. ISO VG udává střední hodnotu viskozity v mm^2/s při 40 °C. Nejčastěji se pohybují v třídách ISO VG 10, 15, 44, 32, 46, 68 a 100.

Další skupinou jsou oleje automobilové, kam se zahrnují oleje pro vznětové, zážehové a plynové motory, motocyklové oleje pro dvoutakty a čtyřtakty, převodové oleje a oleje tlumičové. Většinou se jedná o oleje na bázi syntetické a vysoce rafinovaných hydrokrakátů. Nejdůležitějším parametrem u této skupiny je viskozita s její změna s teplotou, Motorové oleje jsou specifikovány dle SAE (Society of Automotive Engineers USA) a jsou klasifikovány do 6 zimních tříd s označením W (Winter) 0W, 5W, 10 W, …, 25W a letní třídy značené čísly 20, 30, …, 60. Zimní značení určuje jejich viskozitu jejich čerpatelnosti 60 000 mPas, při nízkých teplotách. Pro značení letních tříd, je kritérium kinematická viskozita při 100 °C. V některých případech je možno použít i kombinaci těchto tříd, např. 10W-40, jedná se o tzv. multigrádový celoroční olej s vyhovujícími viskozitami při nízkých i vysokých teplotách. [9]

3.1.3. Plastická (mazací tuky)

Plastická maziva se používají v případě, kdy nelze použít mazací oleje. Jsou složena ze základového oleje, aditiv a zpevňovadla. Zpevňovadlo vytváří mřížkovou strukturu, její prostory jsou vyplňována olejem, který je v průběhu procesu uvolňován mezi mazané plochy těles. Dělí se na maziva víceúčelová, pro vysoké teploty, polotuhá pro převody, bentonitová a další. Klasifikace a specifikace je založena především na jejich konzistenci, která se stanovuje velikostí penetrace normalizovaného kužele do plastického maziva za předem daných podmínek dle ISO 6743/9. Stupně konzistence se uvádí dle NLGI[1]. [9]

3.1.4. Pevná

Některé chemické látky jsou schopny vytvářet na povrchu mazaných ploch pomocí vlastní adheze ve vrstvě s vynikajícími vlastnostmi. Jsou aplikovány ve formě prášku nebo šupinek. Pro dobrou přilnavost k povrchu mazaných ploch se velmi často využívá jejich disperze (rozklad) v nosičích, jako je minerální olej nebo plastické mazivo. Mezi nejúčinnější a nejznámější patří uhlík ve formě grafitu a sulfid molybdeničitý MoS_2, kde hraje svoji roli i jeho reakce s povrchem mazaného místa. [9]

[1] National Lubricating Grease Institute

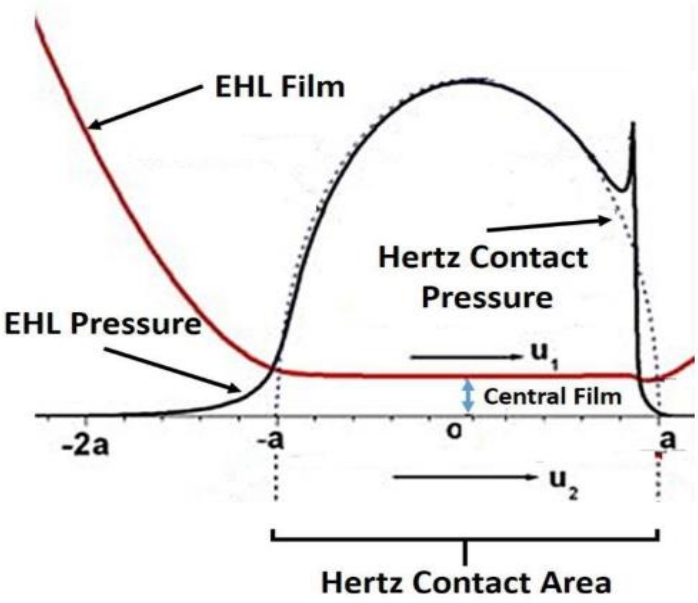
Tab. 6: Fyzikální vlastnosti pevných maziv [9]

	Grafit	Sulfid molybdeničitý
Hustota [g cm^{-3}]	2 až 2,4	4,5 až 5
Tvrdost podle Mohse	0,5 až 1	1 až 1,5
Bod tání [°C]	3500	1180
Velikost molekul [mm]	-	$0{,}26 \cdot 10^{-7}$
Součinitel tření	0,1	0,06 až 0,02
Elektrická vodivost	Dobrá	Žádná
Tepelná vodivost [W m^{-1} °C^{-1}]	49	-
Měrné teplo [J kg^{-1} °C^{-1}]	875	-

3.2. Elastohydrodynamické mazání

Pro kontaktní plochy neobvyklých tvarů s malou kontaktní oblastí, kde dochází k vysokým tlakům (1-4 kN/mm^2), je využíváno elastohydrodynamické (EHD) mazání. Jedná se o typ hydrodynamického mazání, ve kterém dochází k významné elastické deformaci, kdy mění tvar a tloušťku mazacího filmu v kontaktu. Charakteristickou vlastností je konstantní tloušťka filmu a téměř Hertzův kontaktní tlakový profil. V praxi se využívá pro mazání například ozubených kol, ložisek nebo vaček. [6]

Takové mazání poskytuje výkon s vysokým trakčním koeficientem v širokém rozsahu podmínek, což z něj činí nejlepší volbu pro automobilové a průmyslové využití. Trakční kapaliny také udržují vysoký koeficient i při vysokých teplotách. [3]



Obr. 6: Hertzův kontaktní tlak vs. elastohydrodynamický tlak [11]

Matematické řešení izotermického elastohydrodynamického mazání je popsán v pěti rovnicích. Mezi ně patří Reynoldsova hydrodynamická rovnice (7), geometrie povrchu popisující změnu tloušťky tekutého filmu (8), rovnice rovnováhy zatížení (9), elastická deformace (10) a závislost viskozity maziva na tlaku (11). Tuto rovnici je možné vyřešit pouze za předpokladu vhodných okrajových podmínek pro získání neznámého hydrodynamického tlaku a tloušťky filmu v kontaktu. [11]

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6(U_1+U_2)\frac{\partial h}{\partial x}+12\frac{\partial h}{\partial t} \tag{7}$$

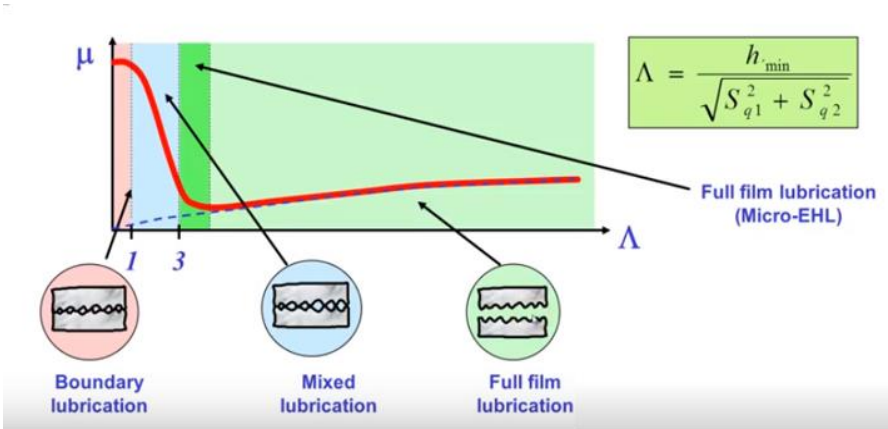
$$h=h_0+h_g+h_e+h_m \tag{8}$$

$$W=F_N=\int_{-\infty}^{\infty}p\,dA \tag{9}$$

Problémem při řešení Reynoldsovy rovnice vzniká v rovnici tloušťky filmu, kdy elastické vychýlení povrchů není zanedbatelné. Pro 2D případ lze použít rovnici (10), což je analytickým řešením elastické deformace.

$$\delta(x,y)=\frac{2\pi}{E'}\int\int\frac{p(x',y')}{\sqrt{(x-x')^2+(y-y')^2}}dx'dy' \tag{10}$$

$$\eta=f(p) \tag{11}$$

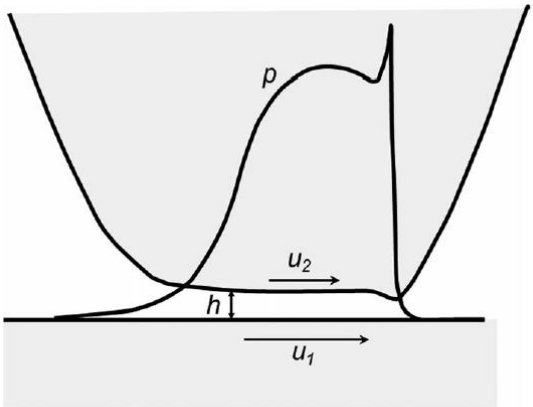


Obr. 7: Závislost velikost součinitele tření na tloušťce filmu maziva [6]

Tloušťka filmu maziva je dána vzorcem na obrázku 6, pokud je menší než 1 µm jedná se o mezní mazání, dále nastává přechodové „Mixed“ mazání a vyššími hodnotami jak 3 µm se využívá plné mazání, tedy i EHL. V případě, kdy je uvažována drsnost povrchu, pak je nutné tento vzorec poupravit. [6]

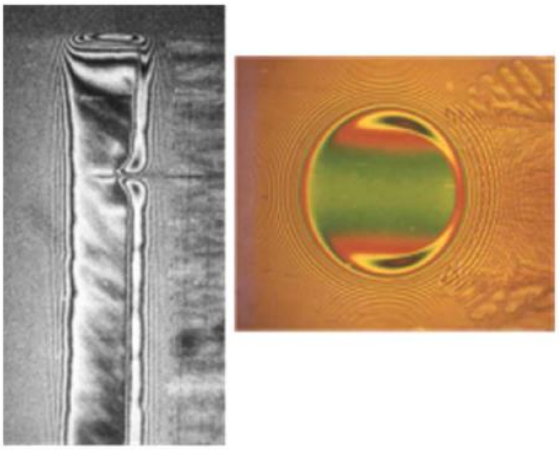
Jednou z taktik, jak správně mazat byla snaha předpovídat střední a minimální tloušťku filmu pro kruhové kontakty, izotermické podmínky a pro newtonské kapaliny. Van Leeuwen dodal podklady, kde jeho cílem bylo odvodit co nejpřesnější koeficient viskózního tlaku, na jednu stranu střední film v rámci měření kruhových kontaktů

a na druhou stranu sbírku rovnic pro tloušťky filmu elastohydrodynamického mazání. Díky této práci bylo dosaženo správných hodnot koeficientů závislosti viskozity na tlaku. Vlastnosti maziva byla odvozována z měření tloušťky filmu a tření namísto toho, aby se spoléhalo na přímá reologická měření. Vhledem k vysokým nárokům na podmínky aplikované na mazané mechanismy v rámci technologie, ekonomie, enviromentálního chování a faktu, že se tloušťka filmu stále snižuje, je nutné ji předvídat co s největší přesností. Zatímco se literatura zabývá více centrální tloušťkou, tak rozhodujícím parametrem pro stanovení režimu mazání je tloušťka minimální v poměru h_m/σ, kde σ zahrnuje drsnost dosedajících ploch těles. Ostatně v mnoha aplikacích je zahrnuta skutečná geometrie kontaktu. [14]



Obr. 8: Typický profil elastohydrodynamického tlaku [21]

Na obrázku 9 jsou vidět typické tvary filmu elastohydrodynamického kontaktu z experimentálního měření. V obou případech je vstup maziva zleva. Vrstva má tendenci se ztenčovat hlavně v zadní části kontaktu a po stranách. V těchto částech je tloušťka maziva přibližně 70% centrální tloušťky. V okamžiku, kdy se mazací film vynoří ze zadní strany kontaktu, má tendenci kavitovat. [21]



a) b)

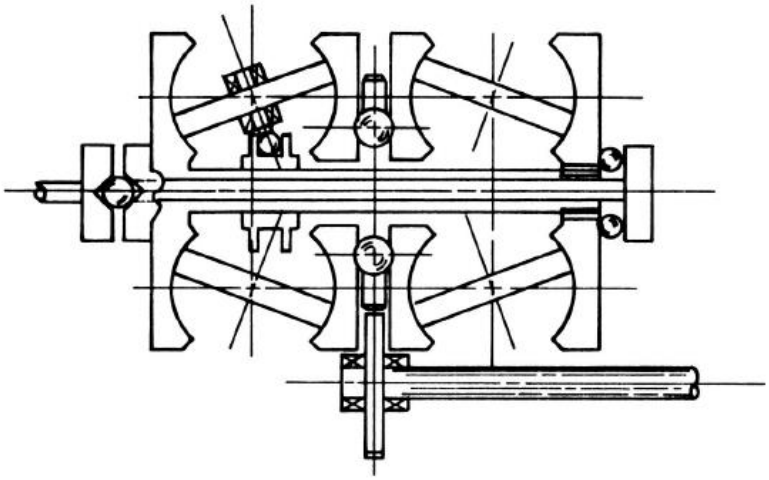
Obr. 9: Typické tvary filmu EHD kontakt a) válec na rovině b) kulička na rovině [21]

Jako hlavní charakteristickou vlastností EHL je považováno, že neexistuje přímý vztah mezi tloušťkou mazacího filmu a třením. Primárně se určuje množství maziva, které bude strhnuto geometrií tělesa na vstupu. Tloušťka filmu poté závisí na piezoviskozním chování maziva.

Elastohydrodynamický film je tak tenký, že jakmile vstoupí do kontaktu, tak nemá možnost téci do boku. Jedinou možností toku je směrem k výstupu kontaktu. Což znamená, že tloušťka mazací vrstvy nezávisí na centrální oblasti kontaktu. Ale naopak na této střední části závisí tření, protože je to oblast pod vysokým tlakem a má tedy vysoké smykové napětí. [21]

3.3. Tribologie

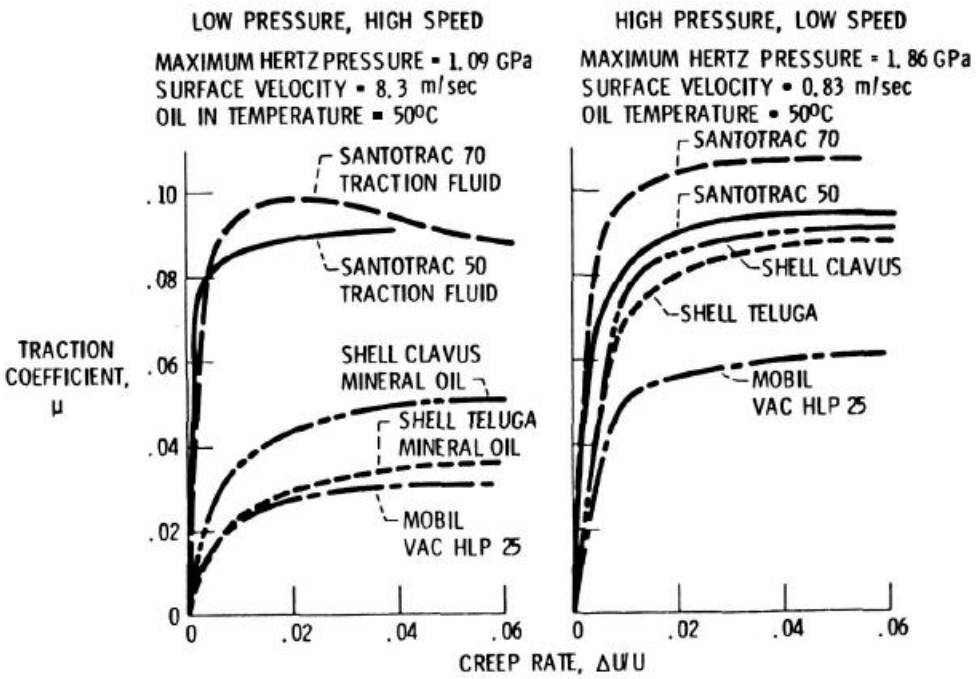
Vzhledem k důležitosti je věnována velká pozornost na výběr lubrikantu do daného trakčního pohonu. Je nutná jeho identifikace s podmínkou vysokého trakčního koeficientu. Nejdůležitější mazací regulátory (oleje) jsou v průmyslu používány již téměř 100 let, ale během té doby se jedná o stejná maziva. Počátkem 50. let 20. století přispěl experimentem Lane, který použil jako testovací zařízení 2 kulové plochy. Nalezl vztah mezi trakčním koeficientem a teplotní viskozitou pro naftenické a parafinové oleje. Do skupiny syntetických maziv přinesl inovaci Hewko a jeho poznatky z vlivu ropných přísad na trakci a účinky provozních podmínek, jako je geometrie nebo topografie povrchu. Z čehož vyšlo najevo, že výkonové výsledky mají lepší oleje naftenické než parafínové.



Obr. 10: Obecný motorový převod (1928) [10]

První trakční a zcela výkonnou kapalinou byla prohlášena Sunoco TDF-86, která byla testována s údajně dobrými výsledky „General Toric Drive“ s motorovou turbínou v automatické převodovce – Oldsmobile Toronado.

Dalším pokrokem byl výzkum 26 kapalin, veden Hermmann a spol.. Identifikovali několik tekutin na syntetické bázi, u kterých bylo zjištěno až o 50 % vyšší koeficient tření v závislosti na jejich zkušebních podmínkách než u nejlepších naftenických olejů. Tento výzkum sloužil k rozvoji maziv Santotrac 30, 40, 50 a 70, které jsou v tehdejší době nejrozšířenějšími mazivy pro trakční pohony.



Obr. 11: Závislost trakčního koeficientu na rychlosti tečení [10]

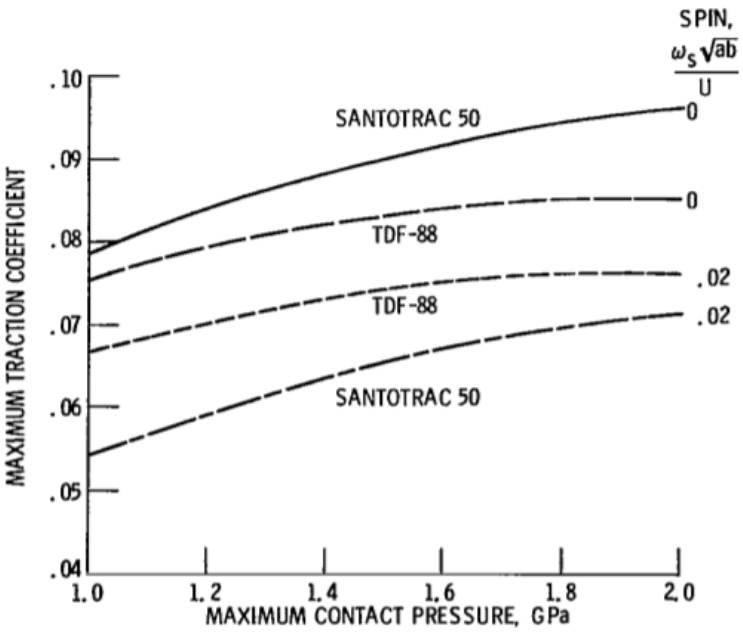
Na obr. 10 je znázorněn výsledek zkoumání maziv Santotrac 50,70, minerálních olejů Shell a vybraného oleje Mobil. Tato práce byla sepsána Geggermeierem, který zkoušel třecí koeficient závislý na povrchové rychlosti mezi dvěma disky pro nízký tlak za vysoké rychlosti (vlevo) a vysoký tlak za nízké rychosti (vpravo). Trakční kapaliny ukázaly v podstatně vyšší třecí koeficient, něž u komerčních minerálních (naftenických) olejů. Zajímavostí je, že trakční mají rychlý nárůst trakčního koeficientu hned na počátku trakce, zatímco konvenční vyšších hodnot nad 0,1 dosahují až později s vyšší rychlostí. [10]

Maziva Santotrac za extrémně vysokých tlaků v kontaktní zóně vytváří pavné filmy, které udržují povrchy s kontaktem kov-kov od sebe a také zajišťují trakci . To má za následek zvýšení rychlosti, zvýšení výkonu, prevenci opotřebení a prodloužení životnosti zařízení. Síla trakce závisí na koeficintu tření, který je u těchto tekutin při 40 °C a 5-10% sluzu vyšší než 0,1. Na rozdíl od jiných lubrikantů, které používají aditiva vyvolávající trakci, jsou tyto maziva odvozeny od syntetických ulovodíkových základních tekutin s vlastími trakčními vlastnostmi, a proto si zachovávají svou účinnost při dlouhodobém používání. Nabízejí stabilitu při vysokách telotách, vysokou smykovou odolnost, vysoký koeficint trakce a dobrý mazací výkon. [8]

Tab. 7: Vlastnosti trakčních maziv

	Santotrac 50	TDF-88
Viskozita při 40 C [cSt]		
při 311 K	0,34	0,42
při 372 K	0,056	0,054
Měrné teplo při 311 K [J/kgK]	2130	1895
Bod tečení	236	236
Bod vzplanutí [K]	435	408
Tepelná vodivost při 311 K [J/m sec K]	0,10	0,11
Měrná hmotnost při 311 K	0,889	0,888

Trakční kapalina se jménem Santotrac 50 je na bázi syntetického uhlovodíku s nízkou viskozitou. Je navržen cíleně pro aplikaci, kde je vyžadována nízká nebo střední pevnost mazacího filmu. Mimo vysoký trakční, třecí, koeficient je obohacen o patentovaný systém aditiv, které změnšují opotřebení, jsou přizpůsobivá extrémnímu zatížení a vysokým teplotám. Tato tekutina je schválena pro využití ve strojích patřící do potravinářského průmyslu a jejich okolí, kde se musí vyvarovat kontaminaci. Jedná se v zásadě o netoxický přípravek, zejména pokud jsou dodržovány hygienické postupy. [8]



Obr. 12: Vliv rotace na maximálního trakčního koeficient trakčních, teplota 80 °C, rychlost 20 m/sec, poměr elipticity 5

4 Hertzovy kontaktní tlaky

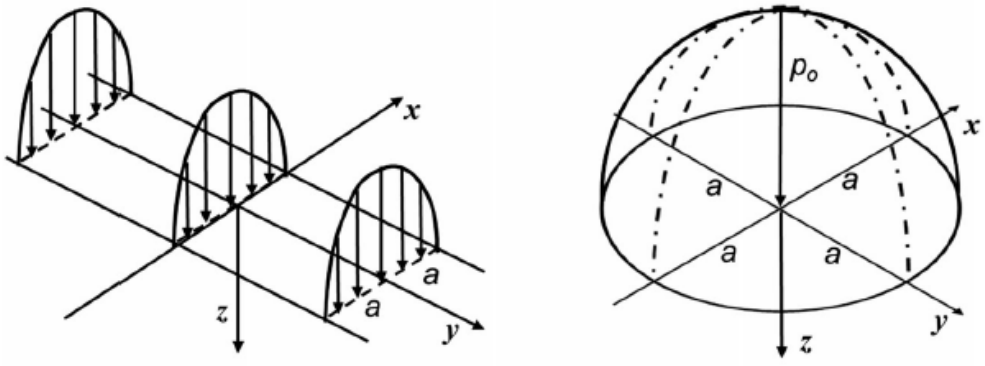
Již od roku 1882 je řešena problematika dvou elastických, zakřivených těles. Hlavním průkopníkem této teorie je německý fyzik Heinrich Hertz, známý i díky experimentálnímu ověření Marxwellovy a Faradayovy teorie o šíření elektromagnetických vln. Tím odstartoval cestu k vývoji bezdrátového spojení. Následně po něm byla pojmenována jednotka pro frekvenci [Hz]. Důležitým pokrokem v oblasti kontaktní mechaniky je přičten jménům jako Bowden a Tabor, kteří jako první zdůraznili význam drsnosti povrchu těles. V ten moment se začal řešit směr tribologie mezi danými tělesy. Příspěvkem Archarda bylo dokázáno, že pro hrubé elastické povrchy je kontaktní plocha přibližně úměrná normálové síle. [5]

Když jsou dvě tělesa různých poloměrů v kontaktu a působí na ně zatěžovací síla (i extrémně malá), vytvoří se malá kontaktní oblast a povrchy jsou vystaveny velmi vysokému namáhání. Tento tlak mezi tělesy je znám jako Hertzův kontaktní. Problematika kontaktních tlaků je rozdělena z hlediska elasticity materiálu na podoblast Hertzovych a Stribeckovych tlaků. Heinrich Hertz oproti Stribeckovi uvažuje, že elastický modul pružnosti v tahu se se zatížením nemění. Hertzovy tlaky pohon značně ovlivňují, proto je třeba se jimi více zabývat. V praxi jsou využívány základní vzorce uvedené v následující kapitole, ale je známo o 50% nepřesnosti. Pro jejich výpočty platí tyto 4 podmínky:

1) izotropie a homogenita uvažovaného materiálu
2) v průběhu deformace musí platit Hookův zákon
3) smykové napětí je rovno nule a vliv na tření není spekulované
4) promítané plochy jsou stejné

Tato problematika je využívána nejen u ložisek, vaček, třecích CVT, ale také v oblasti biomedicíny (kyčelní kloub) nebo například v železniční dopravě. [4] [12]

Teoreticky dochází ke kontaktu dvou těles v jednom bodě, například dvé koule nebo koule s poloprostorem, nebo mezi dvěma válci k dotyku čárovému. Maximální hodnota kontaktního tlaku závisí na materiálu těles, zatížení, geometrii těles, typu kontaktu a pokud se jedná o mazaný kontakt, tak i na typu maziva a jeho složení. [6]

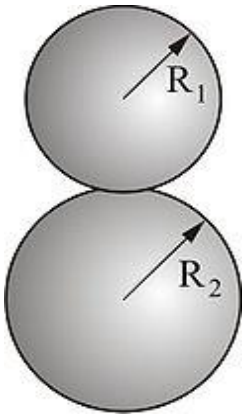


a) b)

Obr. 13: Rozložení tlaku v Hertzovým kontaktu a) čárový dotyk b) bodový dotyk [21]

I když je odvození teorie poměrně obtížné, výsledkem je soustava jednoduchých analytických rovnic vztahujících se k vlastnostem konkrétního systému. Hertzova teorie byla též použita pro získání prvního analytického řešení teorie elastohydrodynamického mazání, co je známé jako Grubinovo řešení. [13]

4.1. Kontakt s bodovým stykem



Obr. 14: Bodový kontakt mezi dvěma koulemi [5]

V případě kontaktu dvou koulí se jedná o bodový styk, kde kontaktní plochou je elipsa. Pokud se jedná o dvě elastické koule o poloměrech R1 a R2 a jsou tlačeny do kontaktu silou F, pak kontaktní plocha má poloměr a (12), kde je použit redukovaný modul pružnosti v tahu a poloměr křivosti dle vztahů (13, 14). [15]

$$a = \left(\frac{3FR}{4E^*}\right)^{1/3} \tag{12}$$

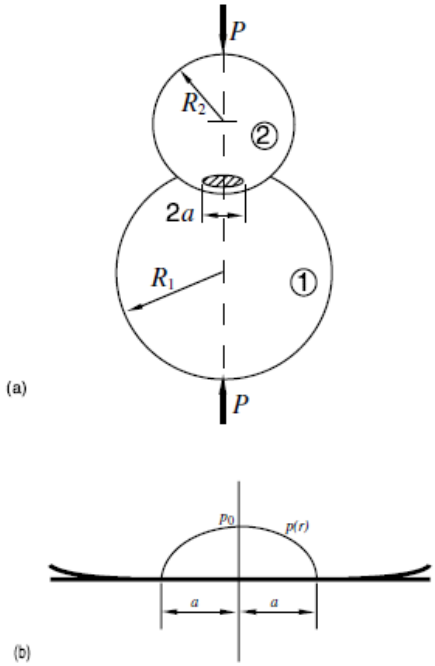
$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \tag{13}$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \tag{14}$$

Povrchy s konvexním zakřivením se považují za kladné, konkávní za negativní. Rozdělení tlaku v závislosti na poloměru pro poloeliptický kontakt má tvar (15) a jeho znázornění, charakteristický pro Hertzovy tlaky, je zobrazeno na obrázku 15. Hlavním parametrem je maximální tlak, vznikající na ose symetrie, P_0 (viz (16)).[15]

$$p(r) = p_0\left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right), \qquad r^2 = x^2 + y^2 \tag{15}$$

$$p_0 = \frac{3}{2} p_m, \qquad p_m = \frac{F}{\pi a^2} \tag{16}$$

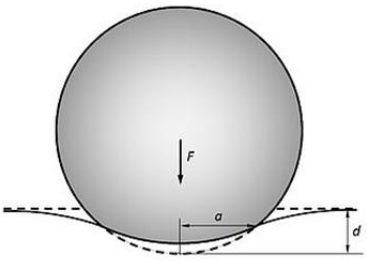


Obr. 15: a) elastický kontakt koulí b) výsledek poloeliptického rozložení tlaku [15]

V důsledku zatížení koncentrovanou silou se středy těles nepatrně přiblíží o δ, nazývá se hloubkou kontaktu a je dána vztahem (17)

$$\delta = \frac{a^2}{R} = \frac{a\pi p_0}{2E^*} = \left(\frac{9F^2}{16RE^{*2}}\right)^{1/3} \tag{17}$$

Pokud bude jedna z koulí zaměněna za rovinnou plochou, pak se její efektivní poloměr stane nekonečným a tím se redukovaný poloměr kontaktu bude rovnat poloměru protilehlé koule.



Obr. 16: Bodový dotyk koule a poloprostoru [5]

Tloušťka maziva je určena Hamrock & Dowsonovými vztahy, které určují střední (23,25) a minimální (22,24) tloušťku mazacího filmu v kontaktu. V těchto vztazích jsou použity bezrozměrné parametry rychlosti, materiálu a zatížení. Jejich výpočet je uveden v rovnicích (18-20). Tyto parametry jsou shrnuty do jednoho (21), pro ulehčení vyjádření výsledných rovnic (22-25)

$$\bar{U} = \frac{U\,\eta_0}{E'\,R_x} \tag{18}$$

$$\bar{G} = \alpha\,E' \tag{19}$$

$$\ddot{W} = \frac{W}{E'\,R_x^2} \tag{20}$$

$$\ddot{H}^* = \bar{U}^{068}\bar{G}^{0,49}\ddot{W}^{-0,073} \tag{21}$$

Pro eliptické tvary jsou tyto vzorce rozdělené do dvou skupin, dle toho, jak přesně geometrie těles vypadá. Pro $R_x \geq R_y$, kde je ta delší osa elipsy ve směru valení.

$$\frac{h_0}{R_x} = 3{,}00\,\ddot{H}^*\left(1 - e^{-0{,}96\,(\frac{R_y}{R_x})}\right) \tag{22}$$

$$\frac{h_c}{R_x} = 3{,}06\,\ddot{H}^*\left(1 - e^{-3{,}36\,(\frac{R_y}{R_x})}\right) \tag{23}$$

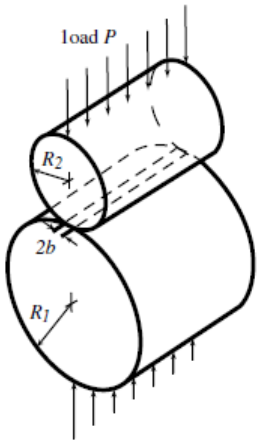
Je-li delší osa příčnou ke směru valení, tady $R_x \leq R_y$, budou platit vzorce (24,25)

$$\frac{h_0}{R_x} = 4{,}30\,\ddot{H}^*\left(1 - e^{-1{,}30\,(\frac{R_y}{R_x})}\right) \tag{24}$$

$$\frac{h_c}{R_x} = 3{,}63\,\ddot{H}^*\left(1 - e^{-0{,}67\,(\frac{R_y}{R_x})}\right) \tag{25}$$

4.2. Kontakt s čárovým stykem

Čárový dotyk vzniká například při zatížení dvou rovnoběžných válcových těles nebo válce s poloprostorem. Tento typ kontaktu je typický například pro valivá ložiska. Budou-li válce mít poloměry R1 a R2, a bude na ně působit koncentrovaná sila F, vznikne kontaktní plocha, která bude mít šířku b (26) a výsledný kontaktní tlak (27). Platí zde rovnice (13) a (14) efektivních parametrů.



Obr. 17: Čárový dotyk dvou paralelních válců [15]

$$b = \left(\frac{2FR}{\pi E^*}\right)^{1/2} \tag{26}$$

$$p_0 = \left(\frac{FE}{\pi R}\right)^{1/2} \tag{27}$$

Jako u bodového kontaktu se opět při zatížení tělesa posunou a vznikne hloubka kontaktní oblasti (28).

$$\delta = \frac{(1-\nu_1^2)\left[ln\left(\frac{4R_1}{b}\right)-\frac{1}{2}\right]}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)\left[ln\left(\frac{4R_2}{b}\right)-\frac{1}{2}\right]}{E_2} \tag{28}$$

I u čárového kontaktu se tloušťka maziva v kontaktu dopočítává dle vztahů Hamrock & Dowsona, pomocí bezrozměrných parametrů rychlosti (18), materiálu (19) a zatížení (29), který se od bodového kontaktu nepatrně liší.

$$\ddot{\mathrm{W}}_L = \frac{W}{E' R_x L} \tag{29}$$

Výchozí vztahy pro minimální a střední tloušťku maziva v kontaktu jsou uvedeny v rovnicích 30 a 31.

$$\frac{h_0}{R_x} = 2{,}65\bar{\mathrm{U}}^{0{,}7}\bar{\mathrm{G}}^{0{,}54}\ddot{\mathrm{W}}_L{}^{-0{,}13} \tag{30}$$

$$\frac{h_c}{R_x} = 3{,}11\bar{\mathrm{U}}^{0{,}69}\bar{\mathrm{G}}^{0{,}56}\ddot{\mathrm{W}}_L{}^{-0{,}1} \tag{31}$$

5 Vhodné materiály pro třecí variátory a jejich porovnání

Dříve trakční pohony nebyly využívány k plnému nasazení kvůli nejistotám v dlouhodobé spolehlivosti. Omezená trvanlivost materiálu byla hlavním zkoumaným faktorem. Pryž nebo plast začal být nahrazován ocelovými válci, které se časem začaly i kalit. Touto změnou se řádově zvýšila i celková nosnost. Jelikož trakční pohony si jsou velmi blízké s valivými ložisky, proto jsou používány i stejné materiály.

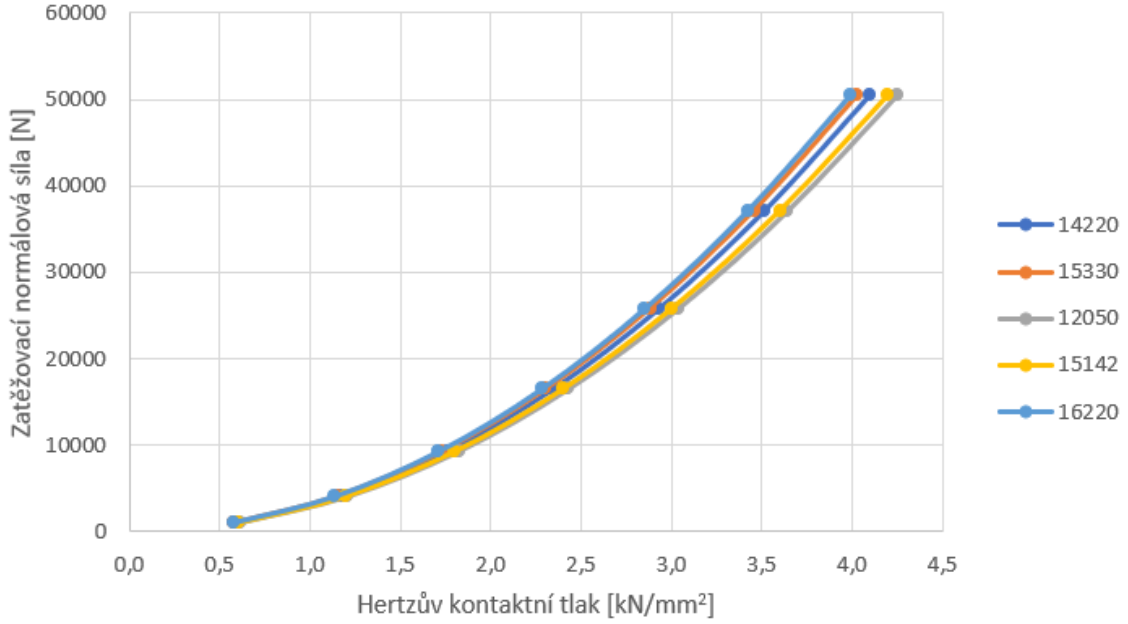
Dnešní ložiskové oceli jsou výrazně kvalitnější než tradiční, vzduchem tavená, AISI 54100, používaná ve valivých ložiscích od 20. let 20. století. Vakuově tavená AISI 52100 se často využívá pro výpočty faktoru zlepšení životnosti, který se využívá i pro trakční pohony. Toto zlepšení kvality oceli v závislosti mazaného trakčního provedení ukázalo několikanásobný nárůst točivého momentu hnacích pohonů. [10]

V rámci této práce byla vybrána pětice materiálů, které jsou dle současných strojírenských firem mezi nejvíce používanými. Jedná se o cementační, zušlechťovací či nitridační oceli.

Tab. 8: Vlastnosti vybraných materiálů pro výrobu kontaktních dvojic

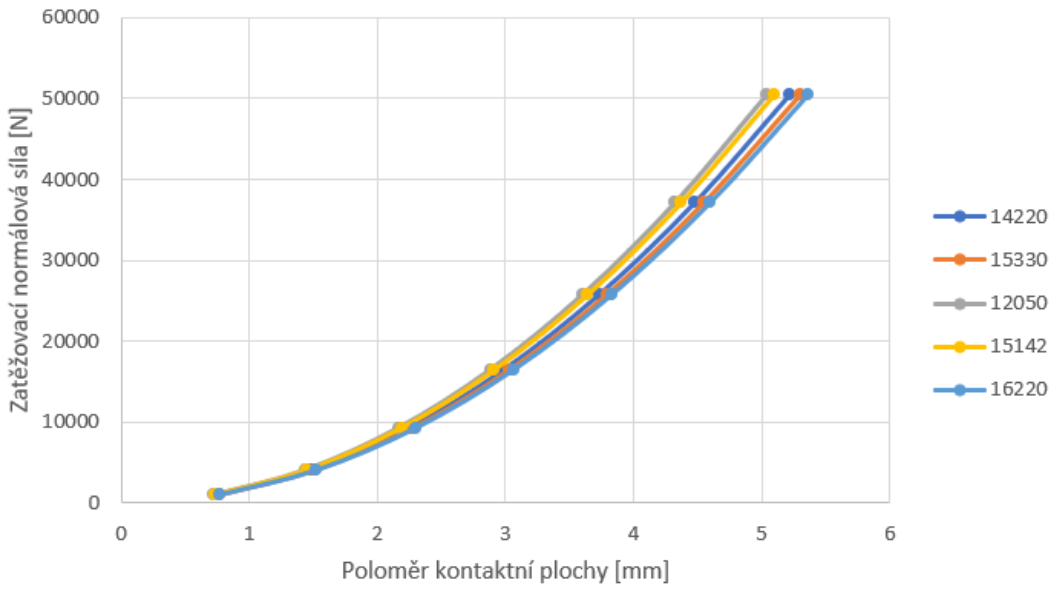
ČSN	14220	16220	12050	15142	15330
DIN	16MnCr5	18NiCr6-4	C45	42CrMo4	30CrMoV9
Typ oceli	Cementační		Zušlechťovací		Nitridační
E [kN/mm^2]	206	195	221	216	199
G [kN/mm^2]	79	78	79	83	81
Re [N/mm^2]	588	637	330	490	588
Rm [N/mm^2]	785	883	590-740	686	785-932
Vrubová houževnatost KCU 3 [J.cm^{-2}]	49	59	29	podél. 39,2 tang. 29,4	podél. 59 tang. 39

Pomocí programu HertzWin jsou vypočítány hodnoty Hertzova tlaku, poloměru otlačení a jeho hloubka. Pro každý z pěti vybraných materiálů jsou tyto tři parametry graficky znázorněny v závislosti na zatěžovací síle, která byla postupně zvyšována v rozsahu 1-50 kN. Byly použity hodnoty z přehledu (viz tab. 8) a pro všechny typy ocelí byla použita Poissonova konstanta 0,3.



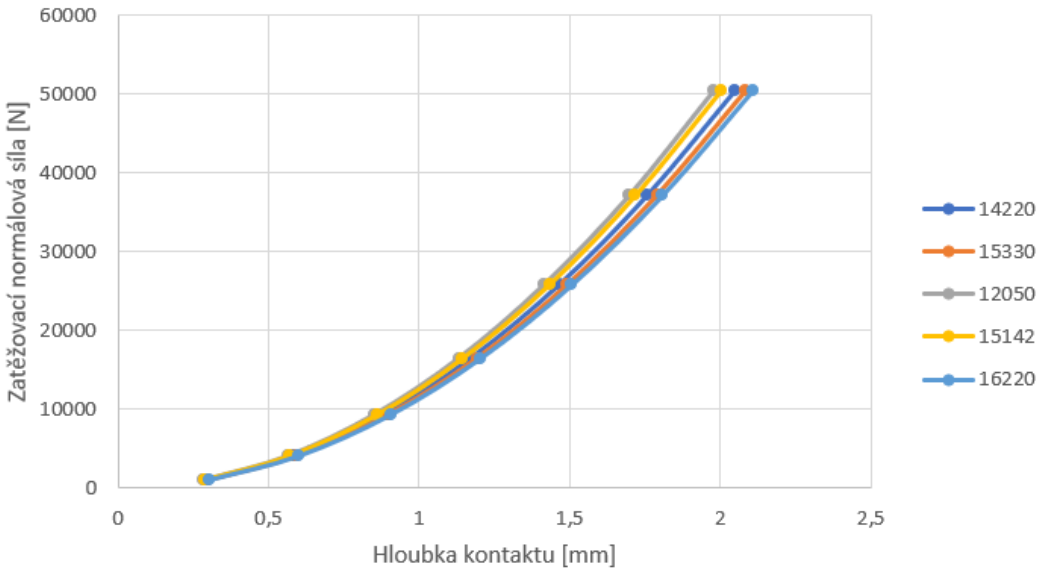
Graf 1: Závislost Hertzova tlaku na zatěžovací síle

Z pohledu celkového Hertzova kontaktního tlaku, zatímco tělesa zůstávají v klidu a jsou postupně zatěžovaná koncentrovanou silou, je nejodolnější cementační ocel 16220. Při použití oceli 12050, která je považována za nejméně kvalitní mezi vybranými, se sice vytvoří nejmenší kontaktní oblast – jak po stránce šířky (viz. graf 2), tak hloubky (viz. graf 3). Důsledkem malé plochy je však vznikající vysoký Hertzův tlak, který je v tomto případě nežádoucí.



Graf 2: Závislost poměru kontaktní polohy na zatěžovací síle

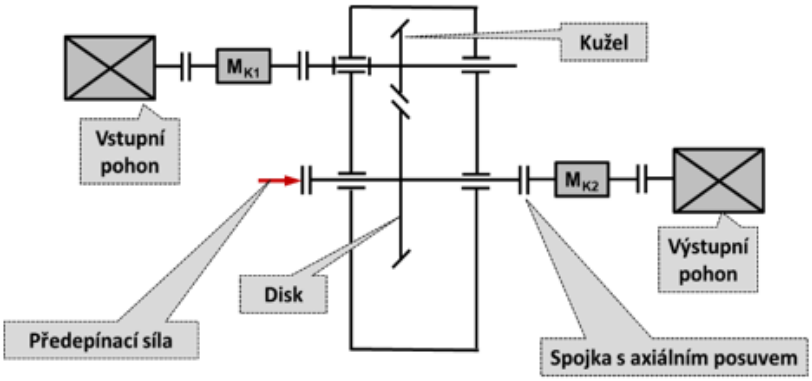
Vyhodnocení závislosti šířky kontaktní plochy vychází naprosto ve stejném pořadí jako u hloubky kontaktu. Tlak je nevíce rozložen u oceli 16220 a 15330.



Graf 3: Závislost hloubky kontaktu na zatěžovací síle

6 Simulace MKP modelu v Abaqusu

Pro již vyrobené testovací zařízení je zkoumán Hertzův kontaktní tlak pro dva případy kontaktu a je vyhodnocován jeho průběh pro různé varianty zatížení. První variantou je kontakt dvou kuželů, u kterého je výhodou dosažení vyšší normálové síly při stejném Hertzově tlaku. Avšak nevýhodou je vzájemný skluz po plochách kvůli různým obvodovým rychlostem po délce kužele. Druhou variantou je změna povrchu většího kuželového kola na vyklenutý (bombírovaný).



Obr. 18: Schéma testovacího zařízení [22]

V následujících podkapitolách jsou provedeny analytické výpočty jednotlivých modelů a následně porovnávány jejich výsledky s výsledky MKP simulací v Abaqusu a hodnotami z jednotlivých softwarů zabývajících se speciálně Hertzovými tlaky. Dále byly použity i internetové výpočtové programy, uvedené v jednotlivých grafových legendách.

6.1. Analytické výpočty

Nejprve byly provedeny analytické výpočty pro 2D model, který představuje kontakt dvou disků. Ten slouží k zjednodušení kontaktu dvou kuželů. Prezentuje prostředí kontaktu v daném průměru. Jedná se tedy o nahrazující válcový kontakt o délce 3 mm. Poté byly provedeny výpočty i pro případ 3D model. Tento matematický model představuje kontaktu kužele a bombírovaného kužele.

Pro obě možnosti byly použity totožné materiálové vlastnosti. A to vlastnosti oceli 18CrNiMo7-6, která se ukázala jako vhodná pro výrobu takových převodů s možností následného tepelného zpracování. Jsou uvažovány následující hodnoty: Youngův modul v tahu 206 000 MPa a Poissonova konstanta 0,3.

6.1.1. Disk - Disk

Pro Hertzovy tlaky se v publikacích objevují různé vzorce pro výpočet jednoho parametru. Pro analytickou metodu byly použity ty, které se nejvíce přibližovaly k hodnotám ze simulačního prostření Abaqus. Jsou dány průměry dvou disků a to 96 mm a 288 mm, zatěžovací síla pro výpočty se pohybuje v oblasti 1000-5000 N.

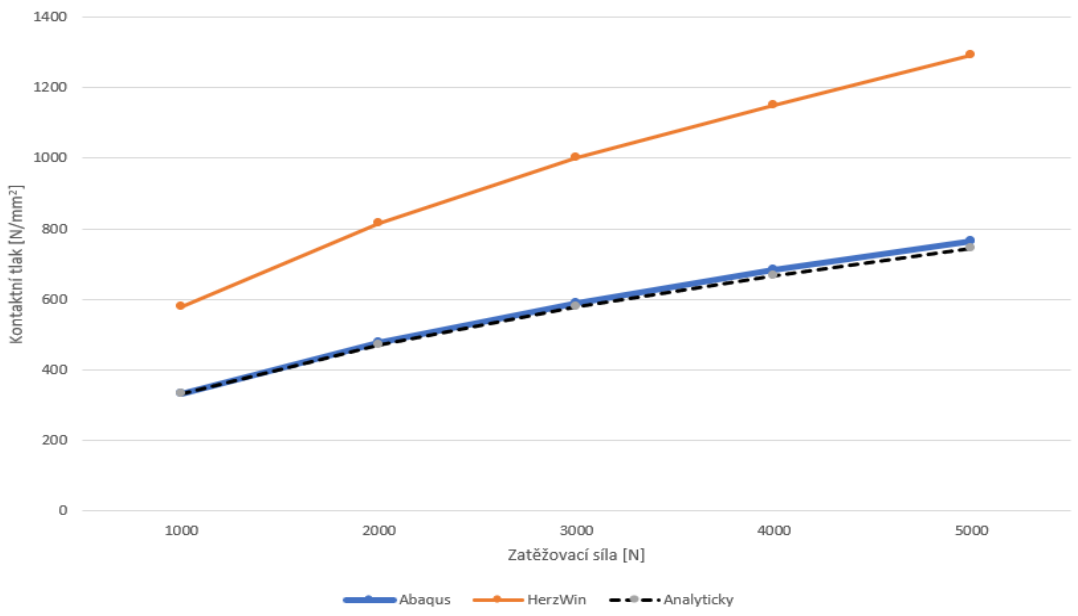
Prvním parametrem je šířka kontaktního otlaku (32), kde projeví svůj vliv zatěžovací síla a efektivní poloměr disků v závislosti na materiálových vlastnostech (modulu pružnosti v tahu). Maximální tlaková síla v centru kontaktu (33) je dána poměrem zatěžování síly a šířky kontaktní plochy.

$$a = \sqrt{\frac{4FR}{\pi E'}} \tag{32}$$

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi a} \tag{33}$$

Zatěžovací síla působící na soustavu byla průběžně zvyšována a výchozí kontaktní tlak zanášen do grafu 4. Byly porovnány výsledky analytických výpočtů dle výše uvedených vztahů, výsledky z Abaqusu a výpočtového programu HertzWin. Tlak pozvolna se sílou narůstá.

Je vidět, že analytické výpočty se téměř shodují s hodnotami Abaqusu, ale výsledky z programu HertzWin jsou osazeny na vyšší hodnoty. Počínající rozdíl mezi nimi tvoří téměř 250 MPa, ale tato hodnota se se zvyšující se zatěžovací sílou zvedá. Při zatížení 5 kN je hodnota z Hertzwin vyšší o 527 MPa.



Graf 4: Závislost kontaktního tlaku na zatěžovací síle v kontaktu dvou disků

Jako další parametr je zjišťováno Von Misesovo napětí (37), pro které je třeba nejprve vypočítat jednotlivá hlavní napětí (34) – (36). Vyjadřuje ortogonální napětí pod centrem kontaktu. [18]

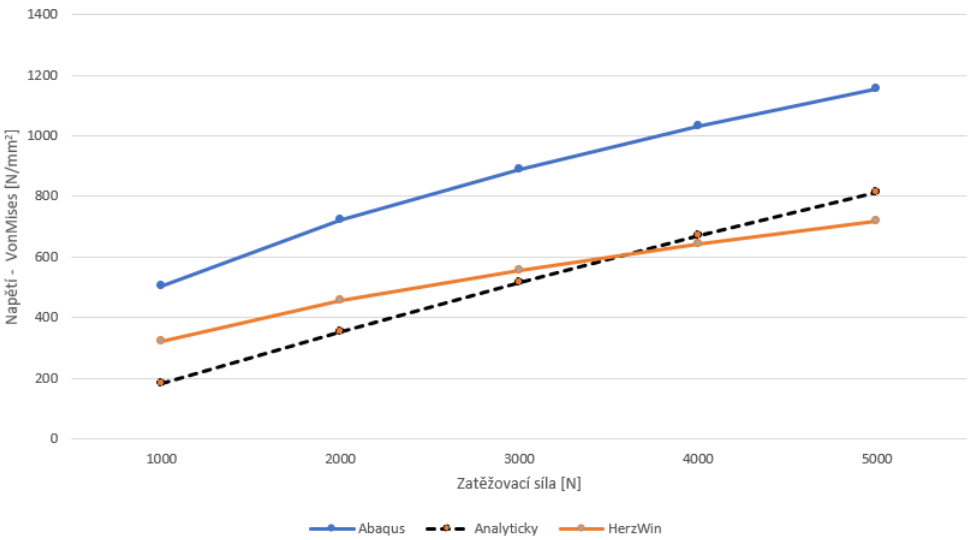
$$\sigma_1 = -p_{max}\left[\left(2 - \left(\frac{z^2}{a^2}+1\right)^{-1}\sqrt{\left(\frac{z^2}{a^2}+1\right)} - 2\left|\frac{z}{a}\right|\right)\right] \tag{34}$$

$$\sigma_2 = -2p_{max}\mu\left[\sqrt{\left(\frac{z^2}{a^2}+1\right)} - \left|\frac{z}{a}\right|\right] \tag{35}$$

$$\sigma_3 = -p_{max}\left[\sqrt{\left(\frac{z^2}{a^2}+1\right)}\right]^{-1} \tag{36}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_1-\sigma_3)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2]} \tag{37}$$

Výsledné napětí zvyšující se průběžně se zatěžovací silou je graficky zobrazeno (viz. graf 5). Zde se analytické hodnoty s hodnotami z HertzWin prolínají a osazeny jsou naopak výsledky Abaqusu.

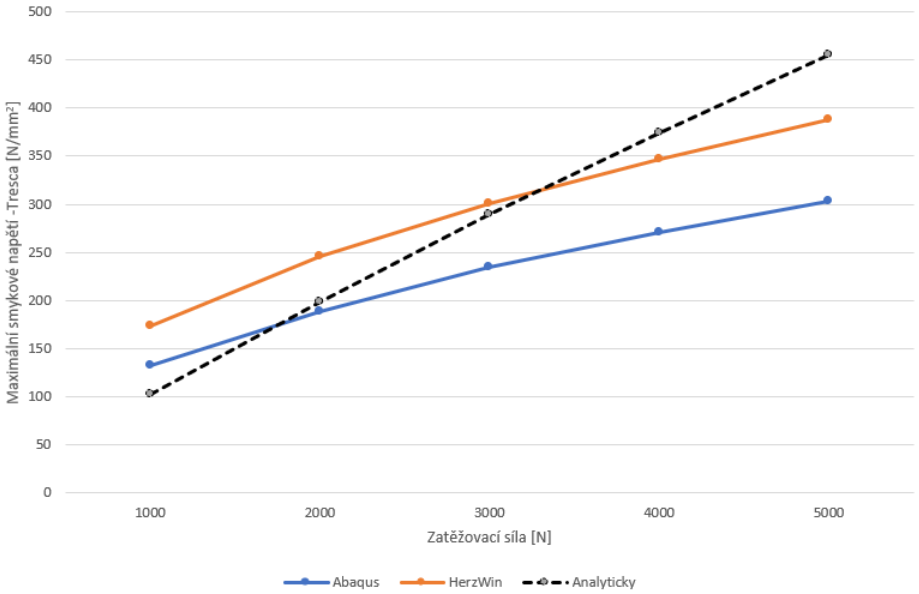


Graf 5: Závislost napětí VonMises na zatěžovací síle v kontaktu dvou disků

Smykové napětí Trasca (38) je dáno rozdílem dvou hlavních napětí a vyjádřeno jako absolutní hodnota jejich poloviny.

$$\tau_{Tresca} = \left|\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}\right| \tag{38}$$

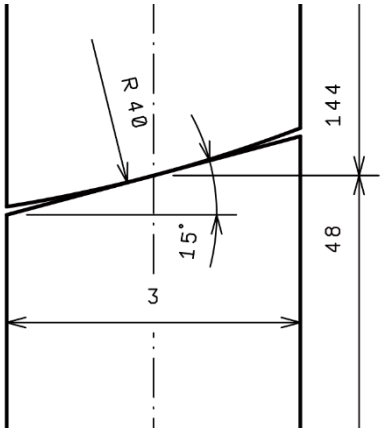
U výsledků smykového napětí si jsou podobné křivky Abaqusu a HertzWinu, i když jsou od sebe osazeny. Analytické výpočty se jimi prolínají.



Graf 6: Závislost maximálního smykového napětí na zatěžovací síle v kontaktu dvou disků

6.1.2. Kužel – Bombírovaný kužel

Kontakt kužele a bombírovaného kužele je o něco komplikovanější než u čárového kontaktu. V tomto případě se jedná o kontakt bodový. Opět jsou uvažovány průměry 96 mm a 288 mm. S tím, že ten větší je bombírovaný (vypouklý) a to rádiusem 40 mm. Čili bude představovat elipsoid.



Obr. 19: Kontakt kužele s bombírovaným kuželem

Prvním krokem je opět výpočet efektivních hodnot modulu pružnosti v tahu (39) a poloměru (40). Jednotlivé složky efektivního poloměru jsou dány rovnicemi (41) a (42), které představují přesná elipsoidický tvar tělesa.

$$E' = \frac{2}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}} \tag{39}$$

$$R' = \frac{1}{\frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y}} \tag{40}$$

$$R_x = \frac{1}{\left(\frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}}\right) \cdot 10^{-3}} \tag{41}$$

$$R_y = \frac{1}{\left(\frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{y2}}\right) \cdot 10^{-3}} \tag{42}$$

Poměrové číslo křivosti λ (43) charakterizuje daný tvar bombírovéno kužele a bude použito nadále do následujícího vztahu (44). Pomocí mezivztahů (45) a (46) se dojde k výpočtu rozměru samotného otlaku po zatížení viz (47) a (48) z nichž je dopočítána plocha (49) a následně výsledný kontaktní tlak (50).

$$\lambda = \frac{R_x}{R_y} \tag{43}$$

$$k = \left(1 + \sqrt{\frac{\log\frac{16}{\lambda}}{2\lambda}} - \sqrt{\log 4 + 0{,}16 \log \lambda}\right)^{-1} \tag{44}$$

$$m = 1 - k^2 \tag{45}$$

$$E_m = \frac{\pi}{2(1-m)\left(1 + 2\frac{m}{\pi(1-m)}\right) - \frac{1}{8}\log(1-m)} \tag{46}$$

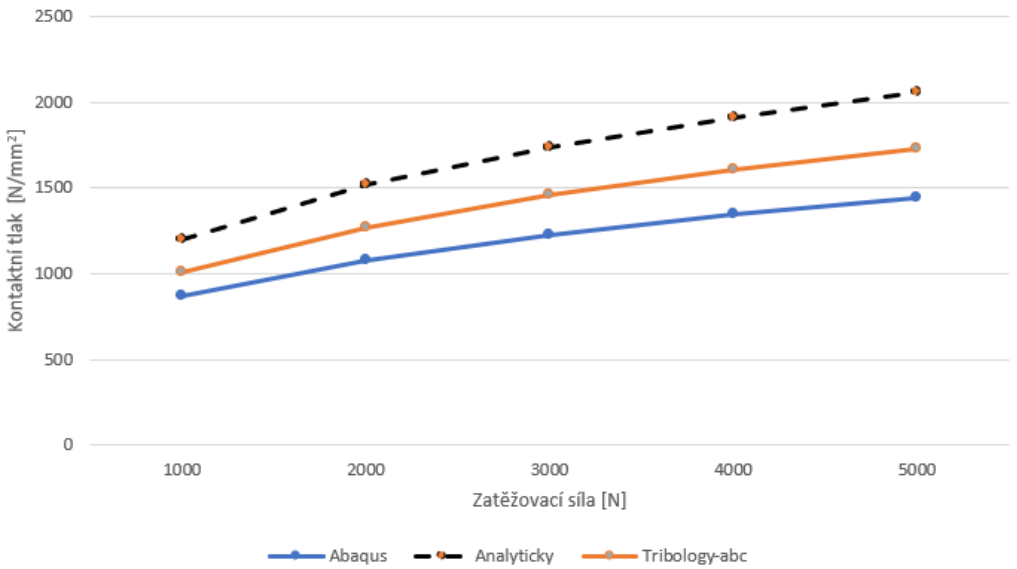
$$a = \sqrt[3]{k} \cdot \sqrt[3]{\frac{2}{\pi E_m}} \sqrt[3]{\frac{3FR'}{E'}} \tag{47}$$

$$b = k^{-2/3} \sqrt[3]{\frac{2}{\pi E_m}} \sqrt[3]{\frac{3FR'}{E'}} \tag{48}$$

$$S = \pi \cdot a \cdot b \tag{49}$$

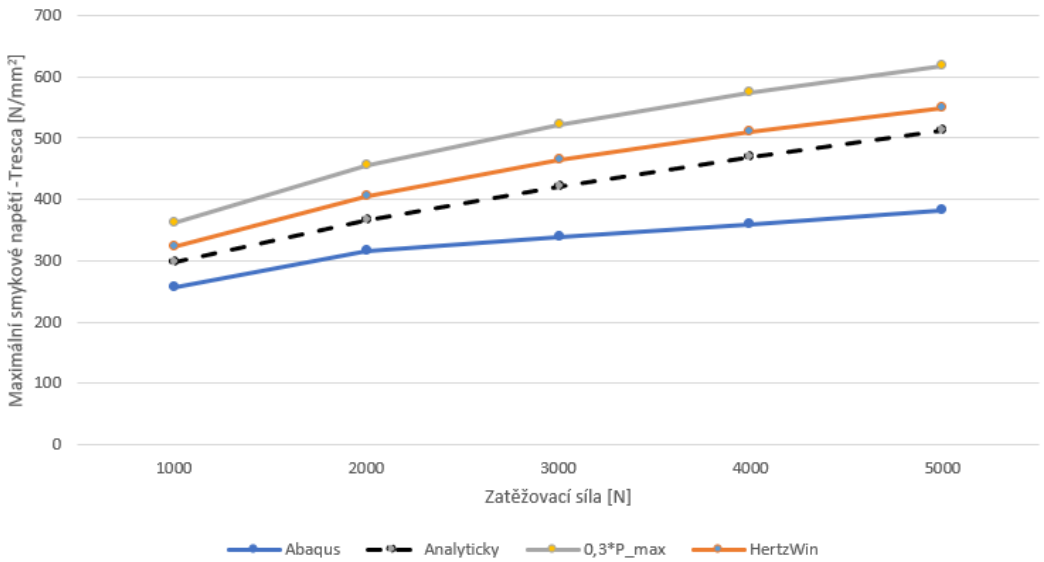
$$p_{max} = \frac{3\,F}{2\,S} \tag{50}$$

Do grafu 7 jsou zaneseny výsledné hodnoty maximálního tlaku v kontaktní oblasti. Všechny tři zdroje mají sice stejný průběh, ale neshodují se.



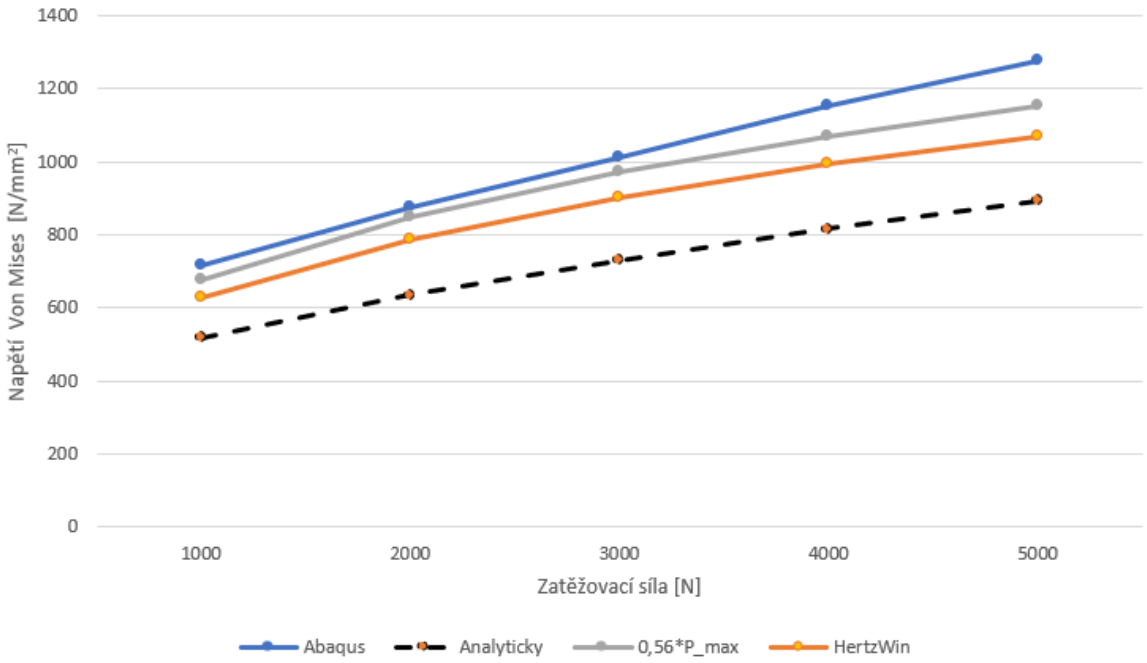
Graf 7: Závislost kontaktního tlaku na zatěžovací síle u kontaktu kužele s kuželem bombírovaným

Při sledování maximálního smykového napětí vyšly nejmenší hodnoty v Abaqusu. Jelikož se křivky nehodovaly, byla použita ještě jiné metoda. Jsou dány vztahy, kde jsou parametry vyjádřeny pomocí maximálního kontaktního tlaku. U smykového napětí je to konkrétně jeho třetina. Ale ani tato hodnota nevyšla dle představ.



Graf 8: Závislost maximálního smykového napětí na zatěžovací síle u kontaktu kužele a bombírovaného kužele

Jako posledním parametrem je sledováno napětí Von Mises, kde vyšly nejvyšší hodnoty v Abaqusu a nejnižší analyticky. Tato odlišnost by se dala vysvětlit náročností vztahů a jejich odlišností v různých publikacích. I zde byla použita hodnota vztažena na maximální tlak, jedná se o 0,56 násobek.



Graf 9: Závislost napětí Von Mises na zatěžovací síle v kontaktu kužele a bombírovaného kužele

6.2. MKP metoda

Jedná se o metodu sloužící k simulaci namáhaných součástí, díky které jsou výsledkem hodnoty napětí, deformace, tlak, posunutí nebo jiné veličiny. Slouží především pro kontrolu kritických míst již navržených součástí a řešení problémů v oblasti pružnosti a dynamiky. Metoda konečných prvků je založena na Lagrangeovým principu, který říká, že těleso je v rovnováze, jestliže celková potenciální energie deformace soustavy je minimální.

Vyžaduje rozdělení oblasti na konkrétní počet prvků. Je tedy nutnost vytvoření sítě konečných prvků. Uzly sítě jsou body, u nichž se následně hledají neznámé parametry řešení. Hustota a volba umístění prvků sítě zásadně ovlivňuje kvalitu výsledků. Výhodou oproti analytické metodě je, že umí řešit i problémy složitějších těles.

Obecná statická úloha představuje celkem 15 funkcí proměnných x,y,z. Jedná se o tři posuvy (u,v,w), šest deformací ($\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$) a šest napětí ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$).

Systém je dán třemi obory základních rovnic pružnosti, kterými jsou úlohy řešeny:

1) rovnice rovnováhy – rovnováha elementárního vnitřního prvku, na který kromě složek napětí působí vnější objemová síla ($o_{x,y,z}$)

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + o_x = 0 \tag{51}$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + o_y = 0 \tag{52}$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + o_z = 0 \tag{53}$$

2) rovnice geometrie – vyjadřují vazby mezi složkami posuvů a deformacemi

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x};\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y};\ \varepsilon_x = \frac{\partial w}{\partial z} \tag{54}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x};\ \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y};\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \tag{55}$$

3) konstitutivní vztahy – vztahy mezi deformacemi a napjatostí

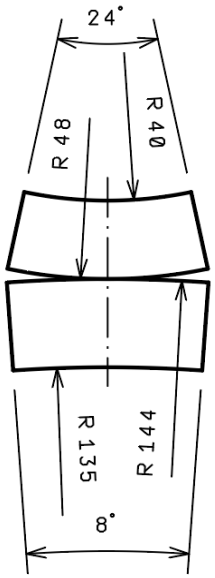
$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}\left[\sigma_x - \mu\left(\sigma_y + \sigma_z\right)\right];\ \gamma_{xy} = \frac{1}{G}\tau_{xy} \tag{56}$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}\left[\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)\right];\ \gamma_{yz} = \frac{1}{G}\tau_{yz} \tag{57}$$

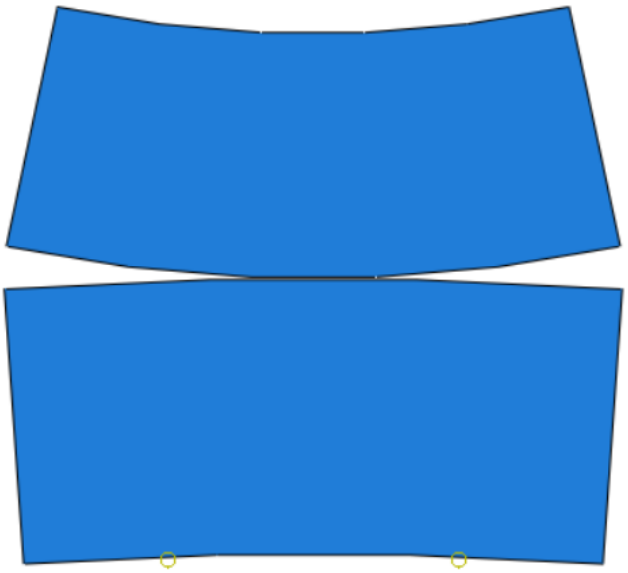
$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}\left[\sigma_z - \mu\left(\sigma_x + \sigma_y\right)\right];\ \gamma_{zx} = \frac{1}{G}\tau_{zx} \tag{58}$$

6.2.1. Disk-Disk

Pro porovnání s analytickými výpočty byl nejprve vytvořen zjednodušený kontakt dvou kuželů, a to pomocí dvou disků. Pro modelování samotného kontaktu jsou využity pouze výseče z každého (viz obr. 15).



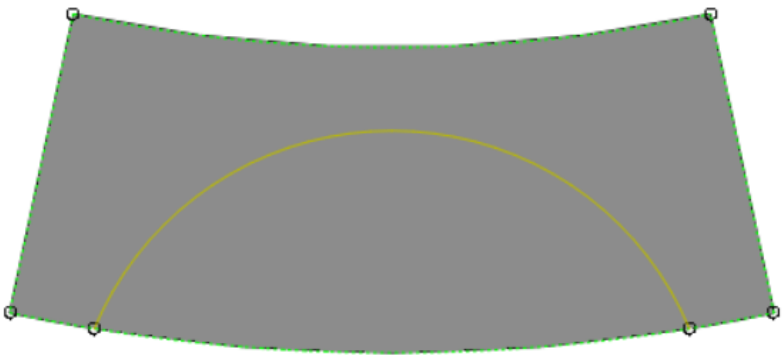
Obr. 20: Nákres geometrie kontaktu disk-



Obr. 21: Geometrie vytvořená v Abaqusu

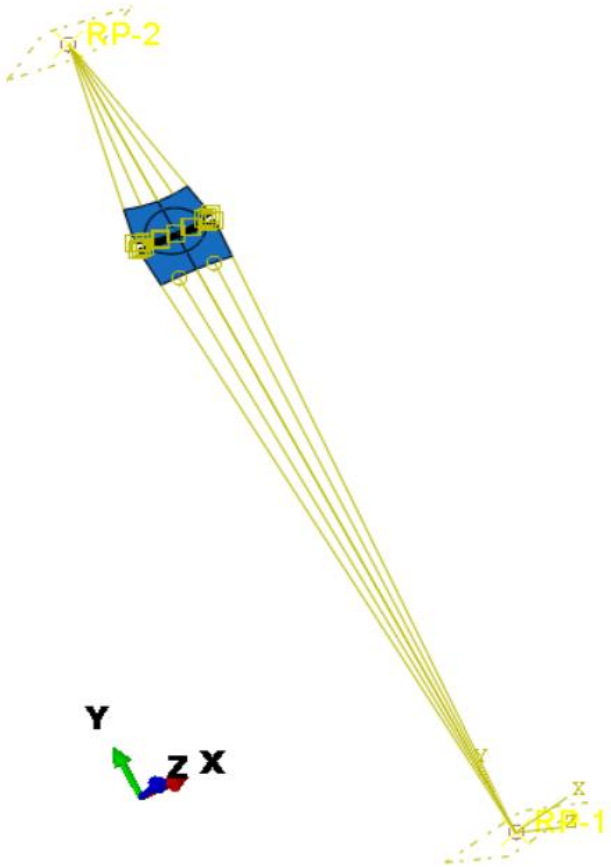
Pro obě tělesa je uvažována ocel s modulem pružnosti v tahu E 206 kN/mm^2, Poissonovým číslem 0,3 a hustotou 7850 kg/m^3. Jako další krok je vytvořena sekce, která je nastavena jako pevná a homogenní, té je přiřazen již vytvořený materiál a tloušťka 3 mm. Tento parametr představuje délku kontaktu. Vytvořenou sekci je nutné přiřadit oběma diskům a poté z nich vytvořit sestavu (viz obr. 21).

Aby bylo později možné nastavit podrobnější vysíťování v oblasti kontaktu, jsou tělesa rozdělena výsečí pomocí náčrtu (viz obr. 22), kde je zobrazen malý disk a u velkého je to aplikováno obdobně.



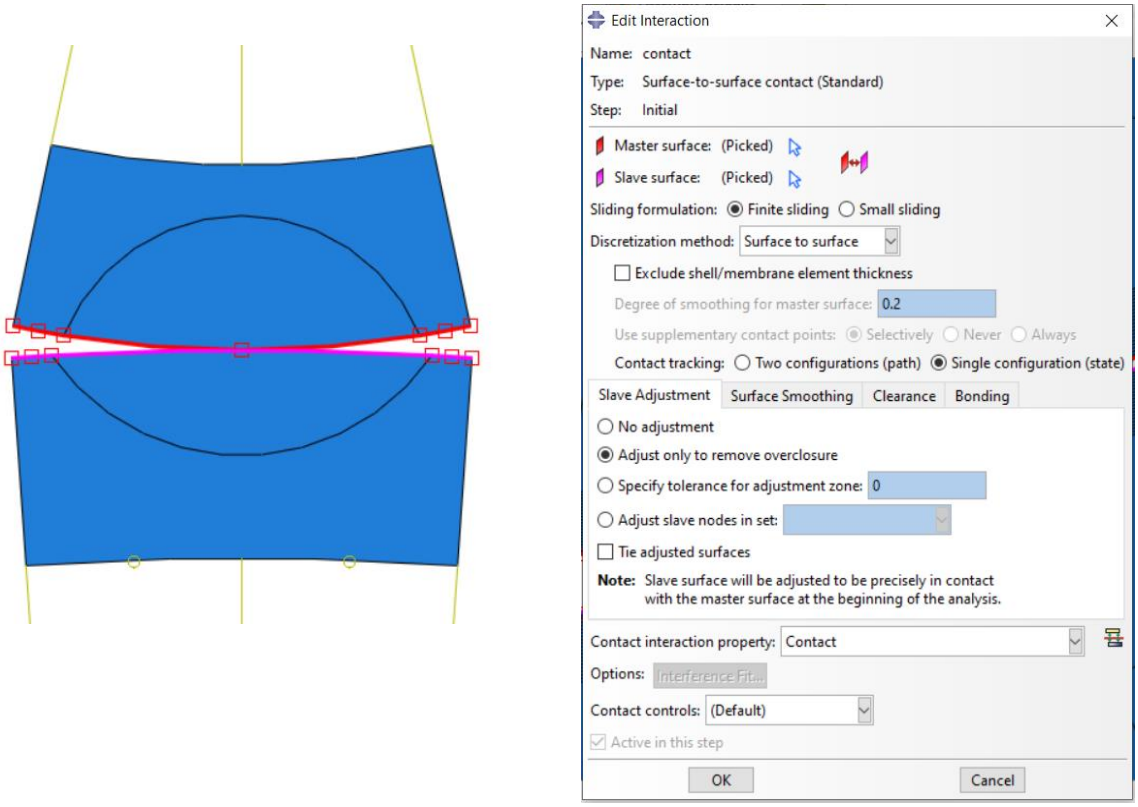
Obr. 22: Rozdělení malého disku výsečí

Pro správnou funkci modelu jsou vytvořené referenční body (RP body), které představují středy disků (viz obr. 22). S nimi jsou vnitřní plochy disků svázány, aby tvořily celé kotouče a výpočty byly reálné.



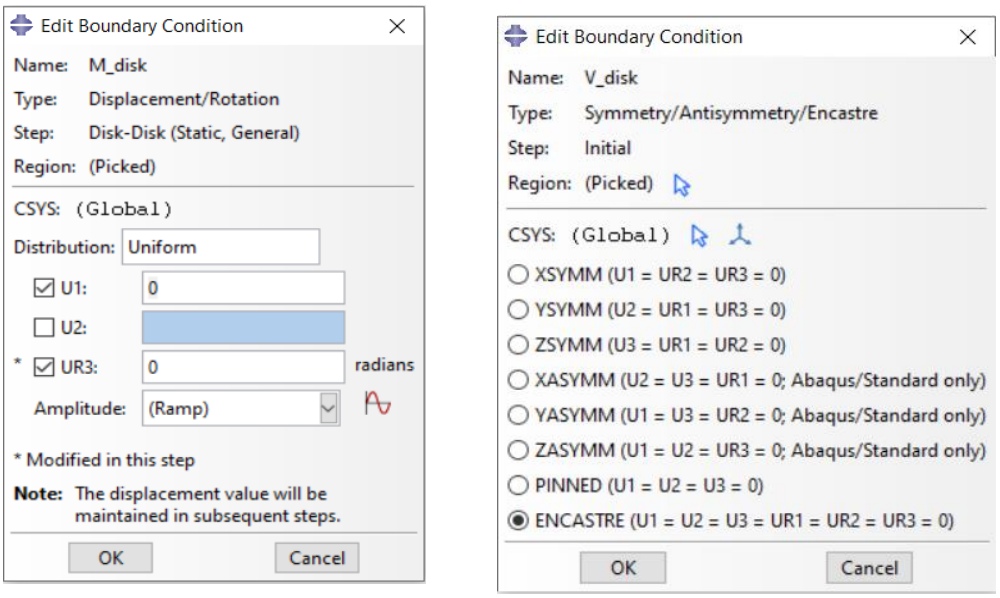
Obr. 23: Zobrazení svázaní ploch se středy disků

V kontaktním prostoru je vytvořen kontakt „plocha na plochu“ (viz obr. 23), který musí být vytvořen v základním kroku, aby už od počátku výpočtu bylo uvažováno, že tyto plochy na sebe dosedají. Hlavní plochou je úsek malého disku a plochou podřadnou disk velký. Ve vlastnostech tohoto kontaktu je nastaveno, že se jedná o tvrdý kontakt, aby se zamezilo vniknutí těles do sebe. Cílem je dostat ve výsledku deformace a výsledný tlak, čehož by se jinak nedosáhlo. Jako tangenciální chování je definováno tření 0,1, které by mělo vycházet z mazaného kontaktu již vybraným mazivem.



Obr. 24: Vytvoření kontaktu

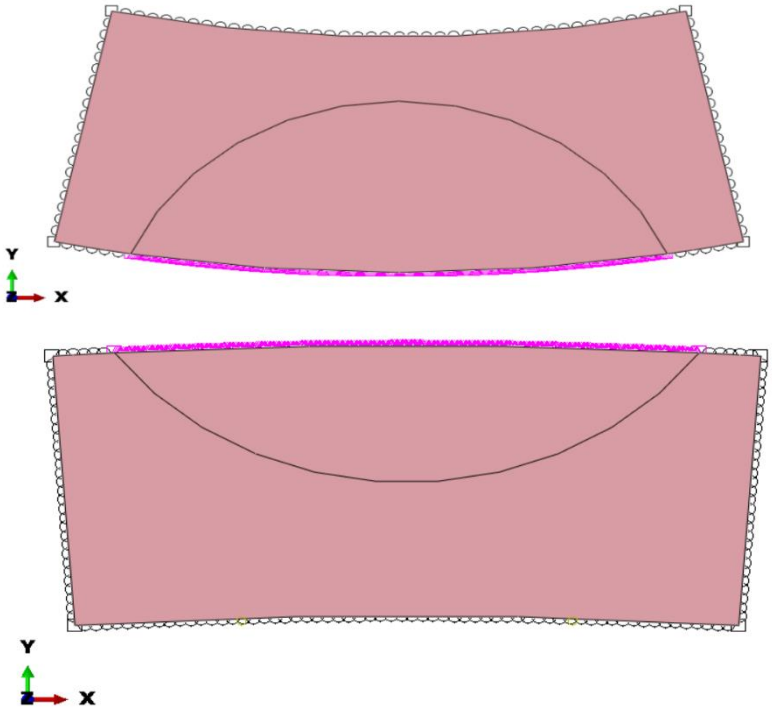
Normálové zatížení začne být aktivní v kroku 1, který je vytvořen jako statický, obecný. Velikost základního kroku je nastavena na 0.005, minimálního 10^{-9} a maximální 1. Maximální počet kroků je 100.



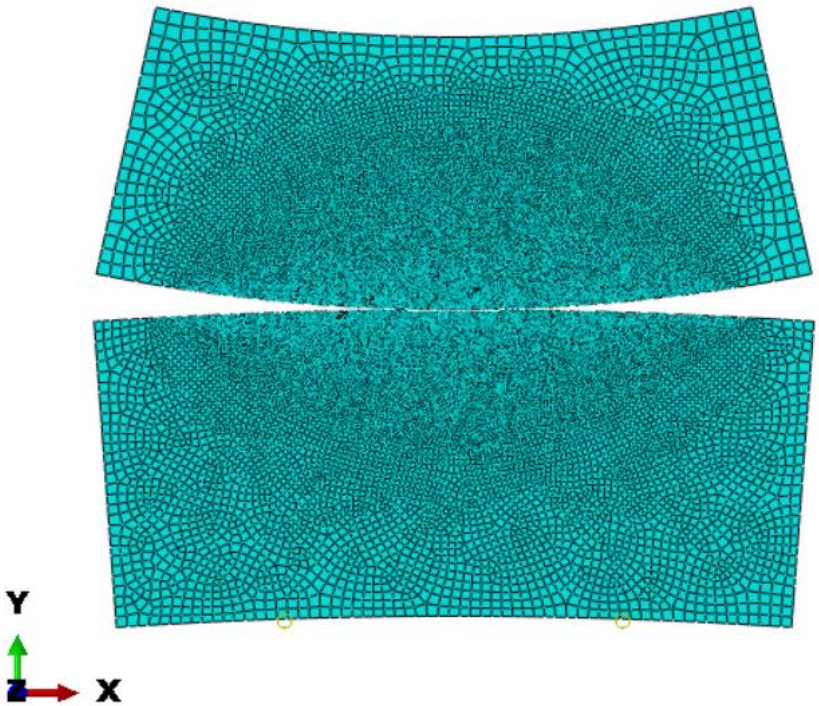
Obr. 25: Nastavení kinematických podmínek

Z pohledu kinematiky je střed většího disku vetknutý (obr. 25 vpravo) a u malého disku je povolen pohyb v ose y (obr. 25 vlevo), vazba U2, kde působí zatěžovací síla 5 kN.

Posledním úkonem je vysíťování součástí. Typ elementů je zvolen kvadratický, volně rozmístěný. U disků jsou vybrané (fialové) části (viz obr. 26), kde je síť nejjemnější, aby byly výsledky co nejpřesnější. Je tam tedy zvolena velikost elementu pouze 0,05. Pro zbývající části je globální velikost 0,3.

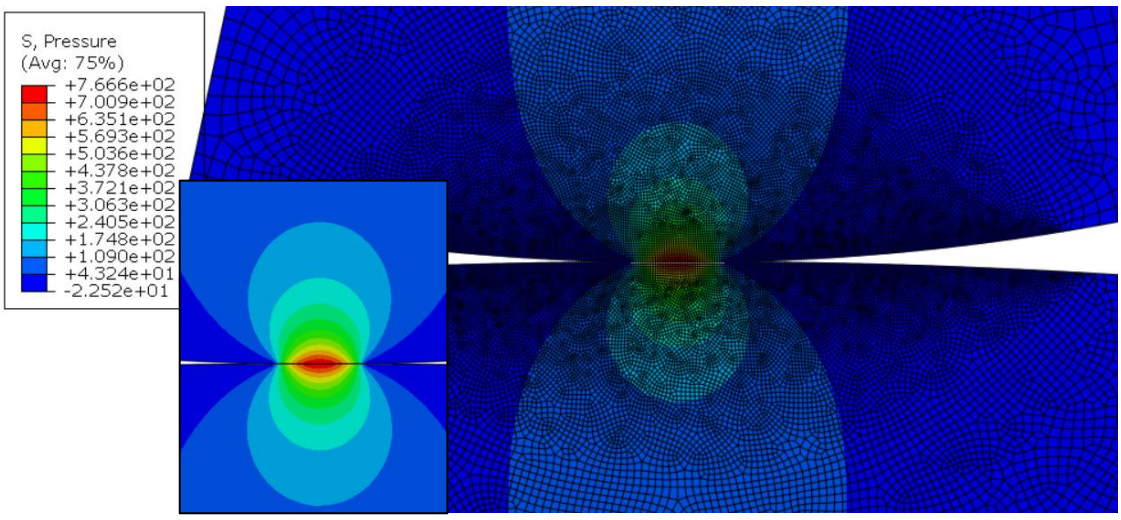


Obr. 26: Velikosti elementu sítě



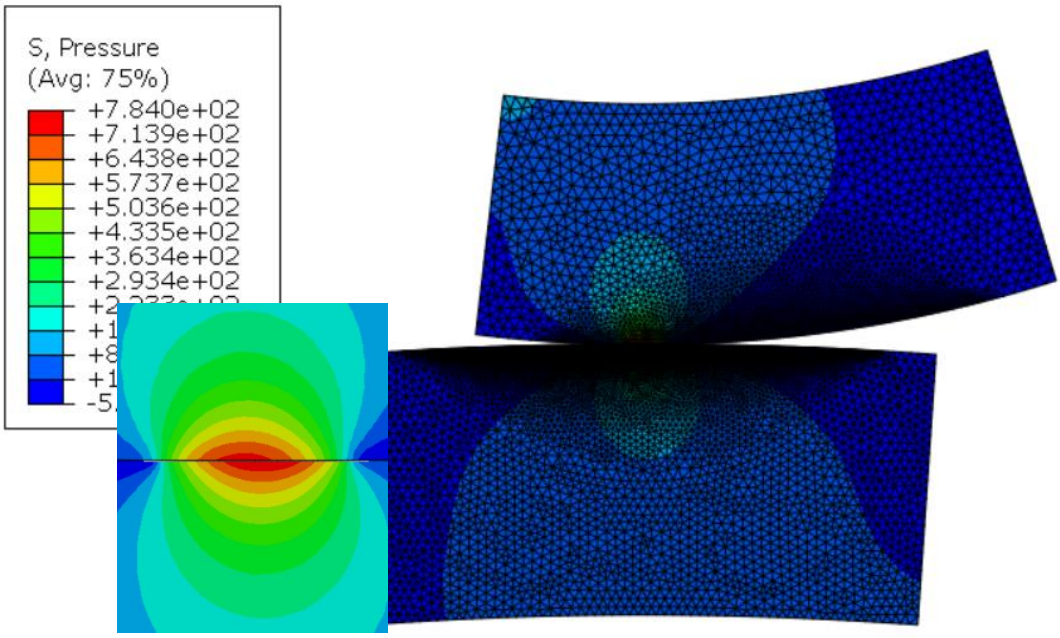
Obr. 27: Vysíťování soustavy dvou disků

Výsledná síť je zobrazena na obr. 27 a poslední věcí je vytvořit výpočtovou úlohu a spustit výpočet. Vybráním parametru, který je pro práci významným jsou zobrazeny výsledky. Pro každý výsledek je zobrazena stupnice, která je barevně rozlišená. Místa s červenou barvou jsou pro kontakt kritickými, tedy ta místa, kde se nachází největší kontaktní tlak. Na obrázku 28 je zobrazen výsledek dvou disků za klidu, rozložení tlaků je tedy symetrické.



Obr. 28: Výsledek kontaktního tlaku elastického modelu dvou disků za klidu

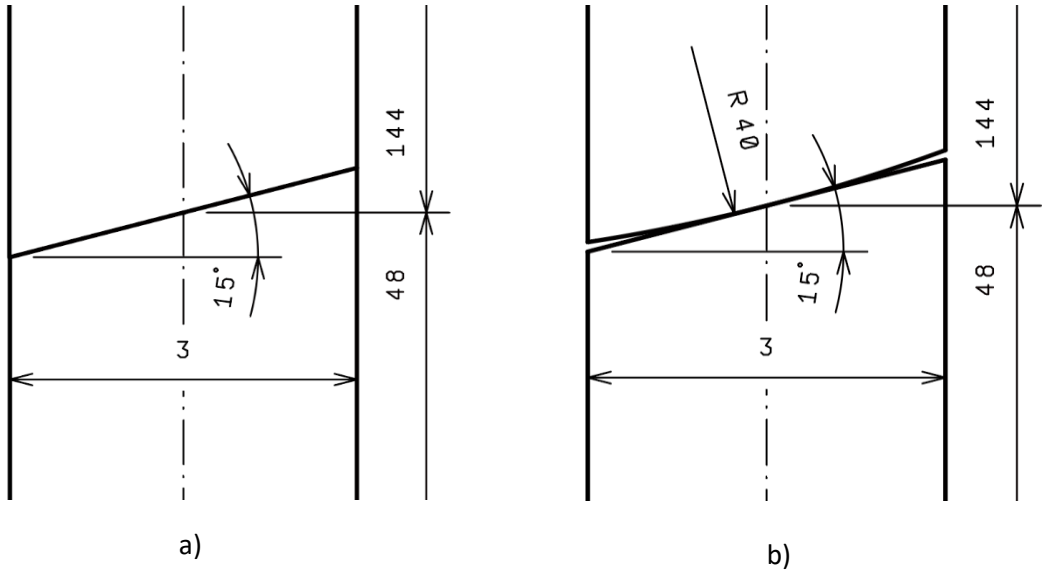
Při uvažování pohybu, bude povolena rotace kolem osy z, UR3. Která bude aktivní až ve kroku 2, který je vytvořen obdobně jako krok 1. Jelikož je vymodelována pouze výseč, rotace bude nastavena jako konstanta, aby se tělesa stále dotýkala. V tomto případě je nastavena konkrétně hodnota 0,09 rad.



Obr. 29: Výsledek kontaktního tlaku elastického modelu dvou disků při rotaci

6.2.2. Kužel – Kužel/Bombírung

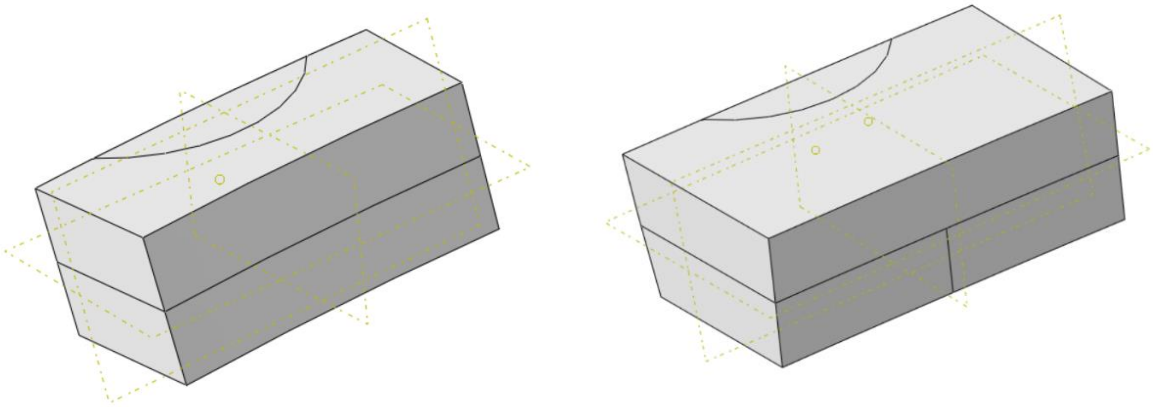
V simulaci pomocí 3D modelů jsou zpracovány dvě varianty. První je kontakt dvou kuželů a v druhém případě se větší z kuželů změní v bombírovaný (vypouklý). Obě simulace jsou zpracovávány stejně, proto je zde popsán pouze jeden z postupů. Rozdíly jsou znázorněny až v grafickém zpracování viz kapitola 7.



Obr. 30: Nákres geometrie kontaktu a) kužel-kužel b) kužel-bombírovaný kužel

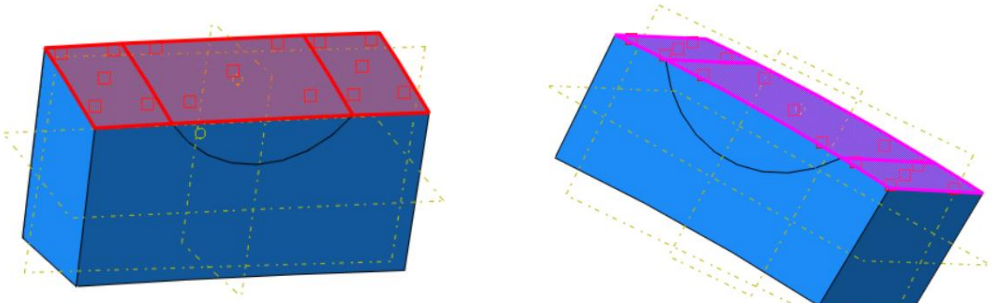
Obě tělesa jsou modelovaná přímo v prostředí Abaqus pomocí náčrtu. Jejich geometrie je znázorněna na obr. 30 a podoby 3D modelu se dostalo pomocí rotace. Menší z kuželů je orotován o úhel 6° a větší o 2°.

Vymodelovaná tělesa jsou vidět na obr. 31. Jako u předchozího kontaktu dvou disků jsou použita pouze výseče pro zjednodušení celé simulace a výpočtu.



Obr. 31: Kužel a bombírovaný kužel

Následně v materiálovém modulu jsou nastaveny vlastnosti oceli. V mechanických vlastnostech v oboru elasticita byly přiřazeny hodnoty modulu pružnosti v tahu 206 kN/mm^2, Poissonovo číslo 0,3 a hustota 7850 kg/m^3. Tento materiál musí být přiřazen danému modelu. V našem případě bude pro obě tělesa stejný. Tudíž je vytvořena sekce s pevnými a homogenními uzly pro celý model, kterému přiřadíme vytvořený materiál. Poté, pomocí označení, přiřadíme vytvořenou sekci oběma tělesům. Když jsou obě tělesa připravena, vytvoříme z nich sestavu. Aby bylo možno počítat model i při zatížení, je nutné vytvořit krok do kterého bude určité zatížení přiřazeno. V tuto chvíli je vytvořen pouze jeden krok a to statický – obecný. Dalším úkonem v tomto kroku je zadat, jaká bude velikost přírůstku v průběhu výpočtu. A to ve třech hodnotách: základní (počáteční), minimální a maximální. Pro náš případ je nastaven základní 0,1, minimální 0,00001 a maximální 1.

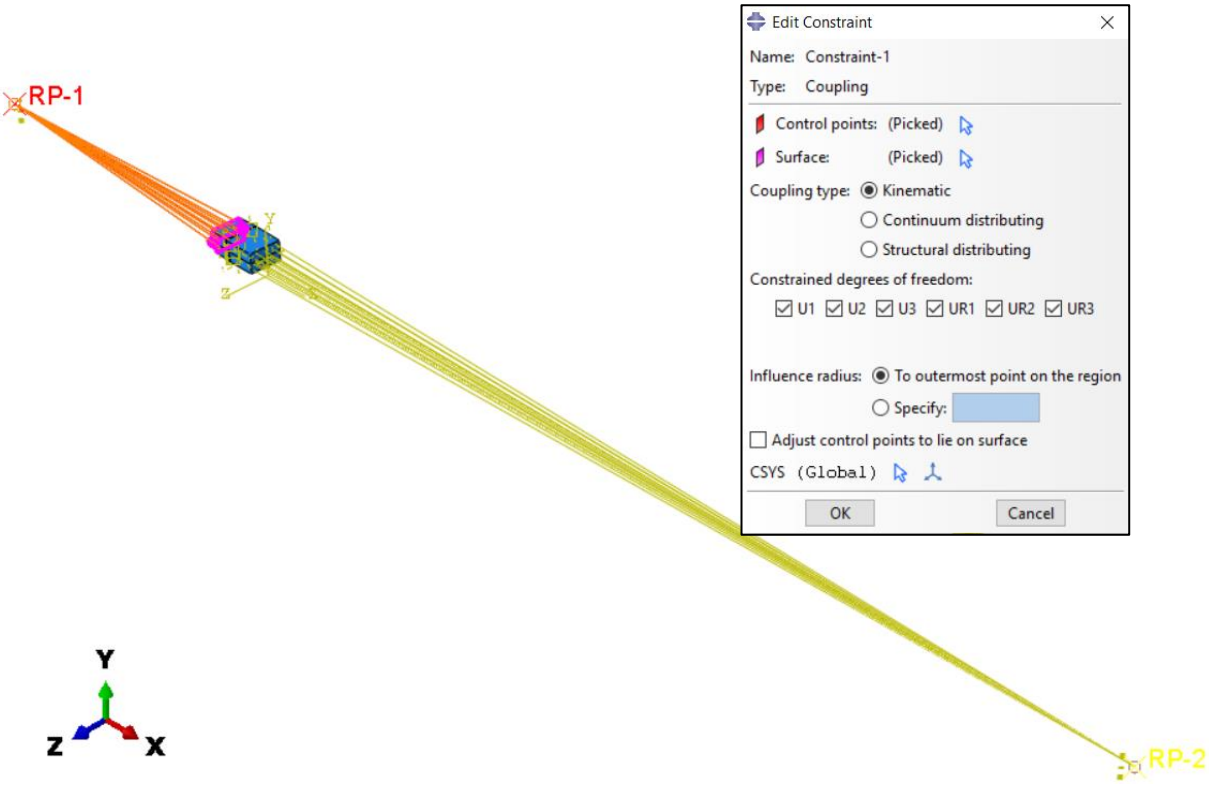


Obr. 32: Výběr ploch pro vytvoření kontaktu

Tělesa se po sobě odvalují a jelikož řešíme tlak na kontaktní ploše, tak je třeba vytvořit kontakt mezi plochami. Vazba typu „plocha na plochu“, kde plocha bombírungu je zvolena jako hlavní a plocha kužele podřízenou.

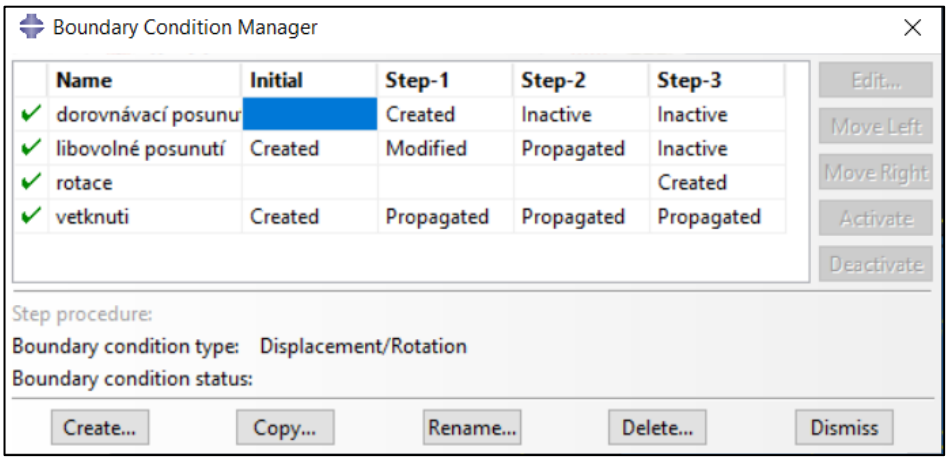
Do této kontaktní plochy je třeba zadefinovat tření mezi plochami těles. Jelikož zatím neuvažujeme žádné konkrétní tření, ale od maziva se očekává koeficient tření 0,1, proto je použita tato hodnota. To je nastaveno v interakčních vlastnostech jako tangenciální chování. V Normálovém chování je nastaveno jako tvrdý kontakt, aby tělesa do sebe vzájemně nevnikala, ale aby se pouze zvýšil tlak.

Aby se výseče chovaly jako kužele, je třeba je „svázat“ ke středu tělesa. Středy se vytvoří pomocí RP bodů. Spojení je u obou těles stejné. Jedná se o kinematickou vazbu s omezením šesti stupni volnosti.



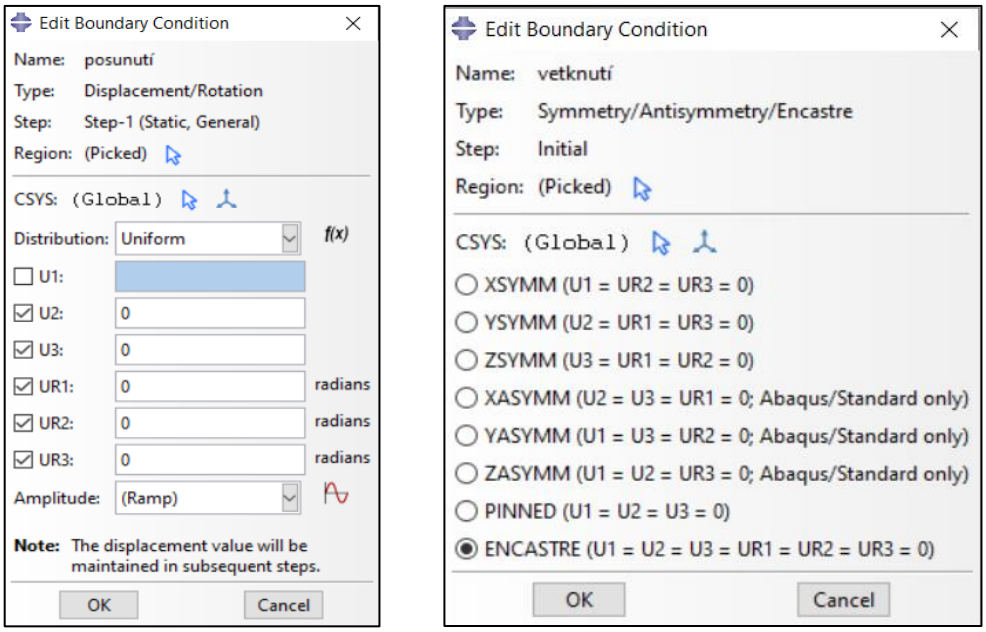
Obr. 33: Svázání ploch se středy těles (RP body)

V modulu zatížení je, že do středového bodu kužele RP1 je přiřazena zatěžovací síla 5 kN ve směru x-ové souřadnice. Je posledním mechanickým krokem je zavedení okrajových podmínek. V tomto případě je rozděleno zatížení do více kroků (viz. obr. 34), kdy v prvním je kužel posunut k druhému (bombírovanému) o nedostatek ve vazbě, kde plochy na sebe zcela nedosedají. V tomto případě byla mezera mezi tělesy změřena 0.030156 mm, což je tedy rovno prvotnímu posunutí v kroku 1.



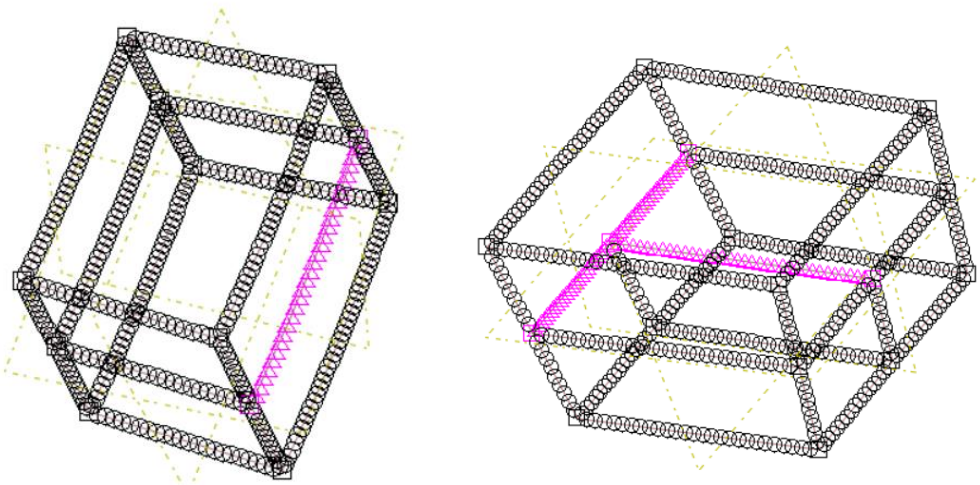
Obr. 34: Okrajové podmínky

Kužel má povolený posuv v ose zatížení x. Bombírung má střed vetknutý, je mu tedy jakýkoliv pohyb zakázán (viz. obr. 35).



Obr. 35: Kinematické podmínky kužele a kužele (bombírungu)

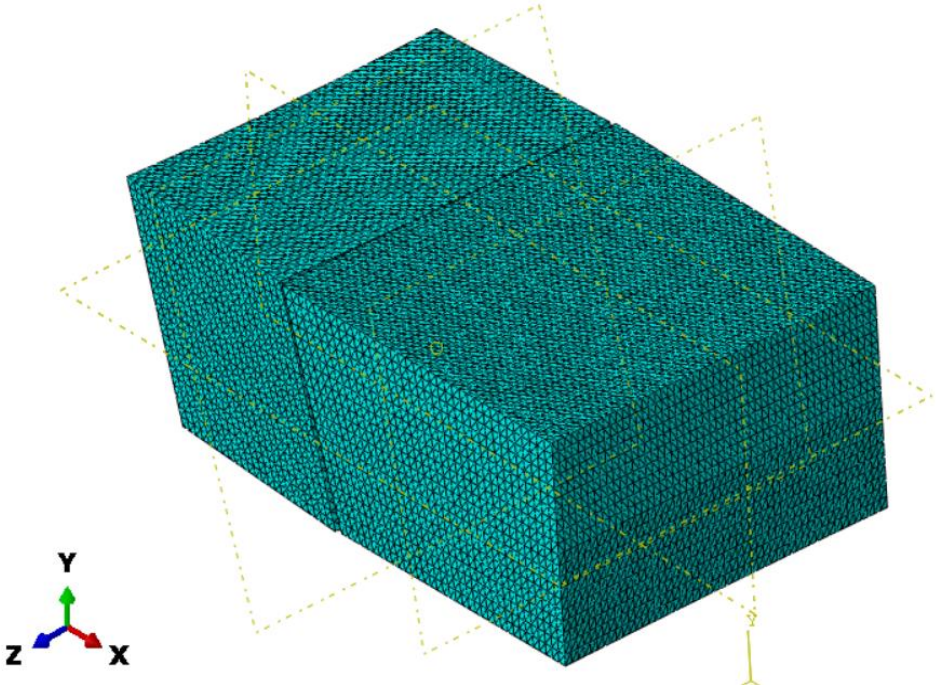
Jako poslední zbývá vysíťování těles, kde jsou zvoleny čtyřstěnové elementy volného uspořádání. Velikost elementu je 0,15, vhodná vzhledem k možnosti odečtu hodnot do grafického zpracování a době výpočtu. Menší (obr.36 a)) z kuželů je po obvodu v místě kontaktu rozdělen na 30 elementů a větší (obr.36 b)) po obvodu na 25 elementů a do hloubky 35 elementů.



a) b)

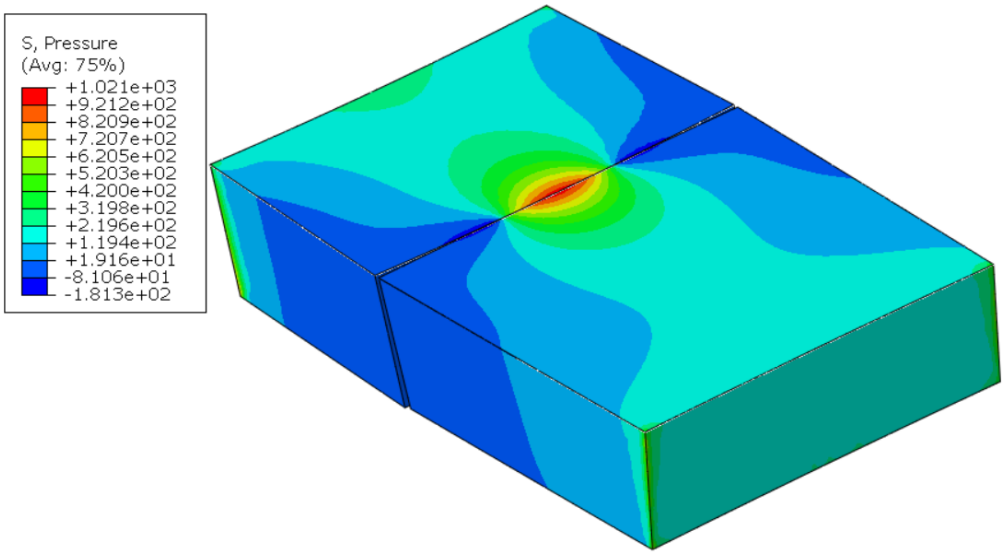
Obr. 36: Volba velikosti a počtu elementů pro vysíťování v kontaktu dvou kuželů

Výsledkem vysíťování je obr. 36, Úplně konečným úkonem je vytvoření úkolu a spustit výpočet.



Obr. 37: Vysíťování modelu kužel-bombírovaný kužel

Jako další variantou tohoto modelu sestava při rotaci. Pro vytvoření pohybu musíme vytvořit krok 3, kde bude povolen pohyb kolem osy a to konstantou 0,09 rad. Ze stejného důvodu jako v případě dvou disků, a to aby tělesa zůstala v kontaktu.



Obr. 38: Kontaktní tlak v kontaktu dvou kuželů za klidu

7 Zanesení tvrdosti do MKP modelu

Jedním z možností je možnost využití Johnson-Cookova elastoplastického modelu. Ten je používán k vyjádření pevnostního chování materiálu (typicky kovu) vystaveného velkému namáhání a vysokým teplotám. Bere v úvahu účinky izotropních zpevnění, kinematického chování, kolísání teploty a související změny meze kluzu. V tomto případě se mez kluzu mění v závislosti na napětí, rychlosti deformace a teplotě. Parametry do modelu (59) jsou stanoveny na základě údajů plastické deformace materiálu s různými intenzitami deformace a teploty. Jednotlivé parametry jsou dány vztahy (60-63). Ve skutečnosti parametr A (60) je roven hodnotě meze kluzu při dané teplotě označené jako $R_{0,2}$. Parametr m bere v úvahu teplotu měknutí materiálu. Jeho hodnota může být získaná pomocí experimentálního zkoušení, kdy se změří $R_{0,2}$ pro různé tepoty. Parametry B (61) a n (63) jsou zodpovědné za izotropní zpevnění během napětí. Jsou stanoveny na základě údajů o materiálovém chování, když nárůst napětí je pomalý (kvazistatický).[7]

$$\sigma_Y = \left(A + B \cdot \varepsilon_p^n\right)\left(1 + C \cdot ln\left(\frac{\varepsilon'^n_p}{\varepsilon'_0}\right)\right)\left(1 - \left(\frac{T - T_r}{T_m - T_r}\right)^m\right) \tag{59}$$

$$A = \frac{R_{0,2}^{20}}{\left(1 - \left(\frac{T_1 - T_r}{T_m - T_r}\right)^m\right)} = \frac{R_{0,2}^{T}}{\left(1 - \left(\frac{T_2 - T_r}{T_m - T_r}\right)^m\right)} \tag{60}$$

$$B = \left(\frac{\sigma_2}{k_t} - A\right) / (\varepsilon = \varepsilon_2)^n \tag{61}$$

$$C = \frac{\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1} - 1\right)}{\left(\ln\frac{\varepsilon'^n_2}{\varepsilon'_0}\right) - \sigma_2 \cdot \ln\left(\frac{\varepsilon'^n_2}{\varepsilon'_0}\right) / \sigma_1} \tag{62}$$

$$n = log_{\left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\right)}\left((\sigma_1 - A)/(\sigma_2 - A)\right) \tag{63}$$

Nevýhodou této metody je komplikované získávání informací a samotných parametrů. A proto pro vnesení tvrdosti materiálu do jednotlivých modelů je zvoleno vytvoření vrstev, do nichž se následně zanesly specifické vlastnosti materiálu. Je nutné respektovat závislost napětí na deformaci, také to, jak se mění tvrdost materiálu do hloubky tělesa.

Tvrdost se vzdáleností směrem k jádru tělesa klesá. Přesný průběh závisí na konkrétním materiálu, jeho vlastnostech a metodě zakalení. Pro výpočet hodnot plasticity pro konkrétní vzdálenost od čela byla použita data z publikace [16].

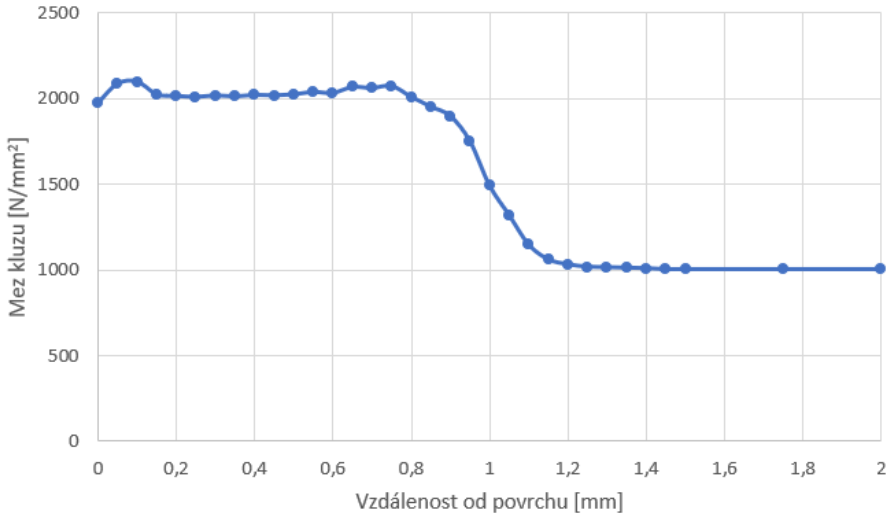
Nejprve byla upravena pro materiál kalený pouze do 1 mm, čím vzniklo grafické znázornění (viz. graf 11).

Pomocí vztahů (64), (65) byl proveden přepočet tvrdosti podle Vickerse na napětí v mezi kluzu a pevnosti v tahu, které je uvažováno stejné jako v tlaku. [17]

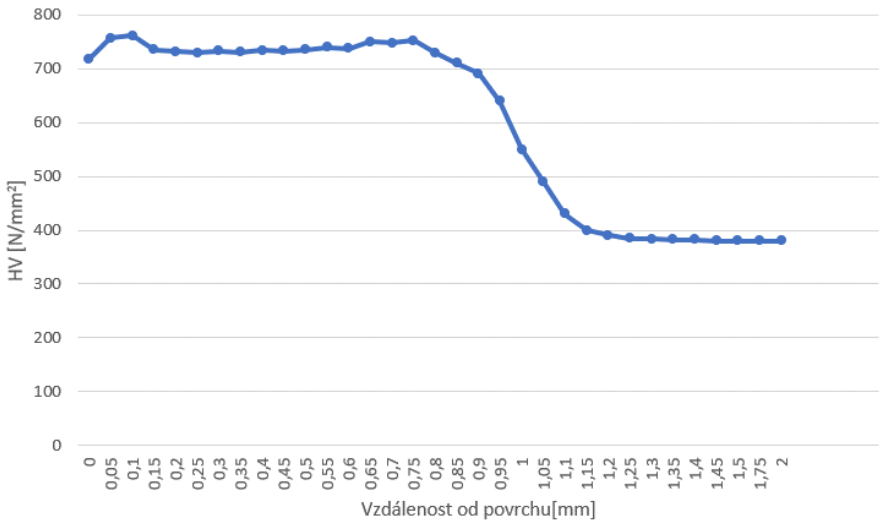
Do Abaqusu jsou vždy zadávány hodnoty počínající mezí kluzu a končící pevnosti v tahu. Hodnoty mezi těmito představují křivku plasticity.

$$R_e = -90{,}7 + 2{,}876\ H_V \tag{64}$$

$$R_m = -99{,}8 + 3{,}734\ H_V \tag{65}$$

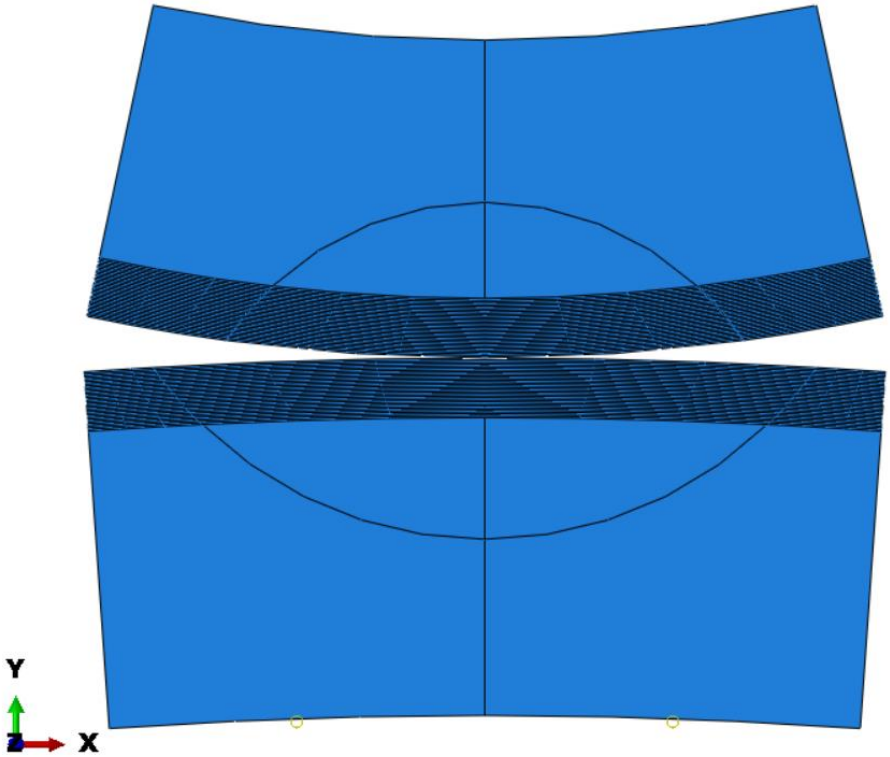


Graf 10: Závislost meze kluzu na vzdálenost od povrchu tělesa



Graf 11: Závislost tvrdosti dle Vickerse na vzdálenosti od povrchu tělesa

Modely se rozdělily na vrstvy po 0,05 mm do hloubky a každé z nich se přiřadily jiné materiálové vlastnosti. Ty charakterizují prokalitelnost v určité hloubce. V Abaqusu se upraví prvotní náčrt, kde je dokresleno 30 vrstev viz obr. 39.



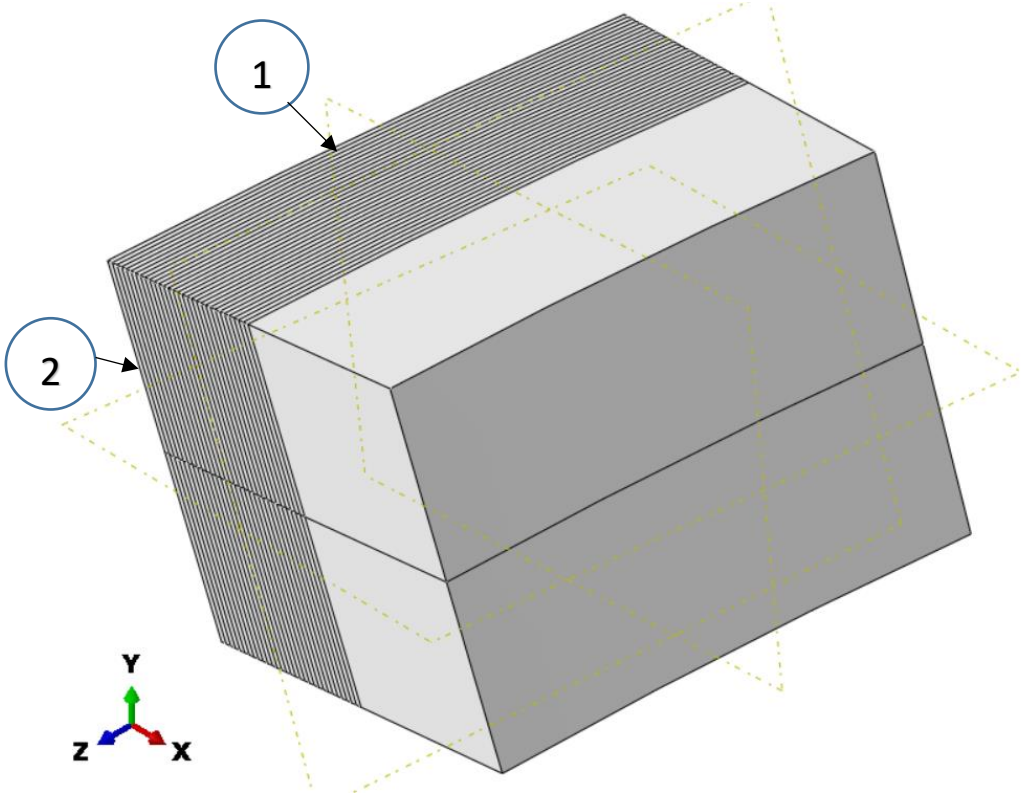
Obr. 39: Rozdělení modelu na vrstvy

Pro každou z nich je vytvořen samostatný materiál. Vlastnosti jsou stejné jako v modelu čistě elastickém, zde je pouze přidána plasticita zadána pomocí tabulky, kterou je vyjádřen průběhu závislosti napětí na deformaci. A každá vrstva má svou přidělenou vlastní sekci s materiálem pro danou vrstvou a v případě 2D modelu tloušťkou 3 mm.

	Yield Stress	Plastic Strain
1	1002	0
2	1127	0.007
3	1237	0.02
4	1377	0.04
5	1427	0.05
6	1527	0.07
7	1577	0.09
8	1319	0.12

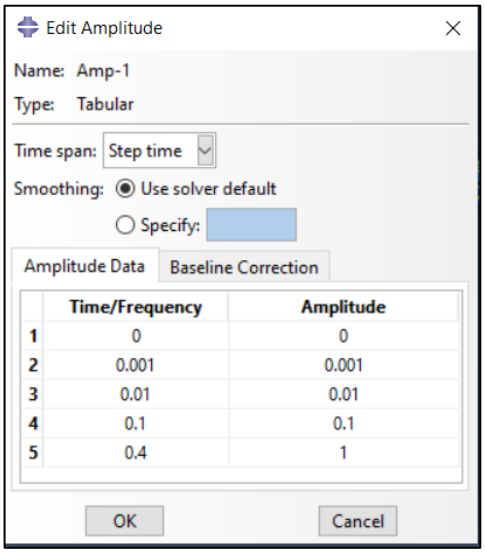
Obr. 40: Data plasticity pro vrstvu 30

Pro 3D modely je vytvoření vrstev komplikovanější. Po upravení náčrtu je nutné modely „rozřezat“ pomocí hrany, dle které se má těleso rozdělit. Hranou označenou číslem 1 (viz obr. 41), která je kreslená v náčrtu bude těleso říznuto podél hrany 2. Na ostatní modely tato metoda aplikována obdobně.



Obr. 41: Rozdělení 3D tělesa na vrstvy

Aby zatížení narůstalo postupně, tak je vytvořena amplituda, která je přiřazena zatěžovací síle, malému posunutí i rotaci. Nastavení frekvence, kterou bude narůstat, je zobrazena na obrázku 42.

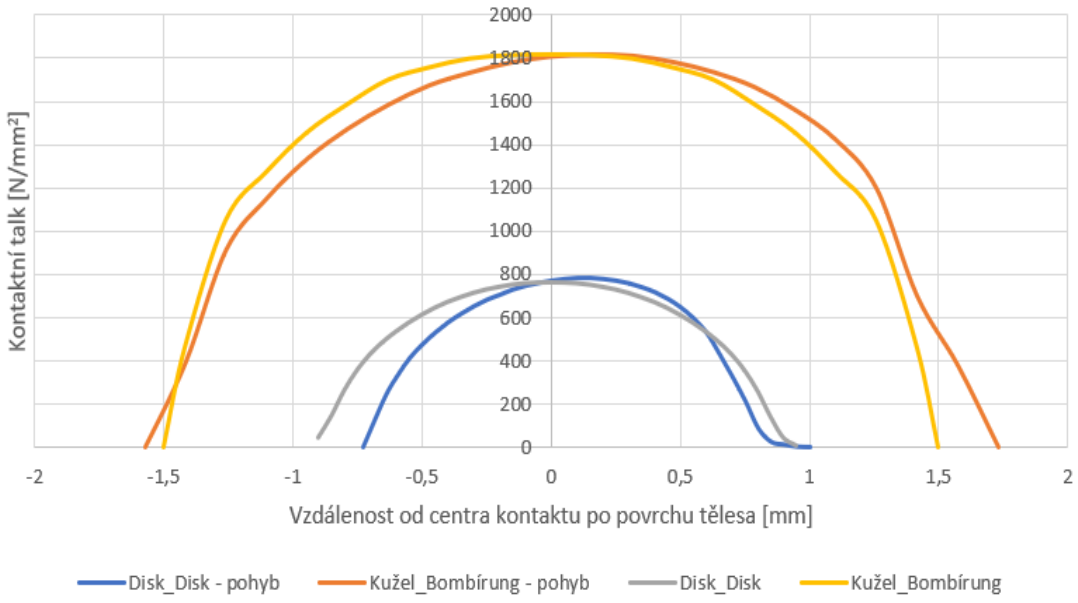


	Time/Frequency	Amplitude
1	0	0
2	0.001	0.001
3	0.01	0.01
4	0.1	0.1
5	0.4	1

Obr. 42: Amplitudové nastavení

8 Výsledky

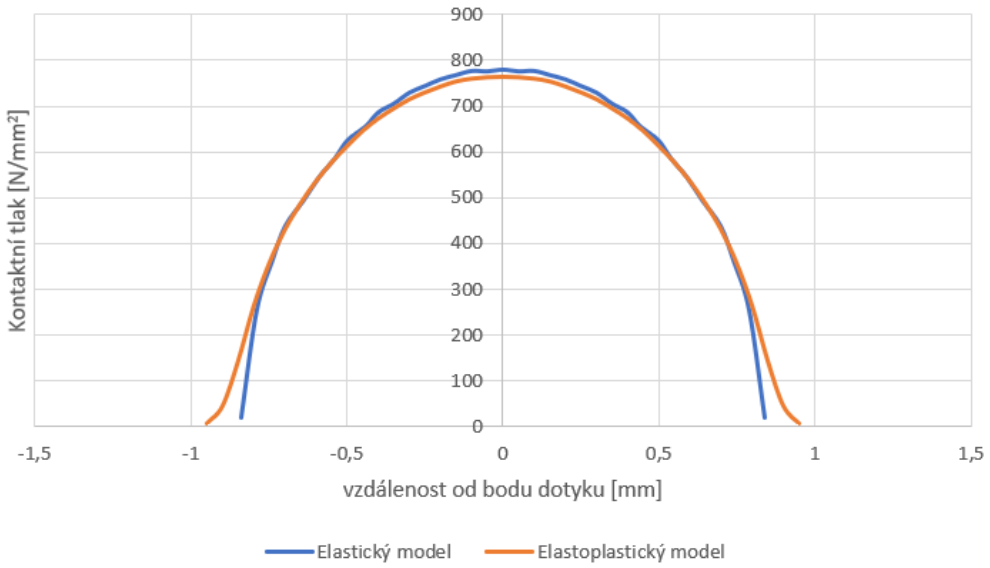
Veškeré výsledky jsou vyneseny do grafů, kde jsou porovnány s ostatními modely. Pro odečítaní dat je použito těleso, které je vetknuté a ním je druhé odvalováno a zatěžováno. Nejprve bylo zkoumáno, jak se bude kontaktní tlak měnit za klidu a při rotaci. Jak je vidět na grafu 12, tak kontaktní tlak v kontaktu kužele a bombírovaného kužele je mnohem větší, více než dvojnásobný oproti kontaktu dvou disků. Je vidět, že při pohybu, rotaci, se místo největšího tlaku posune směrem pohybu.



Graf 12: Průběh kontaktního tlaku po povrchu tělesa

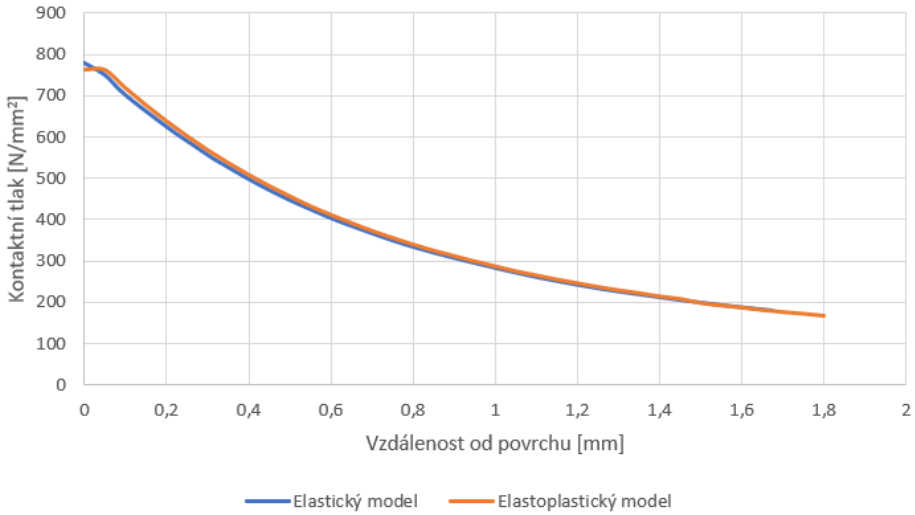
Dalším krokem bylo zanesení tvrdosti do modelů (viz kapitola 6), které představuje kalení, a tedy větší odolnost vůči tlaku. V grafech 13-18 jsou vyneseny hodnoty jednotlivých kontaktů odečítány po povrchu tělesa v oblasti kontaktu a do hloubky od čela tělesa.

Prvním je případ dvou disků, kde jsou hodnoty kontaktního tlaku nejnižší. V elastickém modelu je nejvyšší hodnota tlaku 778 N/mm^2, tato hodnota se po přidání kalené vrstvy změní pouze o 14 N/mm^2, a to na 764 N/mm^2. Tento malý rozdíl může být příčinou toho, že se jedná o 2D model.



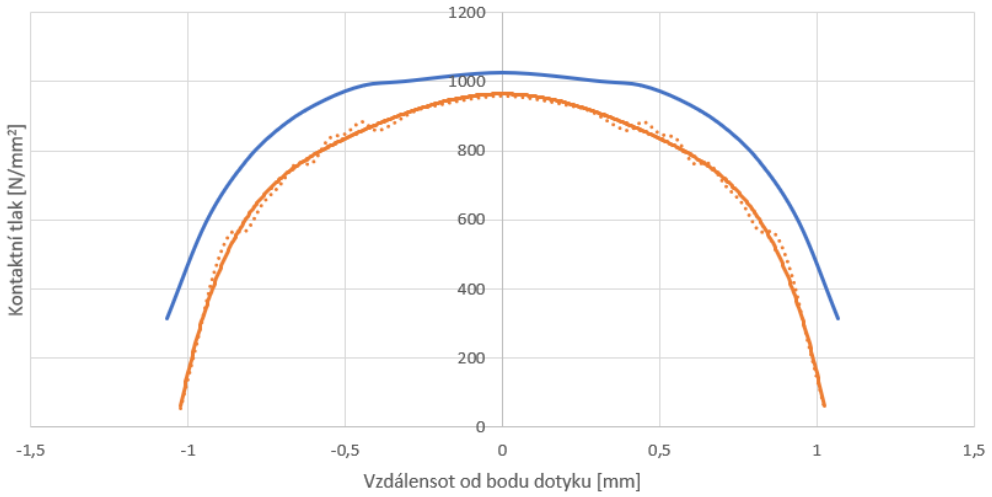
Graf 13: Porovnání elastického a elastoplastického modelu dvou disků po povrchu tělesa

Na grafech 14, 16 a 18 je zřejmé, že tlak se vzdáleností od povrchu tělesa zmenšuje. U kontaktu dvou disků se rozložení tlaku do hloubky též přiliž nezměnilo. Hodnoty se dají považovat za téměř rovnocenné.



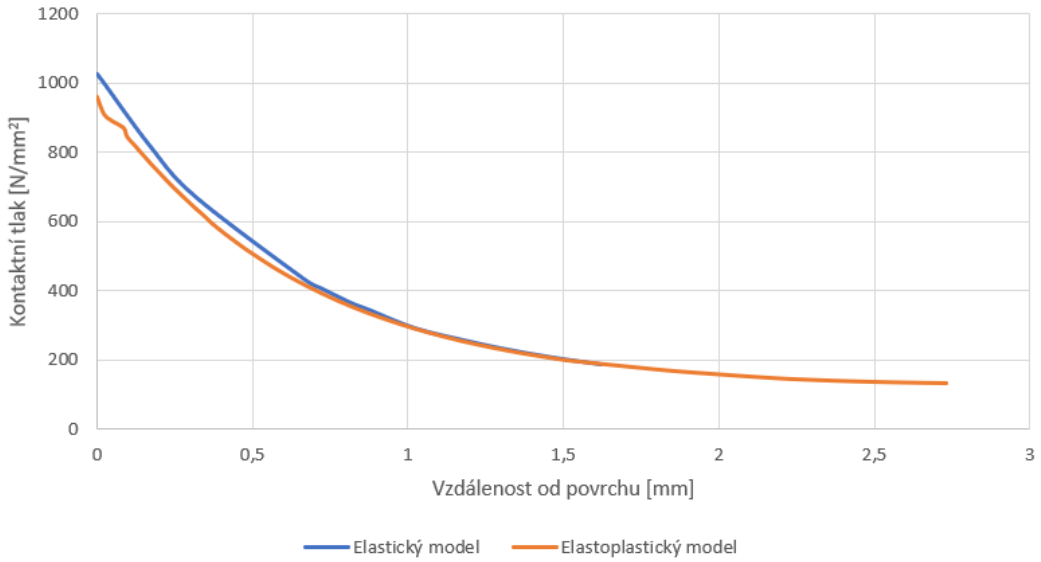
Graf 14: Porovnání elastického a elastoplastického modelu dvou disků do hloubky tělesa

V druhém případě se jedná o kontakt dvou kuželů. Zde už je vidět větší vliv kalené vrstvy než u 2D modelu. V elastické verzi je v kontaktu maximální kontantní tlak 1027 N/mm^2 a po zakalení vrstvy se sníží o 68 N/mm^2 na 959 N/mm^2. Rozdíl je tedy téměř 5krát větší než u kontaktu dvou disků.



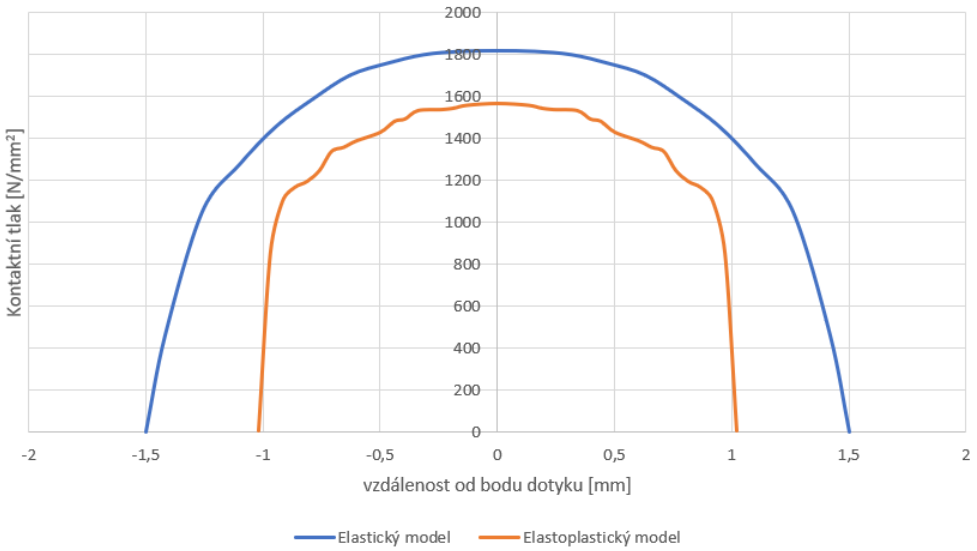
Graf 15: Porovnání elastického a elastoplastického modelu v kontaktu dvou kuželů

Je znatelně vidět, že vlivem kalené vrstvy se změnší šířka kontaktu. Při odečítání hodnot do hloubky tělesa je vidět rozdíl pouze u povrchu tělesa, do necelého prvního milimetru. Poté už se hodnoty sjednotily s elastickým modelem.



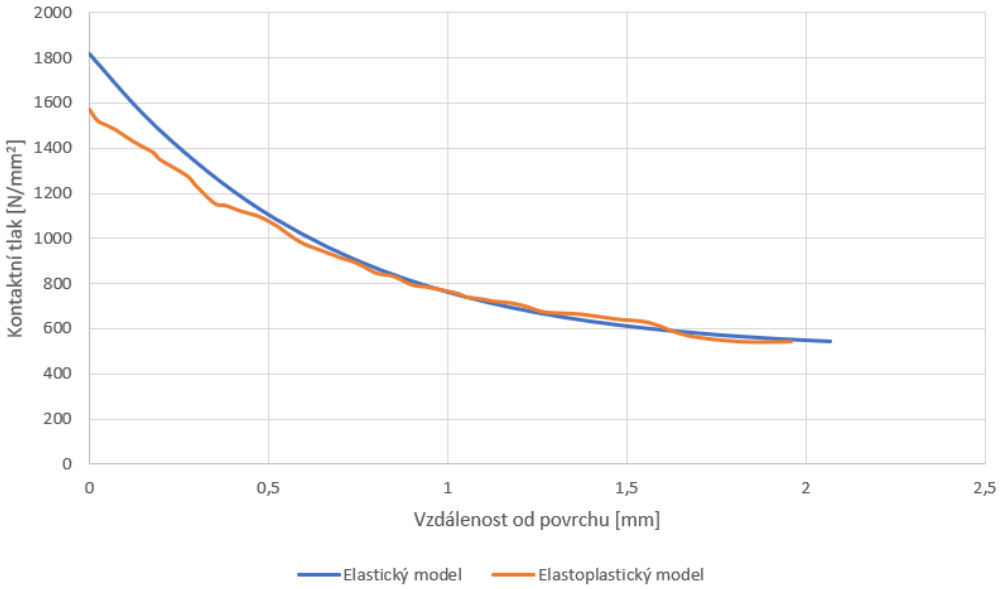
Graf 16: Porovnání elastického a elastoplastického modelu v kontaktu dvou kuželů

U kontaktu kužele s bombírovaným kuželem je vidět, že pokles tlaku po kalení je největší ze všech třech zkoumaných modelů. V elastickém stavu byl kontaktní tlak 1819 N/mm^2 a po technologickém zpracování se snížil na 1569 N/mm^2. Tlak se tedy snížil o celých 250 N/mm^2.



Graf 17: Porovnání elastického a elastického modelu v kontaktu kužele a bombírovaného kužele

V následujícím grafu, kde jsou vyobrazeny hodnoty kontaktu kužele a bombírungu do hloubky tělesa, je opět vidět rozdíl hodnot pouze do hloubky jednoho milimetru. Dále už se hodnoty téměř neliší a tvoří takřka jednu křivku.



Graf 18: Porovnání elastického a elastoplastického modelu v kontaktu kužele a bombírovaného kužele

9 Závěr

Pro již navrhnuté zkušební zařízení pro testování třecích dvojic variátoru (viz [22]) bylo nejprve vybráno vhodné mazivo, které je kompatibilní s extrémními tlaky, teplotou a zároveň bude udržovat vysoký třecí koeficient, který je v těchto mechanismech důležitý pro přenášení trakční síly. Jako nejvhodnější trakční kapaliny se ukázal Santorac 50 a TDF - 88. Oba mají schopnost dosáhnout trakčního koeficientu 0,1. Je dokázáno, že za rotace je trakční koeficient vyšší (viz obr. 11). V případě třecích převodů jsou tato maziva využívána pomocí elastohydrodynamického mazání.

Pro výrobu třecích dvojic do variátorových převodovek byly vybrány oceli 14200, 15330, 12050, 15142 a 16220. Tyto materiály byly mezi sebou porovnávány v ohledu na velikost kontaktní plochy, kterou vytvoří po zatížení a velikosti maximální kontaktního tlaku. Ve výsledku vyšlo, že záleží pouze na tom, jak se tlak dokáže rozložit. Největší tlak vznikne při zatížení kola z oceli 12050, a to proto, že kontaktní plocha je velmi malá. V praxi je upřednostňována schopnost rozložit tlak do větší plochy a tím zmenšení kontaktního tlaku. Toto z těchto pěti materiálů nejlépe splňuje ocel 16220.

Kontaktní tlaky jsou zkoumány pomocí modelů, které byly vytvořeny přímo v prostředí Abaqus. Jedná se o kontakt dvou disků, dvou kuželů a kužele s kuželem bombírovaným. Nejprve byly výsledky porovnány s analytickými výpočty. Rozdíly, které mezi nimi nastaly se dají vysvětlit tím, že vztahy nejsou přesně dané. V mnoha publikacích se liší a je těžké určit přesně ty, které by byl nejsprávnější. Pro tuto práci byly použity ty, které se nejvíce blížily k hodnotám z Abaqusu. Vyhodnocení jednotlivých parametrů je již popsáno (viz kapitola 6.1.).

Modely byly nejprve vytvořeny jako čistě elastické, kde bylo pozorováno, jak se průběh změní po přidaní rotace. Výsledkem je, že bod největšího kontaktního tlaku se posunul cca o 0,2 mm směrem rotace. Jinak hodnoty zůstávají stejné. Případné nepřesnosti jsou následkem nepřesného rozložení sítě a tím i odečítáním hodnot.

Aby mechanismus mohl být zatěžován věším tlakem, a byla tedy i větší trakční síla, je na místě, aby tělesa podstoupila zušlechtění. Tělesům byla přidána vrstva, představující vrstvu kalenou. Elastické modely byly rozděleny na vrstvy po 0,05 mm do hloubky 3 mm. Tyto vrstvy představují odlišné vlastnosti téhož materiálu. Hodnoty tvrdosti materiálu byly přepočítány na mez kluzu a mez pevnosti v tahu. Body byly propojeny spojnicí tak, aby představovala křivku napětí-deformace. Výsledkem porovnání elastických a elastoplastických modelů je takový, že největší vliv kalené vrstvy se projevil u modelu kužele a bombírovaného kužele. Těleso bude odolnější vůči tlaku až o 250 N/mm^2.

10 Seznam literatury

[1] ŠAFR, Emil Ing. *Technika Mazání*. 2. doplněné vydání. Praha: SNTL-nakladatelství technické literatury, 1970.

[2] BENDA, Michal. *Variátory a jejich použití.* Plzeň, 2013. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni. Fakulta strojní.

[3] Idemitsu Kosan Co. *TDF´s Superior Traction Coefficient.*In: *Idemitsu.com* [online]. Japonsko. [cit. 10.5.2020]. Dostupné z: https://www.idemitsu.com/business/lube/tdf/traction.html

[4] HERÁK, David, CHOTĚBORSKÝ, Rostislav, SEDLÁČEK, A., JANČA, E.. *Exploitation of Hertz's contact pressures in friction drives.* In: *researchgate.net* [online]. Praha, 2006. [cit. 13. 2.2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/237259655_Exploitation_of_Hertz's_contact_pressures_in_friction_drives

[5] Wikipedia. *Contact mechanics.* In: *wikipedia.org* [online]. [cit. 17.1.2019]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Contact_mechanics

[6] LARSON, Roland. *Elastohydrodynamic Lubrication – Part 1-4.* [online]. *youtube.com* [video]. L-Tube, 2014 [cit. 25.3.2020]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=JCM2YHcd8kU

[7] SOBOLEV, A.V. a RADCHENKO, M.V.. *Use of Johnosn-cook plasticity model for numerical simulations of the SNF shipping cask drop tests.* In: *sciencedirect.com* [online] 2016 [cit.14.5.2019]. Dostupné z: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2452303816301194

[8] *Santolubes.* [online]. Spojené státy americké. [cit.16.5.2020]. Dostupné z: http://santolubes.com/products/santotrac/

[9] ČAPPO. *Maziva.* In: *capo.cz* [online] 26.6.2017 [cit. 16.5.2020]. Dostupné z: Cappo.cz/info/maziva-c137

[10] LOEWENTHAL, Stuart H.. A historical Perspective of Traction Drives and Related Technology In: core.ac.uk [online]. NASA Technical Reports Sever 1983 [cit.3.5.2020]. Dostupné z: https://core.ac.uk/display/10365031

[11] AKCHURIN, Aydar Dr. *Elastohydrodynamic Lubrication (EHL): Theory and Definition* In: *tribonet.org* [online]. 5.2.2017 [cit. 8.6.2020]. Dostupné z: https://www.tribonet.org/wiki/elastohydrodynamic-lubrication-ehl/

[12] COLLINS, Danielle. *What are Hertz contact stresses and how do they affect linear bearings?.* In: *linearmotiontips.com* [online]. 5.8.2019 [cit. 12.5.2020]. Dostupné z: https://www.linearmotiontips.com/what-are-hertz-contact-stresses-how-do-they-affect-linear-bearings/

[13] *Hertzian contact theory* In: *tribonet.org* [online]. 29.10.2017 [cit. 17.4.2020]. Dostupné z: https://www.tribonet.org/wiki/hertz-contact-theory/

[14] WHEELER, Jean-David, VERGNE, Philipe, FILLOT, Nicolas, PHILIPPON, David. *On the relevance of analytical film thickness EHD equations for isothermal point contacts: Qualitative or quantitative predictions?.* In: *researchgate.net* [online]. Francie, 2016 [cit.19.3.2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/311898011_On_the_relevance_of_ana

lytical_film_thickness_EHD_equations_for_isothermal_point_contacts_Qualitative_or_quantitative_predictions

[15] WILLIAMS, J.A, DWYER-JOYCE,Rob. *Contact Between Solid Surfaces.* In: *researchgate.net* [online]. 2000 [cit.11.5.2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/329322908_Contact_between_solid_surfaces

[16] SAMUHELOVÁ, Lenka. *Cementování ozubených kol.* Ostrava, 2015. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

[17] PAVLINA, E.J., VANTYNE, Chester. *Correlation of Yield Strength and Tensile Strength with Hardness for Steels.* In: *researchgate.net* [online]. 2008 [cit.5.6.2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/226657719_Correlation_of_Yield_Strength_and_Tensile_Strength_with_Hardness_for_Steels

[18] CHMELAŘ, J.. *Cylindrical Roller Bearing Hertz Line Contact Modeling and Analysis in Plane.* In: *stc.fs.cvut.cz* [online]. Praha, 2016. [cit. 7.4.2020]. Dostupné z: http://stc.fs.cvut.cz/pdf16/6506.pdf

[19] PONCHIA, Filippo. *Friction CVT.* In: *multibody.net* [online]. [cit. 3.7.2020]. Dostupné z: http://www.multibody.net/teaching/msms/students-projects-2013/friction-cvt/

[20] LOEWENTHAL, Stuart H., ROHN, Douglas A.. *Regression Analysis of traction charactericstics of two traction fluid*. In. *ntrs.nasa.org* [online]. Washington, D.C.: NASA, Technical infomation Branch, 1983 [cit. 26.2.2020]. Dostupné z: https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19830016591.pdf

[21] SPIKES, Hugh. *Basic of EHL for practical application.* In. *researchgate.net* [online]. 2014 [cit. 3.5.2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/264805049_Basics_of_EHL_for_practical_application

[22] PETR, Karel Ing, Ph.D., DYNYBYL, Vojtěch Ing., Ph.D., KAMENICKÝ, Josef Ing. a STARÝ, František Ing. *Návrh standu pro testování třecích dvojic variátoru*. Praha, 30. 8. 2018. Dílčí výzkumná zpráva k projektu TAČR Epsilon č. TH0301005. ČVUT v Praze, fakulta strojní.

[23] HLOŽANKA, Dušan. *Třecí převody.* Ostrava-Vítkovice. 2013. Prezentace pro výuku. Střední průmyslová škola.

11 Seznam obrázků

Obr. 1: Třecí CVT [19] ... 3
Obr. 2: Průběh závislosti koeficientu tření na prokluzu [10] ... 4
Obr. 3: Třecí člen s výměnným obložením a) kolo čelní b) kolo lícní [23] ... 5
Obr. 4: Rozdělení tření ... 7
Obr. 5: Schéma trakčního pohonu ... 8
Obr. 6: Hertzův kontaktní tlak vs. elastohydrodynamický tlak [11] ... 13
Obr. 7: Závislost velikost součinitele tření na tloušťce filmu maziva [6] ... 14
Obr. 8: Typický profil elastohydrodynamického tlaku [21] ... 15
Obr. 9: Typické tvary filmu EHD kontakt a) válec na rovině b) kulička na rovině [21] ... 15
Obr. 10: Obecný motorový převod (1928) [10] ... 16
Obr. 11: Závislost trakčního koeficientu na rychlosti tečení [10] ... 17
Obr. 12: Vliv rotace na maximálního trakčního koeficient trakčních, teplota 80 °C, rychlost 20 m/sec, poměr elipticity 5 ... 18
Obr. 13: Rozložení tlaku v Hertzovým kontaktu a) čárový dotyk b) bodový dotyk [21] ... 20
Obr. 14: Bodový kontakt mezi dvěma koulemi [5] ... 20
Obr. 15: a) elastický kontakt koulí b) výsledek poloeliptického rozložení tlaku [15] ... 21
Obr. 16: Bodový dotyk koule a poloprostoru [5] ... 21
Obr. 17: Čárový dotyk dvou paralelních válců [15] ... 22
Obr. 18: Schéma testovacího zařízení [22] ... 27
Obr. 19: Kontakt kužele s bombírovaným kuželem ... 30
Obr. 20: Nákres geometrie kontaktu disk-disk ... 34
Obr. 21: Geometrie vytvořená v Abaqusu ... 35
Obr. 22: Rozdělení malého disku výsečí ... 35
Obr. 23: Zobrazení svázaní ploch se středy disků ... 36
Obr. 24: Vytvoření kontaktu ... 37
Obr. 25: Nastavení kinematických podmínek ... 37
Obr. 26: Velikosti elementu sítě ... 38
Obr. 27: Vysíťování soustavy dvou disků ... 38
Obr. 28: Výsledek kontaktního tlaku elastického modelu dvou disků za klidu ... 39
Obr. 29: Výsledek kontaktního tlaku elastického modelu dvou disků při rotaci ... 39
Obr. 30: Nákres geometrie kontaktu a) kužel-kužel b) kužel-bombírovaný kužel ... 40
Obr. 31: Kužel a bombírovaný kužel ... 40
Obr. 32: Výběr ploch pro vytvoření kontaktu ... 41
Obr. 33: Svázání ploch se středy těles (RP body) ... 42
Obr. 34: Okrajové podmínky ... 42
Obr. 35: Kinematické podmínky kužele a kužele (bombírungu) ... 43
Obr. 36: Volba velikosti a počtu elementů pro vysíťování v kontaktu dvou kuželů ... 43
Obr. 37: Vysíťování modelu kužel-bombírovaný kužel ... 44
Obr. 38: Kontaktní tlak v kontaktu dvou kuželů za klidu ... 44
Obr. 39: Rozdělení modelu na vrstvy ... 47
Obr. 40: Data plasticity pro vrstvu 30 ... 47
Obr. 41: Rozdělení 3D tělesa na vrstvy ... 48
Obr. 42: Amplitudové nastavení ... 48

12 Seznam tabulek

Tab. 1: Rozdělení třecích převodů 6
Tab. 2: Koeficienty tření různých materiálů 7
Tab. 3: Součinitel tření různých materiálů 8
Tab. 4: Vlastnosti plynných maziv [1] 10
Tab. 5: Rozdělení kapalných maziv [9] 11
Tab. 6: Fyzikální vlastnosti pevných maziv [9] 13
Tab. 7: Vlastnosti trakčních maziv 18
Tab. 8: Vlastnosti vybraných materiálů pro výrobu kontaktních dvojic 24

13 Seznam grafů

Graf 1: Závislost Hertzova tlaku na zatěžovací síle 25
Graf 2: Závislost poměru kontaktní polohy na zatěžovací síle 25
Graf 3: Závislost hloubky kontaktu na zatěžovací síle 26
Graf 4: Závislost kontaktního tlaku na zatěžovací síle v kontaktu dvou disků 28
Graf 5: Závislost napětí VonMises na zatěžovací síle v kontaktu dvou disků 29
Graf 6: Závislost maximálního smykového napětí na zatěžovací síle v kontaktu dvou disků 30
Graf 7: Závislost kontaktního tlaku na zatěžovací síle u kontaktu kužele s kuželem bombírovaným 32
Graf 8: Závislost maximálního smykového napětí na zatěžovací síle u kontaktu kužele a bombírovaného kužele 32
Graf 9: Závislost napětí Von Mises na zatěžovací síle v kontaktu kužele a bombírovaného kužele 33
Graf 10: Závislost meze kluzu na vzdálenost od povrchu tělesa 46
Graf 11: Závislost tvrdosti dle Vickerse na vzdálenosti od povrchu tělesa 46
Graf 12: Průběh kontaktního tlaku po povrchu tělesa 49
Graf 13: Porovnání elastického a elastoplastického modelu dvou disků po povrchu tělesa 50
Graf 14: Porovnání elastického a elastoplastického modelu dvou disků do hloubky tělesa 50
Graf 15: Porovnání elastického a elastoplastického modelu v kontaktu dvou kuželů 51
Graf 16: Porovnání elastického a elastoplastického modelu v kontaktu dvou kuželů 51
Graf 17: Porovnání elastického a elastického modelu v kontaktu kužele a bombírovaného kužele 52
Graf 18: Porovnání elastického a elastoplastického modelu v kontaktu kužele a bombírovaného kužele 52