



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA ZUBOVÉ SPOJKY

STRAIN-STRESS ANALYSIS OF GEAR COUPLING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Róbert Vondra

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Róbert Vondra**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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

Deformačně napěťová analýza zubové spojky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Spojení dvou hřídelů, jejichž vzájemná poloha se během zatížení může měnit, je v praxi realizováno například užitím zubových spojek. Jejich konstrukční návrh z hlediska celého provozního rozsahu je značně problematický. Při jejich vývoji je nutné využívat výpočtové modelování a na jeho základě určit optimální konstrukční návrh spojky pro dané provozní podmínky.

Cíle diplomové práce:

Provedení rešerše.

Tvorba výpočtového modelu zubové spojky.

Provedení deformačně napěťové analýzy.

Provedení citlivostní studie tvaru zubu při rozdílných provozních podmínkách.

Seznam doporučené literatury:

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

SMITH, J.D. Gear noise and vibration. New York: Marcel Dekker, INC. 1999. 186 s. ISBN 0-824--6005-0.

YABIN, G., XIAOHUI Y., ZONGDE F., GUODING C. Comparative analysis of three geometric models for crown gear coupling, Mechanism and Machine Theory, Volume 136, 2019, Pages 269-283, ISSN 0094-114X.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práca pojednáva štúdiu ohľadom kontaktnej analýzy korunových zubových spojok počas simulácie ich pracovných podmienok. Zubové spojky sú vďaka svojmu tvaru zubov na vonkajšej strane ozubenia schopné prenášať vysoký krútiaci moment aj pri nesúosovosti vstupného a výstupného hriadeľa. Z tohto dôvodu je nutné správne navrhnuť tvar ozubenia. Z podstaty použitia zubových spojok plynie široký rozsah pracovných otáčok a prenášaných zaťažení. To môže spôsobovať rad problémov pri nesprávne zvolených parametroch. K najvýznamnejším z nich patrí vznik vibrácií pri zábere ozubenia, sprevádzané hlukom a nadmerným zaťažovaním pripojených komponentov, ako sú hriadele a ložiská. Aj pri použití najmodernejších trendov v oblasti vývoja ozubenia, nie je možné dokonale obmedziť nerovnomernosti chodu. Z tohto dôvodu je nutné už pri návrhu eliminovať cesty, ktorými sa vibrácie šíria. K posúdeniu správneho návrhu ozubenia zubových spojok sa často využívajú technické experimenty, ktoré sú neefektívne a finančne náročné. Za týmto účelom je navrhnutý výpočtový prístup riešenia problematiky popísania kontaktného tlaku na zuboch spojky pri rôznych vychýleniach a zaťaženiach. Model pomáha pochopiť rozloženie kontaktného tlaku pri pracovnom režime vychýlenia a jeho chovanie v rámci rotácie zubovej spojky.

Úvodná časť práce pozostáva zo súčasného stavu poznania zubových spojok a popisu problematiky rozloženia zaťaženia pri účinkoch uhlového vychýlenia, krútiaceho momentu a trenia. V následnej pasáži sú rozpísané tri možné prístupy k problému a to analytický, experimentálny a výpočtový. Práca neskôr ponúka popis a tvorbu dvoch rozdielnych výpočtových modelov, líšiacich sa v inej geometrii tvaru zuba na náboji aj puzdre spojky. Každá geometria bola vystavená rozdielnemu záťažovému momentu, vychýleniu náboja, či rotácii celej zubovej spojky ako celku. Hlavným sledovaným parametrom bol priebeh kontaktného tlaku v každom kroku, pri zmene stupňa naklonenia alebo rotácie modelu. V konečnom dôsledku sú predstavené 3 hlavné súbory výsledkov kontaktného tlaku na zuboch, v spojení s redukovaným napätím vykresleným na ozubených prstencoch. Nechýba vyvodenie výsledkov a vzájomné porovnanie každého záťažového stavu. Výpočtový prístup bol riešený pomocou MKP programu Ansys Workbench.

KLÍČOVÉ SLOVÁ

Korunová zubová spojka, analýza zubového kontaktu, vychýlenie, rozloženie zaťaženia, deformačne-napät'ová analýza, metóda konečných prvkov

ABSTRACT

This thesis deals with the contact analysis study of crown gear couplings during the simulation of its working conditions. The toothed coupling transmits high torque, even when the input and output shafts are misaligned due to outside tooth shape. For this reason, it is necessary to design the gear shape correctly. The inherent use of toothed couplings results in a wide range of working speeds and load transfers. This can cause several problems, if the parameters are selected incorrectly. Among the most significant of these is the generation of vibrations during gear engagement, accompanied by noise and the excessive loading of components, such as shafts and bearings. It is not possible to completely reduce uneven running, even with knowledge of the latest trends in the field of gear development. For this reason, it is necessary to eliminate the paths where the vibrations can propagate during the design itself. Inefficient and costly experiments are often used to determine the correct shape of gear teeth. For this purpose, a computational approach to describe a contact pressure on the teeth of couplings at different misalignment and loads is proposed. The model helps to understand the composition of the contact pressure during the working mode of misalignment and its behaviour within the rotation of the gear coupling.

The introductory part of thesis presents the current state of knowledge of gear couplings and a description of load distribution issues, regarding the angular misalignment, torque and friction. In the following chapter, three possible approaches to the problem are described - analytical, experimental and computational. The following work offers the introduction and creation of two different computational models, varying in different tooth shape on the hub and the sleeve. Each geometry was subjected to a different load moment, a misalignment of the hub, or the rotation of the gear coupling as a whole. The main monitored parameter was the course of contact pressure in each step, when changing the degree of misalignment or the rotation of the model. Finally, three main sets of contact pressure on the teeth are presented, in connection with the reduced pressure plotted on the toothed rings. There is derivation of results and mutual comparison of each load case. The computation approach in FEM program Ansys Workbench was used to solve the problem.

KEYWORDS

Crown gear coupling, tooth contact analysis, misalignment, load distribution, strain-stress analysis, finite element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

VONDRA, Róbert. *Deformačně napěťová analýza zubové spojky*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129734>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 91 s. Vedoucí práce Kamil Řehák.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D. a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 10. septembra 2020

.....

Bc. Róbert Vondra

POĎAKOVANIE

Na tomto mieste by som veľmi rád poďakoval svojmu vedúcemu práce Ing. Kamilovi Řehákovi Ph.D. za jeho odborné vedenie, metodickú pomoc a získané nenahraditeľné informácie počas celej doby našej spoločnej spolupráce.

Ďalej chcem poďakovať mojej rodine, priateľke, kamarátom a všetkým, ktorý mi akokoľvek pomohli počas štúdia až k úspešnému odovzdaniu tejto práce.

OBSAH

Úvod.....	12
1 Súčasný stav poznania	13
1.1 Barelové ozubenie zubovej spojky	15
1.1.1 Modifikácia profilu zuba náboja spojky	15
1.1.2 Modifikácia profilu zuba puzdra spojky	17
1.2 Rozdelenie zubových spojok.....	18
1.2.1 Spojky s prírubovým puzdrom.....	18
1.2.2 Spojky so spojitým puzdrom.....	19
1.3 Funkcia zubových spojok.....	20
1.4 Vysokorychlostné zubové spojky.....	20
1.4.1 Dizajn geometrie	20
1.4.2 Centrovanie zubovej spojky.....	20
1.4.3 Dovoľený krútiaci moment.....	22
1.4.4 Minimálny krútiaci moment.....	22
1.5 Minimálny krútiaci moment na vycentrovanie zubovej spojky	22
1.6 Uhol zaseknutia	23
1.7 Mazanie	24
1.8 Poruchové režimy zubových spojok.....	25
1.9 Účinok zakrivenia zuba	27
1.10 Účinok uhlového vychýlenia	28
1.11 Účinky krútiaceho momentu.....	28
1.12 Účinok trenia	29
1.13 Veľkosť zaťaženia	29
1.14 Analýza penetrácie na bokoch zubov výpočtovým prístupom	29
1.14.1 Penetrácia a kontakt pri nulovom vychýlení.....	29
1.14.2 Maximálna penetrácia pri vychýlení ozubenia	30
1.14.3 Rozloženie penetrácie pri vychýlení na bokoch zubov.....	31
1.14.4 Pohyb penetrácie na zuboch spojky	32
1.15 Distribúcia kontaktného tlaku výpočtovým prístupom.....	32
1.16 Analytický prístup riešenia problematiky zubových spojok	33
1.17 Experimentálny prístup riešenia problematiky zubových spojok.....	36
2 Zjednodušený výpočtový model.....	39
2.1 Úvodná geometria zubovej spojky	39
2.2 Nastavenie kontaktov	43
2.2.1 Počiatočný stav kontaktov	43
2.3 Okrajové podmienky zjednodušeného výpočtového modelu bez naklonenia.....	44
2.4 Prezentácia výsledkov zjednodušeného výpočtového modelu bez naklonenia.....	45
2.5 Okrajové podmienky zjednodušeného výpočtového modelu s naklonením	46
2.6 Prezentácia výsledkov zjednodušeného výpočtového modelu s naklonením	47
3 Výpočtový model prvého záťažového stavu	48
3.1 Výber kontaktných dvojíc	49
3.2 Okrajové podmienky prvého záťažového stavu	50
3.3 Prezentácia výsledkov prvého záťažového stavu	51
3.3.1 Kontaktný tlak v čase 2 sekundy.....	51

3.3.2	Kontaktný tlak v čase 4 sekundy	52
3.3.3	Kontaktný tlak v čase 6 sekúnd	53
3.3.4	Porovnanie priebehu kontaktného tlaku v každom stupni naklonenia	55
3.3.5	Redukované napätie v čase 6 sekúnd	56
4	Výpočtový model druhého záťažového stavu	57
4.1	Okrajové podmienky druhého záťažového stavu	57
4.2	Prezentácia výsledkov druhého záťažového stavu	58
4.2.1	Kontaktný tlak v čase 2 sekundy	58
4.2.2	Kontaktný tlak v čase 4 sekundy	59
4.2.3	Kontaktný tlak v čase 6 sekúnd	60
4.3	Najväčší tlak a výchylka na zuboch	61
4.4	Porovnanie priebehu kontaktného tlaku v každom stupni naklonenia	62
4.5	Porovnanie priebehu kontaktného tlaku v každej sekunde rotácie spojky	63
4.5.1	Kontaktný tlak na vybraných zuboch	64
4.6	Kontaktný tlak v čase 10 sekúnd	66
4.7	Redukované napätie v čase 10 sekúnd	67
4.8	Porovnanie redukovaného napätia počas rotácie	68
5	Výpočtový model spojky novej geometrie	69
5.1	Výber kontaktných dvojíc novej geometrie	72
5.1.1	Počiatočný stav kontaktov	72
5.2	Okrajové podmienky celkového modelu novej geometrie	73
5.3	Prezentácia výsledkov modelu novej geometrie	74
5.3.1	Kontaktný tlak v čase 2 sekundy	74
5.3.2	Kontaktný tlak v čase 4 sekundy	75
5.3.3	Kontaktný tlak v čase 6 sekúnd	76
5.4	Najväčší tlak a výchylka na zuboch	77
5.5	Porovnanie priebehu kontaktného tlaku v každom stupni naklonenia	78
5.6	Redukované napätie v čase 6 sekúnd	79
6	Porovnanie jednotlivých výsledkov simulácií	80
6.1	Porovnanie priebehu kontaktného tlaku pri vychýlení 1 stupňa	80
6.2	Porovnanie priebehu kontaktného tlaku pri vychýlení 3 stupne	81
6.3	Porovnanie priebehu kontaktného tlaku pri vychýlení 5 stupňov	82
6.4	Porovnanie kontaktného tlaku v špecifických miestach na náboji	83
	Záver	84
	Zoznam použitých skratiek a symbolov	91

Úvod

Mechanické systémy akéhokoľvek druhu sa nezaobídu bez prenosu krútiaceho momentu z rotačného motora na akčný člen, ktorý je potrebné dostať do pohybu. Na tento proces je nutné mať vyvinutú spojovaciu komponentu so stabilným záberom, dlhou životnosťou, tichým chodom a bezproblémovými prevádzkovými parametrami. Zároveň sa neustále zvyšujú požiadavky na prenos väčších síl pri nízkych nákladoch a na znižovanie hmotnosti, či zástavového priestoru. Na splnenie prechádzajúcich cieľov je žiadané zvyšovať efektivitu pri návrhu ako aj výrobe spojovacích dielov. V ideálnom nastavení sa návrh spojky zhoduje s výrobným výstupom a nakoniec je identický aj v zmontovanej finálnej zostave. Pri reálnych aplikáciách sa už pri novej zostave stretávame s prítomnosťou určitých nedostatkov, nesúosovosťou a vychýlením spojkových komponentov. Je veľmi žiadané, aby sa spojka pri reálnych pracovných podmienkach dokázala vysporiadať s týmito diferenciami, ktoré vznikajú od návrhu až po finálnu zmontovanú zostavu. Vychýlenia do hodnoty okolo jedného stupňa sú schopné kompenzovať aj pevné zubové spojky, vďaka ich bočnej vôli v ozubení. Pracovné stavy vychýlenia sa dajú kategorizovať na radiálne, axiálne a uhlové vychýlenie, prípadne ich vzájomnou kombináciou. Uhlové vychýlenie dokáže zvládnuť aj spojka s polovičným prevodom ale na prenos pri kombinácii všetkých výchyliek je nutné siahnuť po zubových spojkách s plným prevodom.

Na toto riešenie je ideálnou voľbou využiť korunové zubové spojky, ktoré prenášajú vysoký krútiaci moment pri veľkých pracovných hodnotách vychýlenia a zároveň náročných podmienkach. Zubovými spojkami sa volajú preto, lebo prenos sily z jedného hriadeľa na druhý je skrze nich zabezpečený pomocou členov obsahujúcich evolventné profily zubov. Tieto spojky ponúkajú vysokú únosnosť, ktorá im zabezpečuje dlhšiu trvanlivosť oproti iným druhom. Zároveň ich tvar ozubenia dovoľuje pracovať pri veľkých vychýleniach spojkových hriadeľov. Vzniknuté nesúosovosti sa pohybujú v oveľa väčších hodnotách v porovnaní s nedostatkami pri zmontovanej zostave. Toto zubovým spojkám zaručuje použitie v letectve, námorníctve alebo vlakovej doprave, kde sú požadované zmienené vlastnosti využiteľné pri vysokých rýchlostiach a výkonoch. Na druhej strane im ich najväčšia výhoda, práca pri vychýlení, prináša aj zlyhania prejavujúce sa v 20 % prípadoch. Z tohto hľadiska je dôležité skúmať kontaktný tlak a rozloženie zaťaženia na zuboch spojky pri jej prenose sily s nedokonalým zarovnaním. Pokiaľ nie je známe rozloženie tlaku na všetkých zuboch pri danom krútiacom momente a danej výchylke, tak je len čiastočne možné dôkladne pochopiť životnosť spojky a návrh na jej vhodnú geometriu zubov. Absencia modelu, ktorý by bol schopný prediktívne určovať rozloženie napätia v korunových zubových spojkách, sa prejavuje aj pri návrhu ozubenia, ktoré je sprevádzané častými problémami, pokusmi a omylmi. Zodpovedný návrh ozubeného kolesa s barelovými zubmi zvýši životnosť spojky, čo zníži náklady na náhradné diely ale aj bezpečnostné riziká z hľadiska ochrany obslužného personálu, ktoré mu hrozia pri zlyhaní spojkového člena. Na výkon spojky tohto typu má vplyv veľa ďalších faktorov ako je napríklad tvar zuba, materiál zuba a prevádzkové podmienky.

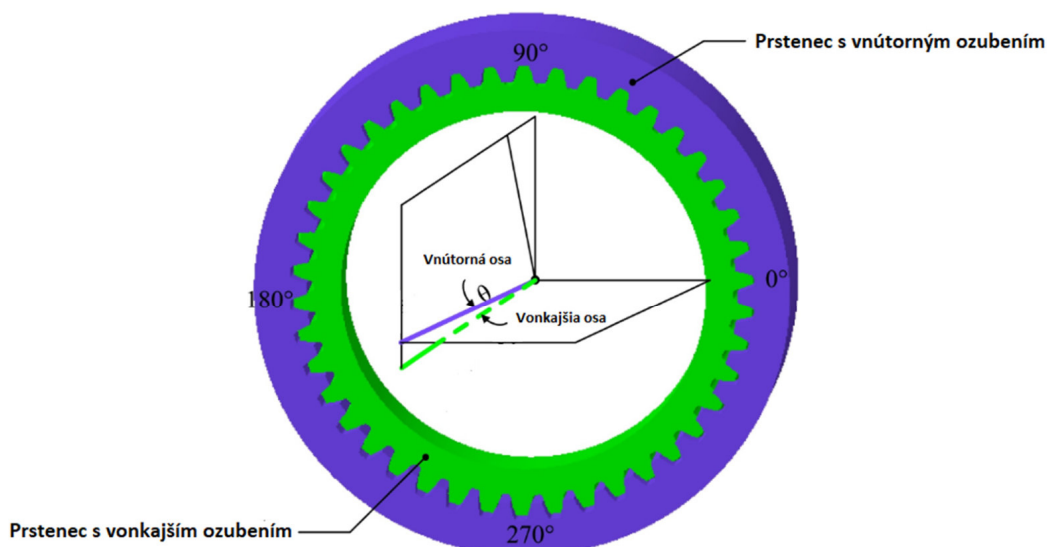
Existujúce štúdie sa venujú problematike rozloženia kontaktného tlaku a pochopeniu jeho správania sa v priebehu vyklápania prstencov, pôsobenia krútiaceho momentu a rotácie na zuboch spojky s korunovým tvarom zubov. Existujú 3 hlavné prístupy, ktoré je možné využiť k popisu problému a to: analytický, experimentálny a výpočtový prístup. Každá spomenutá varianta je v tejto práci obsiahnutá ale s primárnym sústredením na poslednú z troch vymenovaných možností, keďže aj praktická časť je vyriešená výpočtovým prístupom.

1 SÚČASNÝ STAV POZNANIA

Zubové spojky sú využívané vo veľkom rozsahu v mechanických systémoch na prenos rotačného pohybu z jednej rotačnej komponenty na druhú. Hlavnou výhodou zubových spojok je ich vyššia kapacitná únosnosť v porovnaní s inými formami pružných spojok. Táto vyššia únosnosť im zabezpečuje lepšiu trvanlivosť. K ďalším prednostiam patrí možnosť určitého uhlového vychýlenia a relatívneho sklzu zubov voči sebe, aj pri vysokých rýchlostiach a výkonoch. Vďaka týmto vlastnostiam majú zubové spojky široký rozsah použitia v leteectve, vlakovej doprave, v námorníctve alebo vo veternej elektrárni. [1]

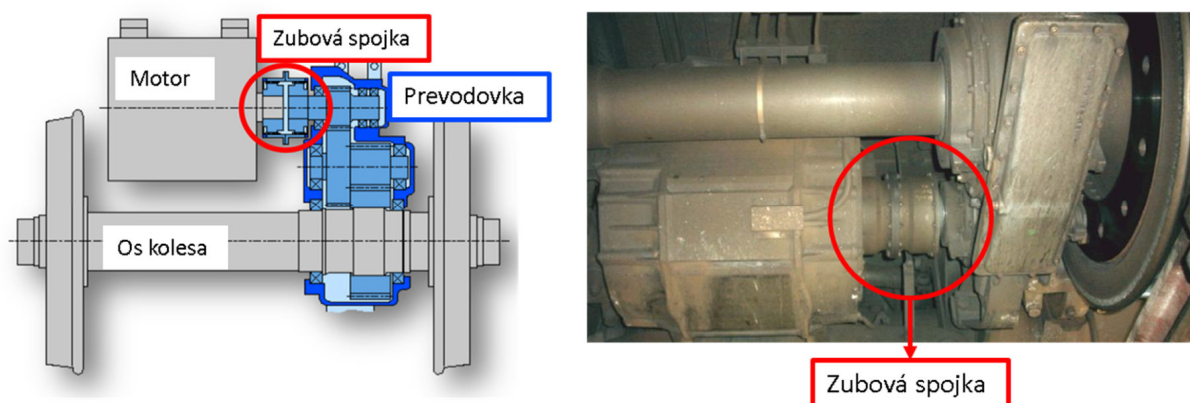
Zubové spojky sa skladajú z dvoch najdôležitejších častí. V anglickej literatúre sú tieto časti nazvané ako „sleeve“ a „hub“, čo v preklade môžeme považovať za „prstenec vnútorného ozubenía“ a „prstenec vonkajšieho ozubenía“ alebo „puzdro“ a „náboj“. Obr. 1 prezentuje zostavu zubovej spojky. [1]

Puzdro je čelné ozubené koleso s vnútorným ozubením a náboj je ozubené koleso s vonkajším ozubením. Toto vonkajšie ozubenie má špecifický tvar, vďaka ktorému je možná uhlová výchylka. Puzdro a náboj zubovej spojky tvoria ozubenú dvojicu, kde je počet zubov vonkajšieho kolesa totožný s počtom zubov vnútorného kolesa. [1]



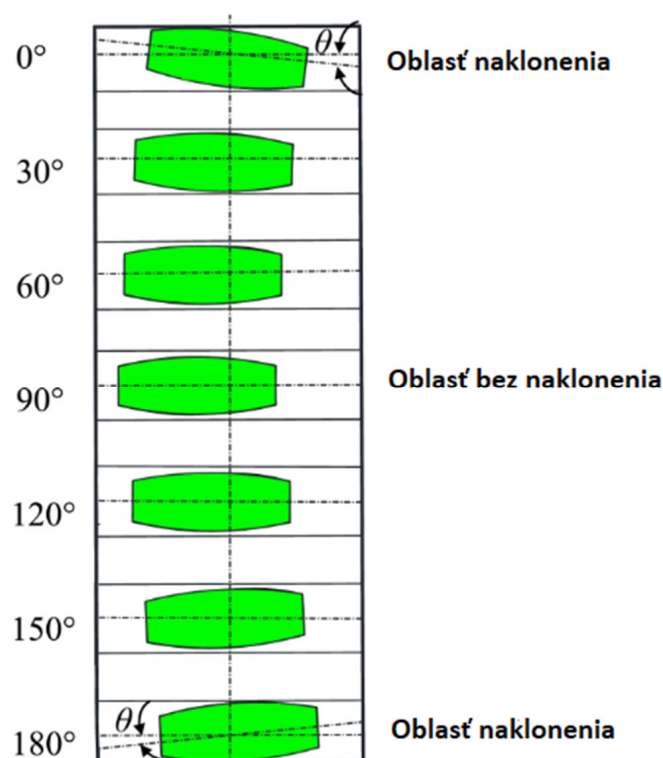
Obr. 1 Zostava zubovej spojky s uhlovým vychýlením [1]

Príklad použitia a umiestnenia zubovej spojky vo vlakovej doprave predvädza Obr. 2. Jedná sa o použitie vo vysokorýchlostnom vlaku, z pohľadu jeho podvozku s axiálne uloženým pohonom, kde je zubová spojka namontovaná na náprave. Obr. 2 ďalej ponúka schému pripojenia spojky v reze medzi komponentami ako je motor a prevodovka. [22]



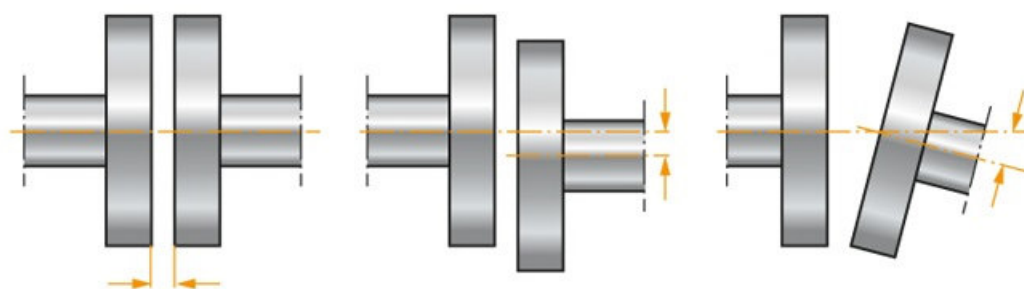
Obr. 2 Schéma uloženia zubovej spojky (vľavo) a pohľad na jej namontovanie na náprave (vpravo) [22]

Pohyb zubovej spojky sa radí medzi zložité priestorové pohyby. Obecne sú to pohyby v axiálnom aj radiálnom smere, uhlové vychýlenie a ich vzájomná kombinácia. Relatívny pohyb vnútorného a vonkajšieho ozubení sa dá rozdeliť na kývavý a otáčavý pohyb vo vychýlenom stave. Zubová spojka vykoná v polovičnom cykle záberu niekoľko druhov pohybov. Čistý otáčavý pohyb, čistý výkyvný pohyb a zložený pohyb. Priebeh schémy pohybu je znázornený na priloženom Obr. 3. [1], [2]



Obr. 3 Pohybový diagram zubovej spojky [1]

Správna činnosť zubovej spojky vyžaduje vysokú mieru kapacity pri absorbovaní vychýlenia a čo najnižší kontaktný tlak, k čomu im pomáha štruktúra zubov náboja spojky. Ako je vidieť na Obr. 4 nižšie, výkon je možné plynulo prenášať aj pri vysokom uhlovom, radiálnom a axiálnom vychýlení. [3]

**Axiálne vychýlenie****Radiálne vychýlenie****Uhlové vychýlenie***Obr. 4 Typy výchyliet zubovej spojky [3]*

Barelový tvar náboja spojky umožňuje čo najviac minimalizovať penetráciu zubov, aj keď je medzi nábojom a puzdrom spojky mierny sklon. Celý systém by mal byť navrhnutý tak, aby sa zabránilo deformáciám alebo poškodeniu zubového tvaru počas toho, ako sa povrch boku zuba snaží kompenzovať vysoké napätie spôsobené výchyľkou. [4]

1.1 BARELOVÉ OZUBENIE ZUBOVEJ SPOJKY

1.1.1 MODIFIKÁCIA PROFILU ZUBA NÁBOJA SPOJKY

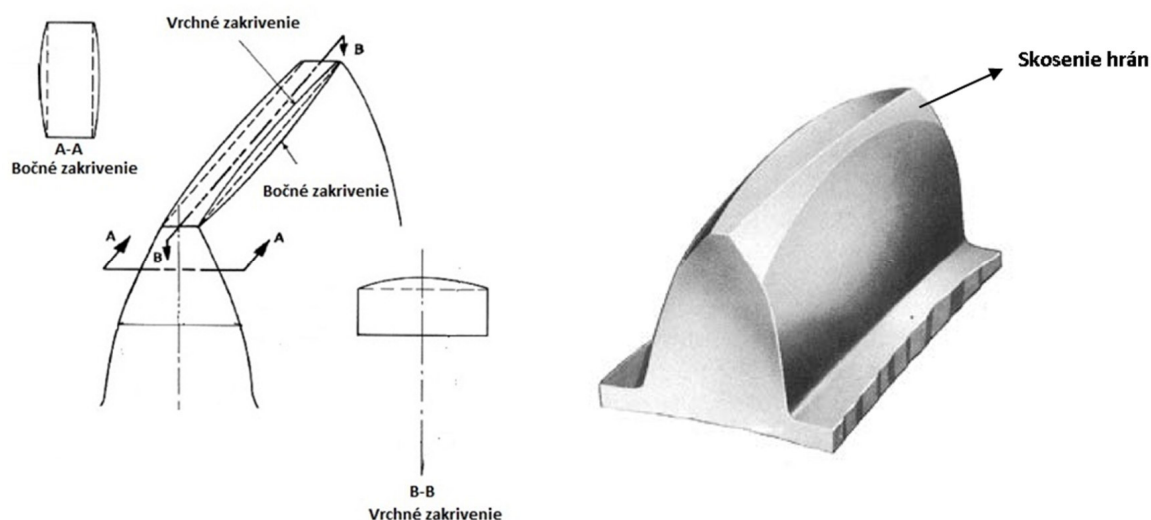
Takýto pohyb náboja zubovej spojky umožňuje zmena geometrie ozubeného kolesa aby sa zaistil optimálny priebeh kontaktného tlaku. Túto techniku nazývame korunovanie alebo barelizácia zuba. Jej podstata spočíva v zmene hrúbky zuba pozdĺž jeho osi. Táto modifikácia eliminuje tlak na krajoch ozubenia a prenáša kontaktný tlak na stred ozubenia pri nevychýlenom stave. Barelové ozubenie sa vytvára obvykle len na prstenci s vonkajším ozubením ale môže sa aplikovať aj na prstenec s vnútorným ozubením. Zuby prstenca s vnútorným ozubením sú vo väčšine prípadoch rovné, s výnimkou skosenia na krajoch zubov. Základnú myšlienku úpravy geometrie zuba ukazuje následný Obr. 5. [5]

**Barelizácia zuba***Obr. 5 Barelizácia zuba [6]*

Zakrivenie alebo barelizácia povrchu zuba náboja zvyšuje schopnosť spojky prenášať vyšší krútiaci moment v stave nakloneného ozubení a aj jej životnosť. Geometria zubovej spojky so zakrivenými zubmi sa vyvíjala počas rokov. Pôvodné mechanizmy mali ozubené kolesá len s priamymi zubmi a ich vyklonenie záviselo čisto na zvolenej bočnej vôli ozubení. Obyčajné zubové spojky sú schopné zvládnuť vychýlenie 1,5 stupňa na záber. Modifikovanejší tvar zuba umožňuje vychýlenie na hranicu 6 až viac stupňov na záber. Takto veľký uhol naklonenia spôsobuje silný oter medzi nábojom a puzdrom, čo urýchľuje opotrebenie zuba a znižuje schopnosť prenášať požadovaný krútiaci moment zubovej spojky. [2], [18]

Úpravy, ktoré pomáhajú zvládnuť aj extrémnejšie vychýlenia spojok zahŕňajú napr.: zvýšenie zubovej medzery, prídavné korunovanie zuba, vytvrdené povrchy zubov, upravené mazanie a zvýšená vôľa medzi nábojom a puzdrom. Ďalšie opatrenie môže spočívať v možnosti vymeniteľných opotrebovaných povrchov zubov. [2]

Barelizácia zuba môže zahŕňať bočné zakrivenie, vrchné zakrivenie a skosenie na ostrých hranách ako predkladá Obr. 6. [2]



Obr. 6 Vrchné a bočné zakrivenie zuba (vľavo) a skosenie hrán (vpravo) [2], [21]

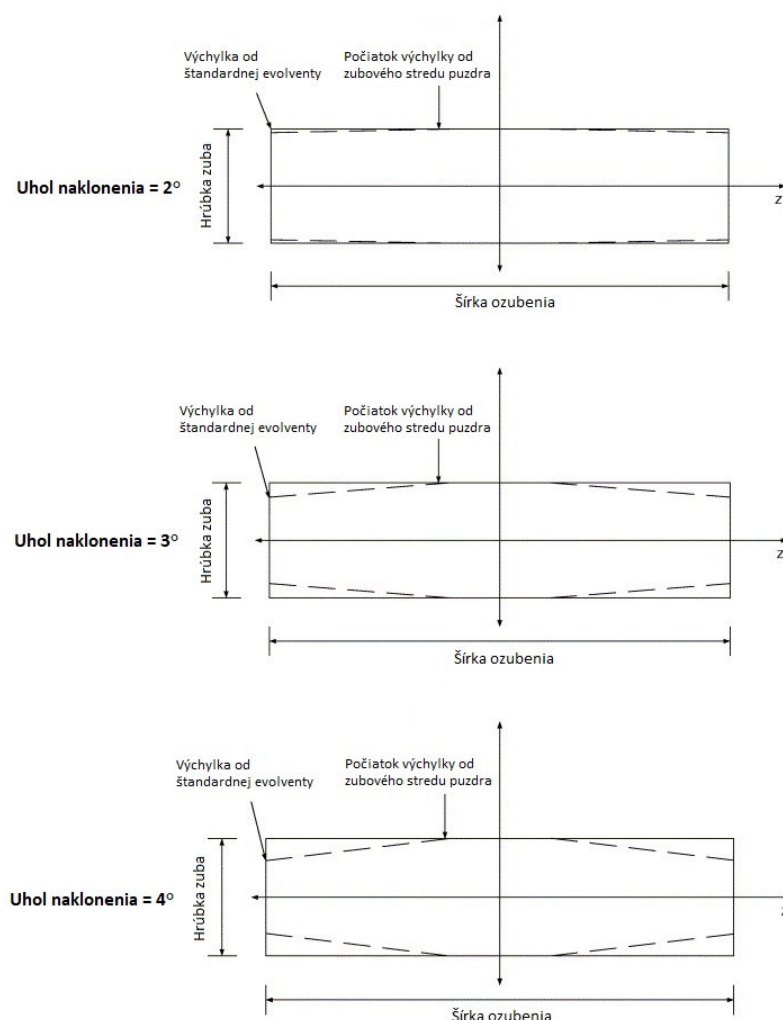
Bočné zakrivenie - boky zubov sú korunované tak, aby bola najväčšia hrúbka zuba sústredená práve na stred zuba. Týmto spôsobom je zaistená väčšia kontaktná plocha na zub a prispieva splniť požiadavky na prenos vyššieho krútiaceho momentu. Zároveň sa vďaka tejto úprave dostáva viac zubov do záberu pri danom uhlovom vychýlení. Barelizáciou boku zuba sa minimalizuje zaťaženie hrán na krajoch ozubení, poskytuje lepšiu distribúciu kontaktu a prispieva sa k zníženiu bočnej vôle. [21]

Vrchné zakrivenie - je korunované s polomerom rovným hlavovej kružnice ozubení. Vrch zakrivenia sa dotýka päťnej kružnice puzdra spojky. To umožňuje znížiť hlavovú vôľu a správne vycentrovať ozubenie pre dobré dynamické vyváženie pri rôznych zaťaženiach a vychýleniach náboja spojky. [21]

Skosenie hrán - bočné plochy zuba sú skosené na hranách a pozdĺž jeho šírky, z dôvodu zabráneniu zasahovania do ozubení náprotivku v podaní puzdra. To zabezpečí skutočný evolventný tvar boku zuba a správny kontakt so zubmi puzdra pri vychýlení náboja. [21]

1.1.2 MODIFIKÁCIA PROFILU ZUBA PUZDRA SPOJKY

Rozloženie hlavovej vôle v prípade zaberajúcich zubov puzdra a náboja je závislé na určitých parametroch ako je uhol vychýlenia komponentov, prevedenie barelizácie ozubenia, zubového modulu a uhlu záberu. Optimálny tvar profilu zuba sa pozná tak, že zaisťuje kontinuálny záber ozubenia a čo najviac zväčšuje oblasť kontaktnej plochy, aby sa znížilo kontaktné napätie. [2] Z tohto hľadiska, by sa mali súčasne optimalizovať profily zubov náboja aj puzdra zubovej spojky. Týmto spôsobom sa zabezpečí správny záber ozubenia, čo vedie k hladkej práci celej zostavy spojenia zubovej spojky. Pre tento prípad je nutné zaviesť barelizáciu ozubenia aj na puzdro spojky, ktoré sa bežne vyskytuje aj s priamym ozubením. Pri barelizácii ozubenia náboja aj puzdra zubovej spojky sa dosiahne hladkého chodu a nedôjde k žiadnemu fyzickému prekryvaniu zaberajúcich zubov pri uhlovom vychýlení. Modifikácia profilu zuba puzdra spojky pre konkrétne hodnoty uhlového vychýlenia sú znázornené na Obr. 7. Jedná sa o hodnoty uhlu naklonenia dva, tri a štyri stupne. Úprava tvaru zuba spočívala v jeho bočnom zakrivení, ktoré ideálne zapadá do tvaru bočného zakrivenia náboja spojky. [2]



Obr. 7 Modifikácia profilu zuba puzdra proti prekryvaniu [2]

1.2 ROZDELENIE ZUBOVÝCH SPOJOK

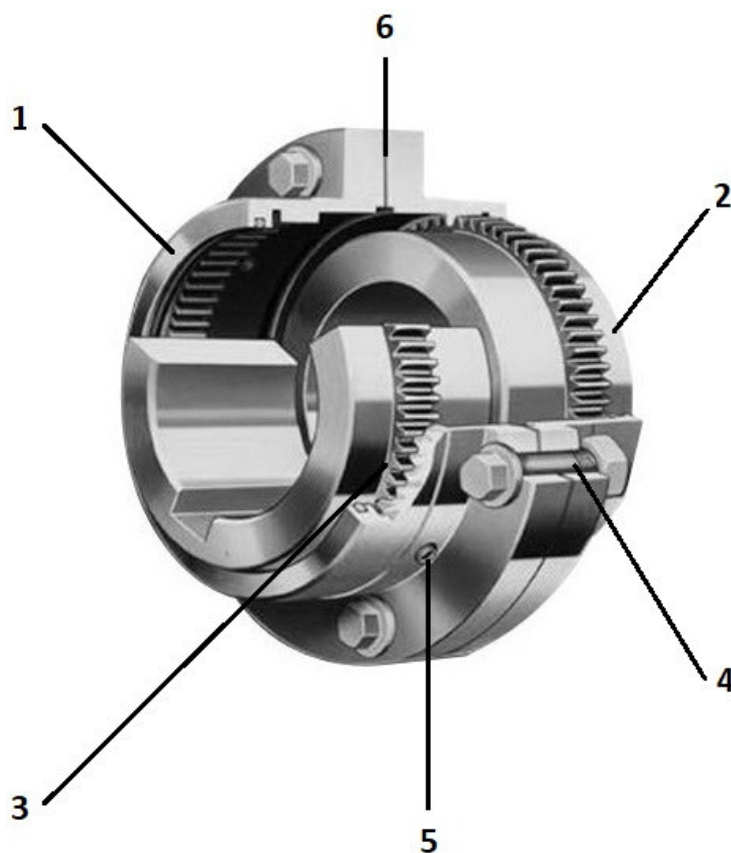
1.2.1 SPOJKY S PRÍRUBOVÝM PUZDROM

Základné rozdelenie zubových spojok vzhľadom na konštrukciu sa dá rozčleniť na zubové spojky s plným prevodom a zubové spojky s polovičným prevodom.

Spojka s plným prevodom má ozubený náboj, ktorý je upevnený v hnacom aj hnanom hriadeli a puzdro, ktoré má ozubenie v kontakte s obidvomi nábojmi. Toto riešenie poskytuje dvojité záber a umožňuje radiálne, uhlové a kombinované vychýlenie. Uvádza sa ešte označenie typu „flex-flex“.

Spojka s polovičným prevodom má ozubený náboj na hnanom hriadeli spolu s ozubeným puzdrom a hnací hriadeľ má pevný náboj. Pevný náboj je priskrutkovaný k puzdru hnaného hriadeľa spojky. Toto riešenie umožňuje len uhlové vychýlenie. Používajú sa pri konfigurácií s plávajúcim hriadeľom, ktorá dovoľuje demontáž stredovej zostavy pre ľahšiu údržbu stroja. Označenie z anglického jazyka uvádza typ „flex-rigid“.

Do kategórie spojok s plným prevodom sa dá zahrnúť dištančný typ spojky, ktorý umožňuje zvýšiť rozstup medzi hriadeľmi. Táto zubová spojka sa skladá zo štandardných plno flexibilných nábojov a puzdier priskrutkovaných ku prírubovej rozpere. Poskytuje plné radiálne, uhlové a kombinované vychýlenie s výhodou ľahšej údržby. [11], [12], [13], [18]



Obr. 8 Zubová spojka s prírubovým puzdrom a plným prevodom [14], kde:
1 - prstenec s vnútorným ozubením (puzdro), 2 - prstenec s vonkajším ozubením (náboj), 3 - „O“ kružkové tesnenie, 4 - skrutkové spojenie, 5 - otvory na mazanie, 6 - tesniaca vložka

1.2.2 SPOJKY SO SPOJITÝM PUZDROM

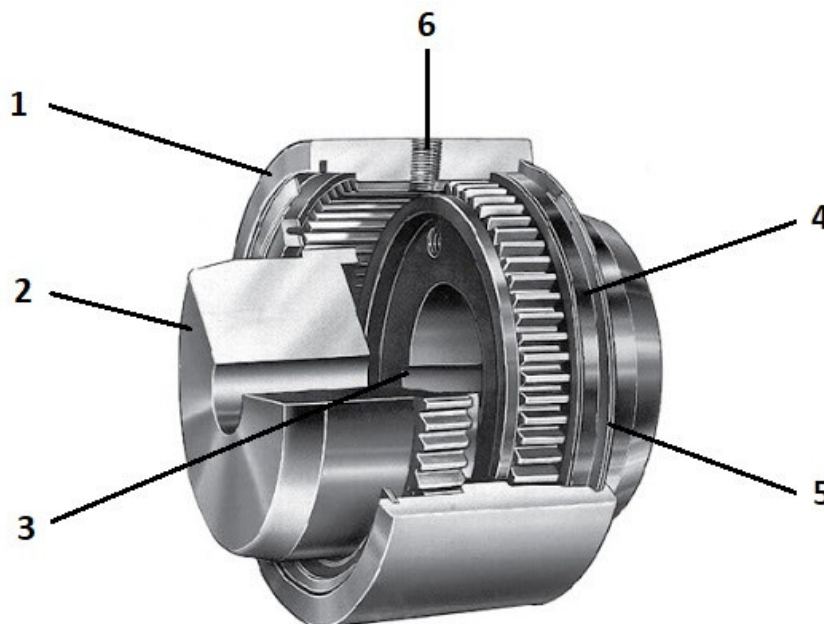
Dajú sa tiež rozdeliť na zubové spojky s plným alebo polovičným prevodom so spojitým puzdrom.

Zubová spojka s plným prevodom so spojitým puzdrom sa skladá z dvoch flexibilných nábojov a jedného puzdra. Umožňuje radiálne, uhlové a kombinované vychýlenie, obdobne ako spojka typu „flex-flex“ s prírubovým puzdrom.

Zubová spojka s polovičným prevodom so spojitým puzdrom sa skladá z flexibilného náboja a tuhého náboja s jediným puzdrom. Jedná sa o obdobu spojky typu „flex-rigid“. Obvyklá aplikácia je uloženie s plávajúcim hriadeľom. Táto konfigurácia zubovej spojky zvládne len uhlové vychýlenie.

Ďalším typom je zubová spojka s plávajúcim hriadeľom spojitého puzdra. Je navrhnutá pre nadmerné vyklonenia a ponúka zväčšenie rozostupu medzi jednotkami. Skladá sa z dvoch zubových spojok s polovičným prevodom so spojitým puzdrom, ktoré sú spojené hriadeľom. Štandardne sú hnacie a hnané konce ako tuhý náboj, zatiaľ čo dva centrálné náboje spojené so stredovým hriadeľom sú flexibilné.

Ako posledný typ je zmienená zubová spojka so spojitým puzdrom a strižnými kolíkmi, ktorá je navrhnutá tak, aby predchádzala poškodeniu pripojených komponentov v dôsledku nadmerného zaťaženia krútiacim momentom alebo náhlým rázom. Strižné kolíky sú navrhnuté a vyrábané na konkrétne zaťaženie, pri ktorom sa kolík ustrihne a preruší sa tok momentu. [13], [15], [18]



Obr. 9 Zubová spojka so spojitým puzdrom a plným prevodom [15], [20], kde: 1 – prstenec s vnútorným ozubením (spojité puzdro), 2 – prstenec s vonkajším ozubením (náboj), 3 – drážka pre pero, 4 – gumové tesnenie, 5 – oceleové poistné krúžky, 6 – otvory na mazanie

1.3 FUNKCIA ZUBOVÝCH SPOJOK

Zubové spojky okrem svojej primárnej úlohy, spájať dva hriadele v mechanických systémoch a prenášať krútiaci moment, prinášajú aj ďalšie sekundárne funkcie: [10]

- redukujú rázy a rázové zaťaženie medzi hriadeľmi
- ochraňujú samé seba pred preťažením, kedy pomáhajú predchádzať nutnosti drahých opráv odpojením alebo prekĺznutím spojenia pri dosiahnutí stanovenej maximálnej dovolenej hodnoty krútiaceho momentu
- presun vibrácií rotujúcich častí
- mechanická flexibilita
- schopnosť pracovať pri vychýlení a pohybe hriadeľov. [10], [17], [19]

1.4 VYSOKORÝCHLOSTNÉ ZUBOVÉ SPOJKY

Vysokorýchlostná zubová spojka by mala byť navrhnutá tak, aby spĺňala tieto požiadavky:

- dostatočná pevnosť a bezpečnostný faktor pre spoľahlivý prenos energie z jedného dielu na druhý
- v podmienkach bez torznej súhlasnej vibrácie systému, by mala byť torzná tuhosť znížená čo najviac ako je možné aby sa zvýšila flexibilita systému. Flexibilita systému obmedzí dynamické zaťaženie, ktoré môže znamenať potencionálne riziko.
- nerovnováha by mala byť obmedzená na nízku úroveň, aby sa znížila odstredivá amplitúda spojky. Udržať systém na nízkej hmotnosti, za účelom zníženia momentu a k zvýšeniu prirodzenej frekvencie, aby sa spojka nedostala do kritickej rýchlosti.
- dobrý mazací systém navrhnutý tak, aby minimalizoval opotrebenie zubov a predĺžil servisný interval. [16]

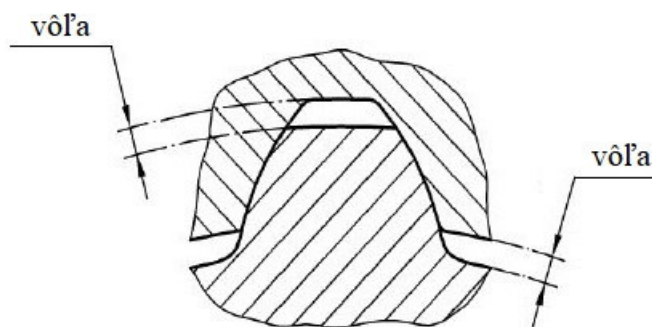
1.4.1 DIZAJN GEOMETRIE

Zubová spojka je navrhnutá vždy s rovnakým počtom zubov na náboji aj puzdre, s totožným modulom a zuby majú obvykle evolventný tvar profilu s uhlom záberu 20 až 25 stupňov. Počet zubov je väčšinou volený medzi 30 až 90, väčší počet zubov sa použije pre vysoké rýchlosti spojky alebo ak je jej radiálny rozmer veľký. Vysokorýchlostné zubové spojky pracujú pri otáčkach do 6000 min^{-1} a konajú vysoký axiálny pohyb. Spojky so strednou rýchlosťou operujú pri pracovných otáčkach do 3000 min^{-1} . [16], [23]

1.4.2 CENTROVANIE ZUBOVEJ SPOJKY

Existujú tri rôzne typy metódy centrovania, a to centrovanie na bok zuba, centrovanie na hlavu zuba a centrovanie na päť zuba:

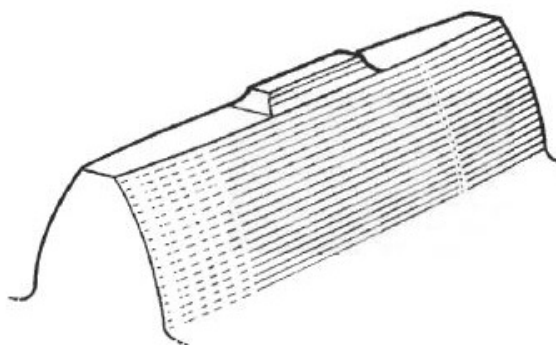
a.) centrovanie na bok zuba – boky zubov slúžia k prenosu síl a súčasne slúžia ako vycentrovanie komponentov. Priemery hlavovej a päťnej kružnice puzdra spojky sa líšia od príslušných priemerov náboja spojky len spodnou vôľou. Vid' Obr. 10. [16]



Obr. 10 Centrovanie na bok zuba [16]

b.) centrovanie na hlavu zuba – zubové komponenty môžu byť navrhnuté tak, že jeden člen je vycentrovaný v najbližšom párovom člene. K dosiahnutiu vycentrovania je praktické zdvihnúť vrchnú časť zuba na vonkajšom ozubení cez časť šírky zuba a vyrobiť drážku na rozstupovej kružnici zuba vnútorného ozubenía puzdra. Medzi hlavovou a pätnou kružnicou vznikne malá medzera. Keď sa určuje hlavová vôľa záberu zubov a centrovanie na hlavu zuba, je potrebné vziať do úvahy nasledujúce stavy:

- montáž komponentov
- stupne voľnosti pre spojkové komponenty počas vychýlenia
- rozšírenia členov spojky počas prevádzky [16]



Obr. 11 Centrovanie na hlavu zuba [16]

Centrovanie na hlavu zuba pre zubové spojky si vyžaduje určité špecifikácie. Musí byť zachovaný fakt, špeciálne pre vysoko rýchlostné spojky, že strediacie priemery majú rôznu rozpínanosť, kvôli meniacim sa tangenciálnym napätiam v spojkových komponentoch a rôznu rotáciu, čo vedie ku zvyšovaniu hlavovej vôle.

c.) centrovanie na päť zuba – návrh metódy je zhodný ako centrovanie na hlavu zuba. [16]

1.4.3 DOVOLENÝ KRÚTIACI MOMENT

Prípustný krútiaci moment M_k [N·m], ktorý je prenášaný cez boky zubov, je možné spočítať analyticky pomocou tohto vzorca:

$$M_k = d * z * b * h * \frac{P}{2000} \quad (1)$$

kde: d – priemer rozstupovej kružnice [mm]; z – počet zubov; b – efektívna šírka ozubení [mm]; h – pracovná výška zuba [mm]; P – dovolený povrchový tlak [N·mm⁻²].

Predložená rovnica predpokladá len ten stav zubovej spojky, keď sú všetky zuby zaťažované rovnomerne a záťaž rozložená na všetky zuby. Keď sa náboj spojky relatívne vychýli oproti puzdru, stáva sa rozloženie záťaže nerovnomerné. Jedná sa o faktor, ktorý má značný vplyv na veľkosť a tvar barelizácie zubov. [16]

1.4.4 MINIMÁLNY KRÚTIACI MOMENT

Pri kludnom stave je puzdro spojky excentrické voči ose otáčania hriadeľa s nábojom, čo je spôsobené vôľou v zuboch. Keď sa spojka začína otáčať, puzdro sa bude točiť excentricky v dôsledku odstredivej sily, tak dlho pokiaľ sa nezačne prenášať krútiaci moment. Minimálny krútiaci moment $M_{k_{min}}$ [N·m], ktorý je potrebný pre vycentrovanie puzdra spojky sa dá vypočítať nasledujúcim vzťahom: [16]

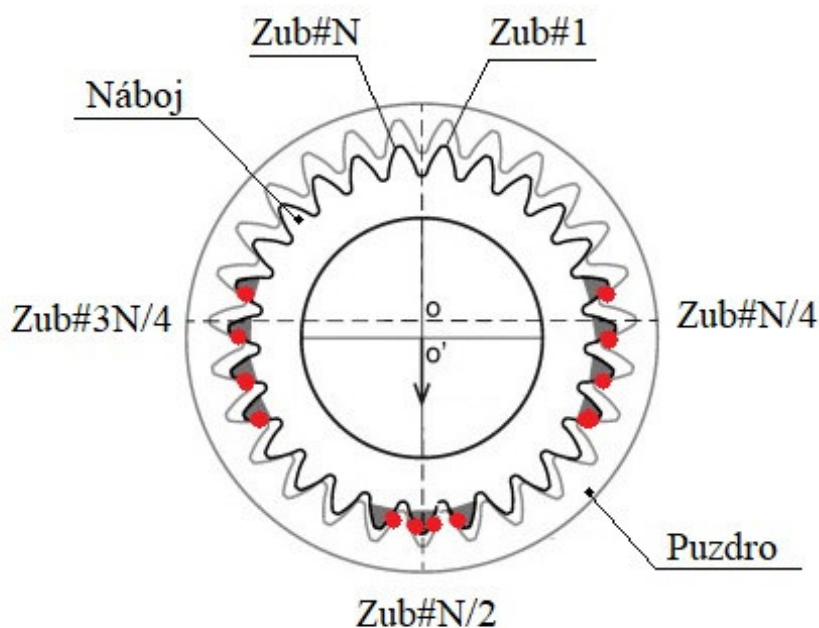
$$M_{k_{min}} = m * e * \omega^2 * \frac{d}{4} * 10^{-6} \quad (2)$$

kde: m – hmotnosť plávajúceho člena [kg]; e – excentricita plávajúceho člena [mm]; ω – uhlová rýchlosť [rad·s⁻¹]; d – priemer rozstupovej kružnice [mm].

1.5 MINIMÁLNY KRÚTIACI MOMENT NA VYCENTROVANIE ZUBOVEJ SPOJKY

Pri veľmi nízkom krútiacom momente náboj zubovej spojky spočíva na zuboch puzdra kvôli svojej vlastnej hmotnosti, čo vedie k excentricite medzi dvoma ozubenými prstencami spojky. Pri rotácii spojky v stave excentricity je vzniknutá pohybová amplitúda o jeden rád vyššia ako počas rotácie s vycentrovanými ozubeniami. Zo zvyšujúcim sa krútiacim momentom je generovaná zdvíhacia sila, ktorá ruší vplyv vlastnej váhy. Po prekročení určitého prahu krútiaceho momentu sa pohyb spojky do vycentrovanej polohy spomaľuje a znižuje. Tento prah krútiaceho momentu je hranicou minimálneho obnovovacieho krútiaceho momentu, ktorý je potrebný na nadvihnutie náboja spojky a vycentrovanie ho na puzdro s hriadeľom. Minimálny obnovovací moment je určený hlavne geometriou spojky a je možné ho analyticky odvodiť. [7]

U zubových spojok, ktoré sa plánujú používať s nízkymi rýchlosťami rotácie, je nutné zohľadniť hmotnosť náboja spojky s hriadeľom. Puzdra spojky sú nesené pripojeným zariadením, zatiaľ čo náboj s hriadeľom je nesený puzdrom. Na Obr. 12 nižšie sú zvýraznené predpokladané kontaktné oblasti pri zohľadnení vlastnej váhy náboja zubovej spojky. Skutočné kontaktné body musia byť určené podrobnou analýzou deformácie zuba. [7]

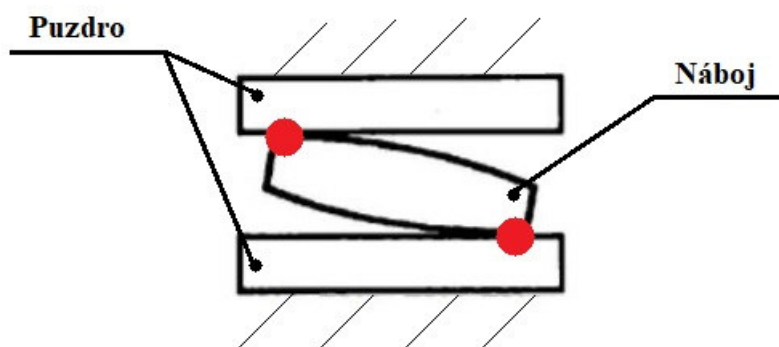


Obr. 12 Náboj spojky dotýkajúci sa puzdra s potencionálnymi kontaktnými zónami [7]

Náboj sa môže opierať o dno puzdra, ak nie je dostatočne dimenzovaná hlavová vôľ'a. Dovolný radiálny pohyb zubov v zábere je lineárne úmerný bočnej vôľi ozubení.

1.6 UHOL ZASEKNUTIA

Uhol zaseknutia definuje hornú hranicu vychýlenia spojkového hriadeľa. Zubová spojka musí byť navrhnutá tak, aby jej uhol zaseknutia bol vyšší ako je predpokladaný maximálny uhol vychýlenia počas pracovných operácií. Situácia zaseknutia, keď sa zub náboja spojky dostáva do kontaktu s puzdrom spojky na hnacej ako aj hnanej strane je, keď sa spojka dostane do uhlu zaseknutia. Uhol zaseknutia a jeho už prehnaný stav ukazuje Obr. 13. [8]

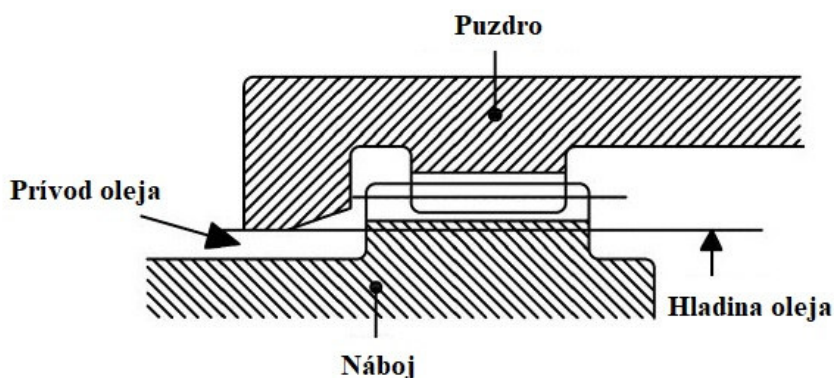


Obr. 13 Nevhodný kontakt na obidvoch stranách boku zuba [8]

Zubová spojka by sa mohla zaseknúť aj v radiálnom smere, ak by relatívny posun medzi nábojom a puzdrom prekročil bočnú vôľu ozubení. Uhol zaseknutia v tomto vysvetlení pracuje len s geometrickými parametrami. Situácia sa môže zmeniť pridaním šírky ozubení náboja alebo puzdra, zmenšením šírky zuba na náboji alebo znížením barelizácie zubov. [7], [8]

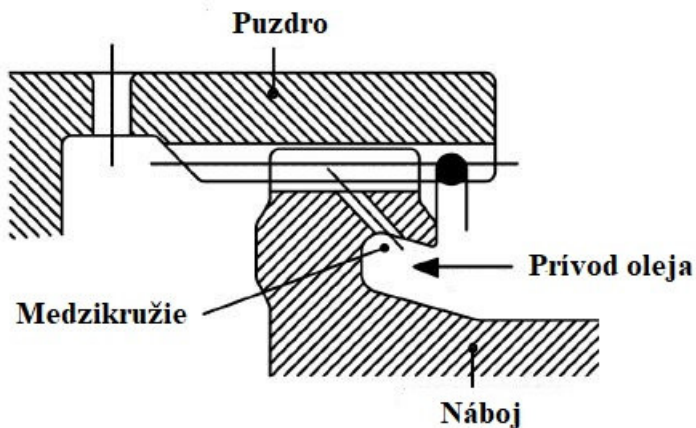
1.7 MAZANIE

Zubové spojky sú vo svojich pracovných podmienkach vždy v stave určitého vychýlenia, čo znamená, že medzi zubmi náboja a puzdra je nepretržitý relatívny pohyb. Kvôli tomuto stavu je nutné zabezpečiť mazanie. Pre vysokorýchlostné aplikácie zubových spojok musí byť mazací olej dodávaný nepretržite. Používajú sa tri rôzne usporiadania pre mazanie spojok, z toho prvý je podľa predlohy na Obr. 14 nižšie. Táto konfigurácia je výhodná kvôli tomu, že sú zuby neustále ponorené v olejovom kúpeli, ktorý vzniká rotáciou spojky. K dostatočnému mazaniu postačuje malý olejový prietok. Nevýhoda spočíva v možnosti odstredenia nečistôt. [16]



Obr. 14 Kontinuálne mazanie zubovej spojky olejovým kúpeľom [16]

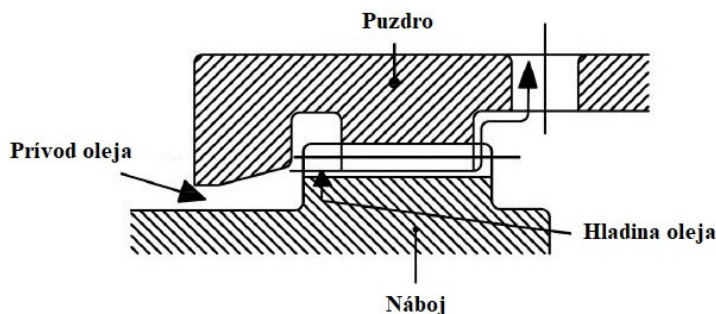
Na nasledujúcim Obr. 15 je vyobrazené mazanie zubovej spojky vhodné pre vysokorýchlostné použitie. Jedná sa o individuálne mazanie každého zuba, nazývané v anglickej literatúre aj ako „anti sludge“, v zmysle „proti usádzaniu nečistôt“. Výhoda tohto riešenia je čiastočné zachytávanie nečistôt v medzikruží. Kanálik na prívod oleja a oblasť okolo neho ostáva čistá, pretože sú nečistoty odvádzané olejom, ktorý má vysokú rýchlosť prúdenia. Toto zabezpečuje, že oblasť okolo zubov spojky ostáva po dlhšiu dobu čistá. Ďalšou výhodou tohto riešenia je, ak olej obsahuje nejakú časť vody, tak je pravidelne vypustená. Nevýhodou danej konštrukcie je



Obr. 15 Individuálne mazanie jednotlivých zubov kanálikom [16]

požadovaný vysoký prietok oleja, pretože len časť z celého objemu oleja sa dostane na boky zubov, ktoré majú byť mazané. [16]

Posledné riešenie mazania zubovej spojky je takmer totožné s prvou variantou, olejovým kúpeľom. Môže byť zavedené jedine pri použití centrovania na hlavu zuba. Náhľad riešenia predstiera Obr. 16. [16]



Obr. 16 Mazanie olejovým kúpeľom v spojení s centrováním na hlavu zuba [16]

1.8 PORUCHOVÉ REŽIMY ZUBOVÝCH SPOJOK

Typickým poruchovým režimom zubových spojok je prípad keď sa zuby opotrebovávajú nesprávnym mazaním alebo nadmerným vychýlením prípadne vzájomnou kombináciou týchto faktorov. Pokiaľ nedôjde k nadmernej bočnej a hlavovej vôli ozubení, ktorá by viedla k vysokým vibráciám alebo pokiaľ sa zuby spojky neopotrebovávajú natolko, až nebudú schopné zaisťovať prenos krútiaceho momentu, príkladom môže byť náboj spojky rotujúci v puzdre na Obr. 17. [24], [25]



Obr. 17 Nadmerne opotrebované zuby na zubovej spojke [25]

Približne až 75% známych porúch zubových spojok je zapríčinených nesprávnym alebo nedostatočným mazaním. V ostatných prípadoch sa jedná o kombináciu rôznych faktorov ale obvykle sa dá určiť primárnu príčinu zlyhania. [24], [25]

V ďalšom prípade sú prísady a nečistoty obsiahnuté v potrebnom mazive oddelené a zachytávané v priestoroch spojky z dôvodu pôsobiacich odstredivých síl pri rotácii, ktoré nahromadením vytvárajú nežiaduci kal. Ako sa narastajúci objem kalu po čase zvyšuje, môže obmedziť axiálny pohyb v ložiskách, iniciovať koróziu na zuboch a urýchliť tým ich oslabenie alebo znížiť prietok maziva. V extrémnych prípadoch môže nahromadený kal dokonca

zablokovať spojku a zabrániť pohybu potrebnému na reakciu pri vychýlení ozubení. Zubovú spojku v stave zablokovania kalom prezentuje Obr. 18. [24], [25]



Obr. 18 Zablokovanie zubovej spojky nahromadením kalom [25]

V inom prípade je možné dostať poruchový stav nedostatočným prísunom maziva do zubového kontaktu spojky. Príkladom môže byť zubová spojka pre špeciálne účely mazaná kontinuálnym prívodom oleja. Pokiaľ je prítok oleja príliš nízky alebo je dýza pre tok oleja namierená na nesprávne miesto, tak sa zvýši trenie medzi zubmi a je urýchlené ich opotrebenie. Ako sa opotrebenie zvyšuje, plocha prierezu zuba sa znižuje, až môže viesť k jeho predčasnému zlyhaniu. [24], [25]

Režim zlyhania zubových spojok môže nastať aj pri inej situácii ako je chyba mazania. Poruchy sú spôsobované aj zvýšením ohybovým napätím smerom ku okrajom ozubení alebo zaťažením na jeho hranách. Pri vysokom vyklonení systému sú na pripojené hriadele a ložiská prenášané obrovské sily. Ak sa opotrebenie ložísk a vychýlenie zvyšuje, tak je ohybový moment na okrajoch ozubení väčší a opotrebenie zubov je urýchlené. Poruchy pri prekročení prahu povoleného vychýlenia predstavujú asi 20% známych porúch zubových spojok. Pohľad na takto opotrebované zuby ponúka Obr. 19. [24], [25]

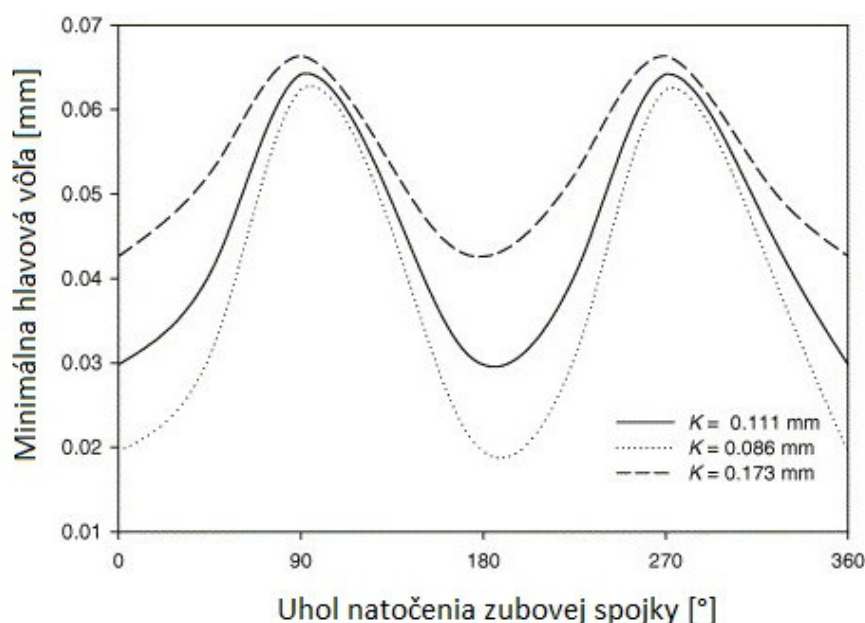


Obr. 19 Oopotrebovanie zubov spojky z nadmerného vychýlenia [25]

Pri akomkoľvek vyššie zmienenom poruchovom režime neostáva opotrebenie len v oblasti zubov ale prenáša sa aj na ďalšie spojkové komponenty. Ohybové zaťaženia pôsobiace na zubové spojky sú výrazné a pripojené súčasti ako hriadeľ a príruby môžu byť oslabené a hrozí ich fatálne zlyhanie. [24], [25]

1.9 ÚČINOK ZAKRIVENIA ZUBA

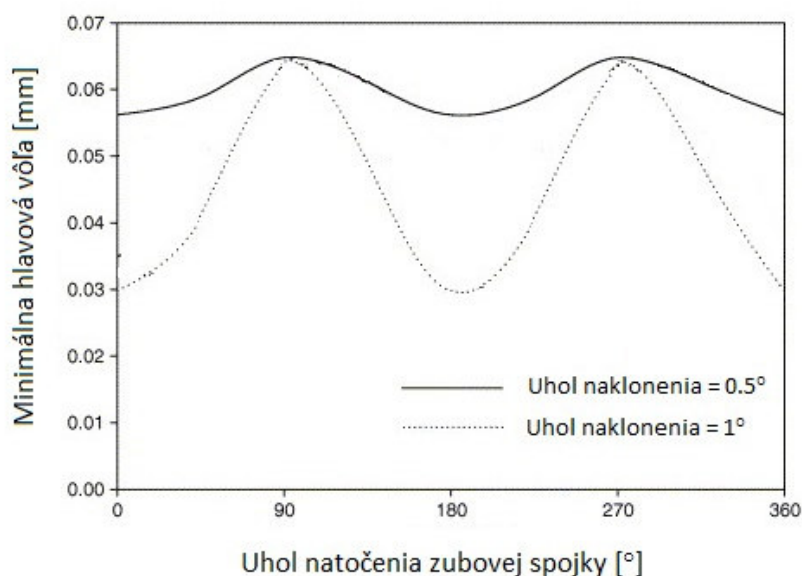
Úprava geometrie zuba jeho zakrivením môže byť prospešná pre záber ozubenia, za predpokladu, že je urobená správne. Pri správnom aplikovaní prinesie lepšie rozloženie hlavovej vôle a rovnomernejšie kontaktné zaťaženie spojené s napätím na zube. Zvolený polomer zakrivenia by mal byť stanovený a nastavený pre čo najlepšie rozloženie hlavovej vôle, pokiaľ možno po celom boku zuba. Na Obr. 20 sú graficky znázornené priebehy hlavovej vôle v závislosti na uhlovom natočení zubovej spojky okolo svojej osi. V grafe sú sledované rôzne veľkosti bočného zakrivenia zuba, označené parametrom K . Analýzou grafu je viditeľné, že zväčšenie veľkosti parametru K má za následok minimalizáciu rozdielu amplitúdy po celom obvode, čo vedie k rovnomernejšej distribúcii hlavovej vôle medzi zubmi v zábere. Najvyššia hodnota hlavovej vôle sa pri úprave geometrie zuba zakrivením výrazne nemení. Na druhej strane je dobré poznamenať, že príliš prehnaná barelizácia geometrie môže spôsobovať nerovnomerné rozloženie hlavovej vôle pozdĺž šírky ozubenia. Z pohľadu vrchného zakrivenia zuba nebol zistený významný vplyv na presun hlavovej vôle a tým pádom aj vplyv na zubový kontakt. [2]



Obr. 20 Vplyv zakrivenia zuba na priebeh hlavovej vôle pri vychýlení zubovej spojky o 1 stupeň [2]

1.10 ÚČINOK UHLOVÉHO VYCHÝLENIA

Schopnosť zubových spojok prenášať zaťaženie aj pri uhlových vychýleniach okolo 1 stupňa sa považuje za praktickú hodnotu. Veľkosť vychýlenia priamo súvisí so stanovením hlavovej vôle. Jej rozdelenie získané zo záberu ozubenia sa počíta za rôznych pracovných podmienok. Stanovenie minimálnej hlavovej vôle je dôležité, pretože ukazuje polohu, v ktorej sa puzdro a náboj dostanú do prvého kontaktu a spôsobujú vysoké kontaktné napätie. Vplyv uhlu vychýlenia na minimálnej hlavovej vôle pre naklonenie 0,5 a 1 stupeň predkladá Obr. 21 nižšie. Z grafu je možné vyčítať cyklické správanie rozloženia hlavovej vôle počas jednej celej otáčky zubovej spojky. [2]



Obr. 21 Závislosť minimálnej hlavovej vôle na uhlovom vychýlení [2]

V prípade, keď je vnútorný aj vonkajší prstenec zubovej spojky voči sebe dokonale vyrovnaný s nulovým naklonením, tak je hlavová vôľa medzi všetkými zaberajúcimi zubmi rovnaká a je rovná polovici bočnej vôle ozubenia. Toto tvrdenie je pravdivé za predpokladu, že je každý zub na náboji centrálnne umiestnený v priestore, ktorý odpovedá záberu zubov puzdra. Rozloženie hlavovej vôle sa počas vychýlenia ozubenia mení. Zmena je závislá na pozícii záberu ozubenia a pozície pozdĺž šírky ozubenia. [2]

Z priebehu grafu je zrejmé, že zväčšenie uhlu naklonenia znižuje minimálnu hodnotu hlavovej vôle, čo vedie k nerovnomernému zubovému kontaktu a zároveň aj rozloženiu zaťaženia. Zväčšením uhlu naklonenia sa taktiež zväčší rozsah rozloženia hlavovej vôle medzi maximálnou a minimálnou hodnotou. Maximálne hodnoty zostávajú nezmenené a takmer identické v oboch prípadoch. [2]

1.11 ÚČINKY KRÚTIACEHO MOMENTU

Zaťaženie spojky stúpa lineárne so stúpajúcim krútiacim momentom. Miera nárastu zaťaženia je závislá na uhlovom vyklonení spojky. Maximálne zaťaženie spojky, pri plnom využití potenciálu uhlového vychýlenia, môže prekročiť referenčný krútiaci moment aj o desiatky percent (14%) [7]. Smer zaťaženia, avšak, nie je zrovnaný s osou vychýlenia. Namiesto toho sa posunie z osi vychýlenia o uhol záberu ozubenia. Zaťaženie spojky môže byť pri určitých pracovných podmienkach počas jej životného cyklu omnoho väčšie. Podmienky s vyšším zaťažením sú napr.: ako pri štarte rotácie, núdzovom zastavení alebo brzdení. [7]

1.12 ÚČINOK TREANIA

Zaťaženie spojky, vyvolané spojením, je kombinácia účinkov uhlového vychýlenia, aplikovaného krútiaceho momentu a trenia. Šmykové trenie je spôsobené axiálnymi pohybmi spojkových komponentov a prispieva k celkovému zaťaženiu zubovej spojky. Koeficient trenia sa bude zvyšovať, ak sa zníži záťažový moment alebo sa zvýši uhlové vychýlenie. [7]

Zo štúdií a skúšobného programu merania trecích síl pri mnoho premenných, zahŕňajúcich závislosť na krútiacom momente, axiálnej rýchlosti, uhlu vychýlenia a mazania, boli vyvedené hodnoty koeficientu trenia. Pri zhoršených podmienkach môže trecí koeficient dosahovať hodnoty 0,16. Pri zavedení lepších podmienok ako je dobré mazanie a vytvrdenie povrchu bokov zuba je možné maximálny koeficient trenia znížiť na hodnotu 0,06. Pre výpočty vo vysokorýchlostných strojných zariadeniach norma odporúča použitie trecieho koeficienta na hodnote 0,25. Zároveň bolo overené, že na hodnotu koeficientu trenia má najväčšiu zásluhu správne zvolené mazanie spojky. [26]

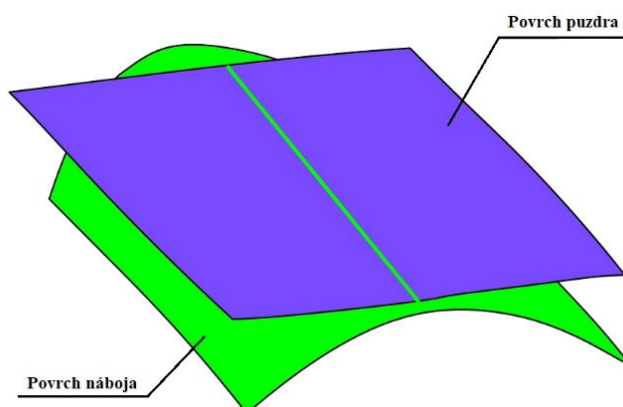
1.13 VEĽKOSŤ ZAŤAŽENIA

Pri určovaní veľkosti zaťaženia, ktoré má byť prenesené cez zuby spojky je hlavným problémom určiť tuhosť zubov. Pri zábere ozubení je na jednotlivé zuby pôsobené kombináciou napätí simultánne. Jedná sa o kombináciu ohybového napätia na päte zuba, šmykového napätia na boku zuba a hertzového napätia na kontaktných povrchoch. Vyklonenie zubovej spojky vytvára rozloženie vôle medzi zubmi v zábere náboja a puzdra, ktoré sa po obvode mení. Tento jav môže spôsobiť nadmerný kontakt alebo na druhej strane stratu kontaktu v závislosti na ich umiestení po obvode spojky. Z tohto hľadiska je vždy dôležité sa zaoberať stanovením rozloženia kontaktného tlaku pred akýmkoľvek výpočtom zaťaženia medzi zubmi v zábere. [2]

1.14 ANALÝZA PENETRÁCIE NA BOKOCH ZUBOV VÝPOČTOVÝM PRÍSTUPOM

1.14.1 PENETRÁCIA A KONTAKT PRI NULOVOM VYCHÝLENÍ

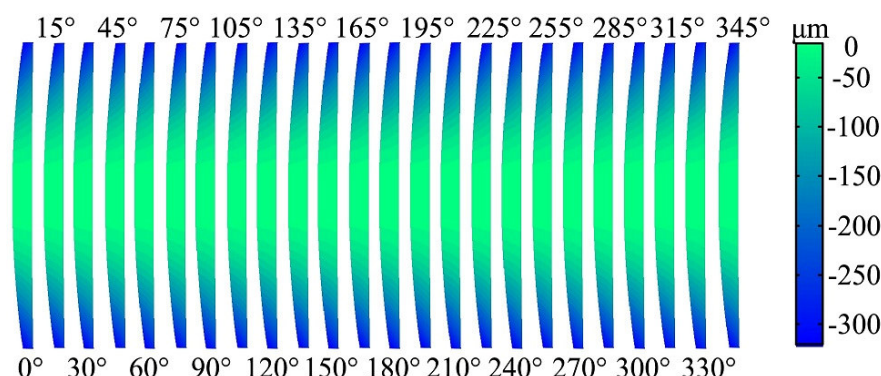
Kontakt medzi povrchom náboja spojky a povrchom puzdra spojky je čiarový kontakt, za predpokladu, že sú tieto dva komponenty voči sebe dokonale zarovnané. Znáznornený stav kontaktu ukazuje Obr. 22. [1]



Obr. 22 Čiarový kontakt medzi povrchom náboja a puzdra bez uhlového vychýlenia [1]

Rozloženie penetrácie na boku zubov náboja pri jeho rotácii o jednu celú otáčku bez vychýlenia sa nemení a sústreďuje sa na strednú časť boku zuba. Na jednotlivých zuboch sa penetrácia

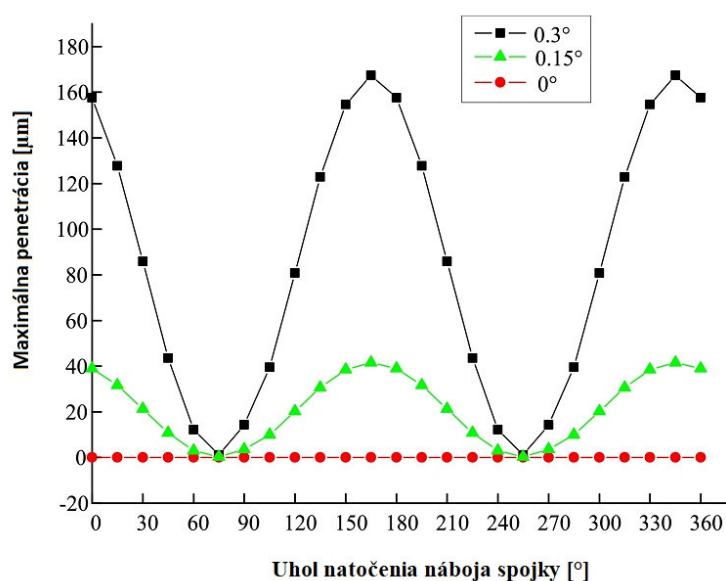
v podstate neprejavuje, ako je vidieť na priloženom Obr. 23 a jej maximálna hodnota je rozložená do všetkých zubov rovnomerne. [1]



Obr. 23 Rozloženie penetrácie na bokoch zubov náboja pri nulovom vychýlení [1]

1.14.2 MAXIMÁLNA PENETRÁCIA PRI VYCHÝLENÍ OZUBENIA

V tejto podkapitole je ukázaný účinok uhlového vychýlenia na priebeh maximálnej penetrácie zubov náboja a puzdra zubovej spojky. Uhlové vychýlenie je v hodnote len do 0,3 stupňa, čo vyšetruje prípad montážnej a výrobnjej nepresnosti, ku ktorej bežne dochádza. Účinok uhlového vychýlenia na priebeh maximálnej penetrácie ako funkciu rotácie náboja spojky, prezentuje Obr. 24. Cyklické správanie v priebehu maximálnej penetrácie počas jednej celej otáčky spojky



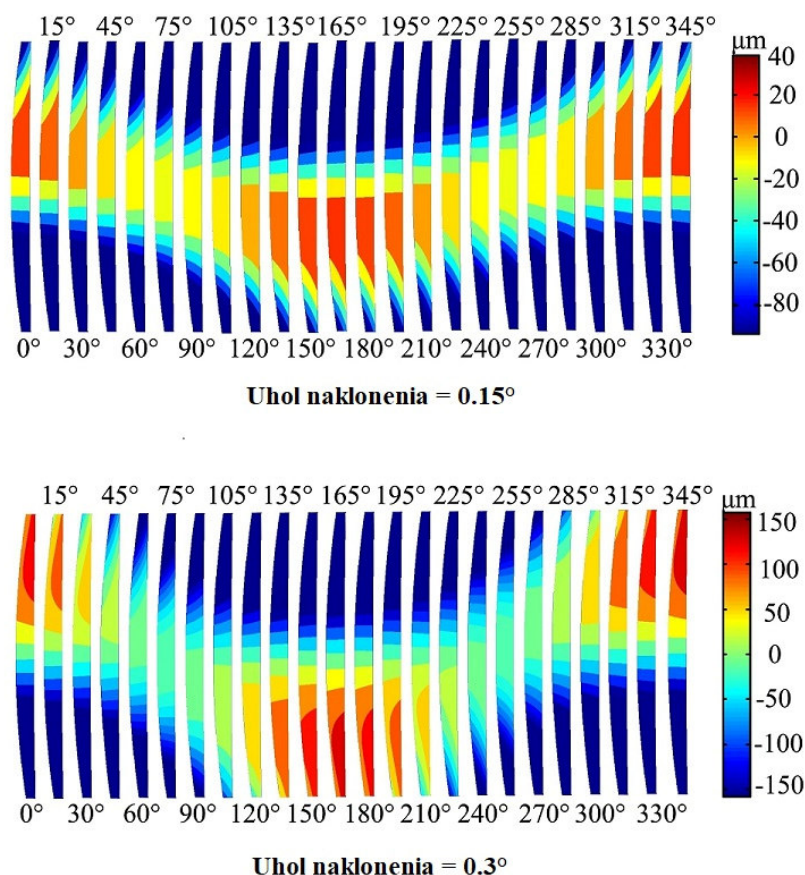
Obr. 24 Závislosť maximálnej penetrácie boku zuba náboja na uhlovom vychýlení [1]

je evidentné. Keď náboj spojky rotuje voči svojmu puzdru bez vychýlenia, tak je maximálna penetrácia na boku zuba medzi všetkými zubmi v zábere rovnaká, rovná nule. Pri zadaní malej výchylky puzdra o uhol 0,15 a 0,3 stupňa, sa situácia mení a maximálna penetrácia začína cestovať z oblasti bez naklonenia do oblasti s naklonením a opačne. Maximálna penetrácia klesá z oblasti s naklonením do oblasti bez naklonenia a stúpa z oblasti bez naklonenia do oblasti s naklonením. Rozdiel medzi maximálnou a minimálnou hodnotou maximálnej penetrácie sa zväčšuje s uhlom vychýlenia počas jednej otáčky zubovej spojky. Minimálne

hodnoty maximálnej penetrácie sa počas rotačného cyklu a rôznych uhloch vychýlenia nemenia. [1]

1.14.3 ROZLOŽENIE PENETRÁCIE PRI VYCHÝLENÍ NA BOKOCH ZUBOV

Stav pri rotácii náboja s určitým vychýlením sa zásadne mení oproti nulovej výchylke. Situáciu pri naklonení o 0,15 stupňa a následne 0,3 stupňa dokumentuje Obr. 25 nižšie. Keď je rozdiel



Obr. 25 Rozloženie penetrácie na bokoch zubov náboja pri uhlovom vychýlení 0.15 a 0.3 stupňa [1]

uhlov rotácie 180 stupňov, tak sa rozloženie penetrácie chová antisymetricky. Pri zvyšovaní uhlu naklonenia náboja spojky sa pozícia rozloženia penetrácie presúva zo strednej časti boku zuba náboja k okraji zuba. Zároveň zvyšovaním uhlu naklonenia náboja spojky sa zvyšujú maximálne hodnoty penetrácie. Miesto hodnoty maximálnej penetrácie sa presúva po dráhe naprieč šírke ozubení náboja. Pri vychýlení náboja je len časť jeho zubov v zábere s puzdrom a rozloženie zaťaženia sa mení. Niektoré zuby sa pohybujú aj mimo kontakt a zvyšuje sa maximálne zaťaženie jedného zuba. V extrémnom prípade je prenášanie krútiaceho momentu realizované až cez krajné hrany zubov a hrozí ich zlyhanie. Väčšie sústredenie maximálnej penetrácie na bokoch zubov náboja spojky je situované na okraji povrchu zubov, bez ohľadu na to aký veľký uhol vychýlenia bol nastavený. [1], [7]

1.14.4 POHYB PENETRÁCIE NA ZUBOCH SPOJKY

Pozícia maximálnej penetrácie na boku zuba náboja spojky mapovaná do roviny je znázornená na Obr. 26 nižšie. Pri perfektnom vyrovnaní náboja s puzdrom nie je maximálna penetrácia na každom zube náboja jediný bod ale skôr línia uprostred zuba, ktorá sa tiahne pozdĺž jeho profilu. [9]



Obr. 26 Poloha maximálnej penetrácie na boku zuba náboja pri nulovom vychýlení [9]

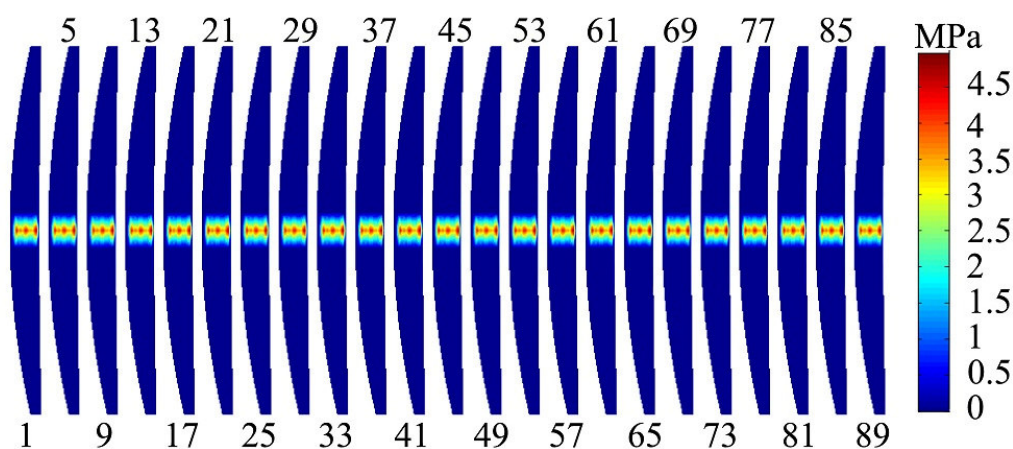
Keď sa náboj spojky presúva z oblasti bez naklonenia do oblasti s naklonením s uhlovým vychýlením 0,2 stupňa, tak sa poloha maximálnej penetrácie presúva z hornej do spodnej časti profilu boku zuba. Následne sa presúva zo strednej časti zuba na koniec pozdĺž šírky ozubenía náboja súčasne. Takýmto spôsobom pozícia maximálnej penetrácie cestuje pozdĺž celého boku zuba náboja spojky. Ukážku pohybu penetrácie po boku zuba náboja prezentuje Obr. 27. [9]



Obr. 27 Poloha maximálnej penetrácie na boku zuba náboja pri uhlovom vychýlení 0,2 stupňa [9]

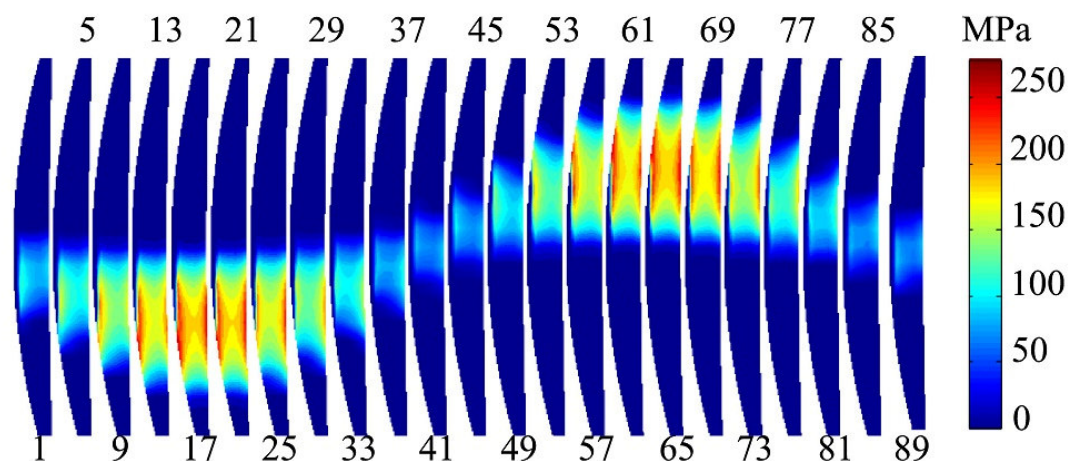
1.15 DISTRIBÚCIA KONTAKTNÉHO TLAKU VÝPOČTOVÝM PRÍSTUPOM

Rozloženie kontaktného tlaku pri nulovom vychýlení predkladá Obr. 28. V tomto prípade sú všetky zuby náboja v priamom, čiarovom kontakte a krútiaci moment je prenášaný rovnomerne cez všetky zuby. [9]



Obr. 28 Rozloženie kontaktného tlaku pri nulovom vychýlení náboja spojky [9]

Akonáhle nie je náboj spojky s puzdrom dokonale vyrovnaný, tak sa kontaktný tlak presúva smerom k okrajom zubov ako je vidieť na Obr. 29. Je badateľné, že nie sú všetky zuby náboja v zábere s puzdrom spojky. Vo výraznejšom kontakte sú len tie zuby, ktoré sa nachádzajú v blízkosti oblasti naklonenia náboja. Zuby v oblasti bez naklonenia sa dostávajú do silnejšieho kontaktu pri zvyšovaní záťaže. [9]



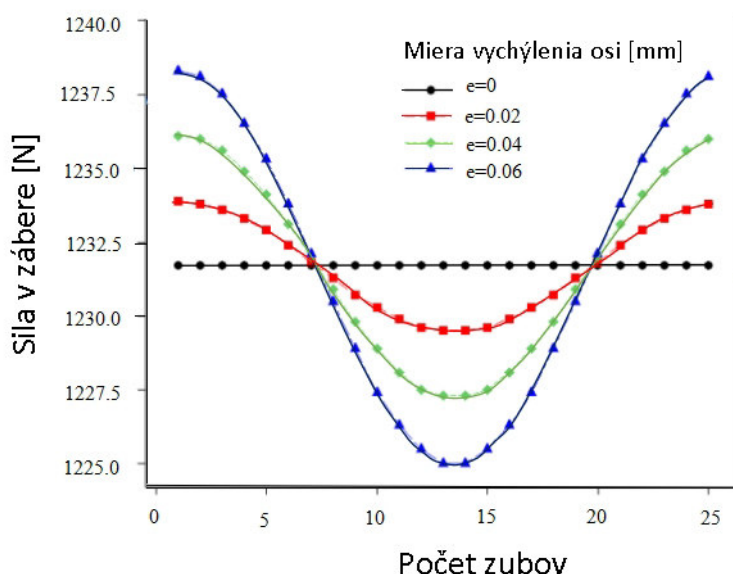
Obr. 29 Rozloženie kontaktného tlaku pri vychýlení náboja spojky o 0,2 stupňa [9]

Zo zvyšujúcim sa záťažovým momentom stúpa aj počet zubov, ktoré sú v kontakte. Taktiež je oblasť kontaktu výraznejšia pri päte profilu zuba a pri hlave zuba, hlavne pri zuboch, ktoré sú v blízkosti oblasti naklonenia náboja. [9]

1.16 ANALYTICKÝ PRÍSTUP RIEŠENIA PROBLEMATIKY ZUBOVÝCH SPOJOK

V tejto podkapitole bude spomenutý aj iný prístup riešenia problematiky na zuboch spojky pri jej vychýlenom ozubení ako doposiaľ predstavený výpočtový prístup. Výpočtovému prístupu je venovaná obsiahlejšia časť teoretickej oblasti práce, nakoľko je tento prístup aplikovaný aj do praktickej tvorby tohto pojednávania. Alternatívnym prístupom k riešeniu je práve analytická metóda, ktorej sa venovali rôzne štúdie.

V článku *Study on the meshing force of misaligned gear coupling* [27] bol použitý teoretický model záberu ozubenia zubovej spojky pri vychýlenom stave na výpočet sily vznikajúcej pri zábere ozubenia a jej variácia s veľkosťou vychýlenia. Zároveň boli tieto výsledky porovnávané s metódou konečných prvkov. Teória vychádza z predpokladu, že každý zub spojky prenáša rovnakú silu pri dokonalom vyrovnaní náboja a puzdra spojky. Tento predpoklad je v praktických aplikáciách nedosiahnuteľný z dôvodov výrobných a montážnych chýb pri skladaní zostavy. [27]



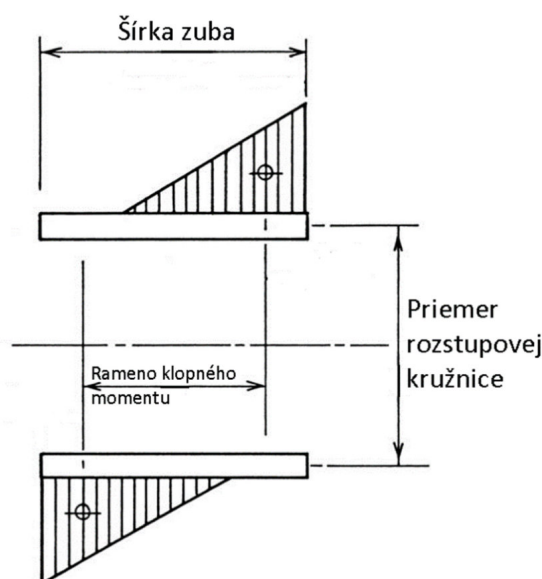
Obr. 30 Teoretický model sily v zábere závislý na počte zubov pri rôznom vychýlení osi [27]

Pri výsledkoch analytického prístupu z Obr. 30 je vidieť, že pri nulovom vychýlení ozubení je sila na zuboch v zábere každého zuba rovnaká a rozložená rovnomerne. Vychýlenie má zjavný vplyv na priebeh sily, ktorá už nebude rovnaká. Maximálna hodnota nastala v opačnom smere od vychýlenia zubov a jej minimálna hodnota je situovaná v smere vychýlenia zubov. S nárastom nesúosovosti je rozloženie sily nerovnomerné a číselný rozdiel je väčší. V prípade vychýlenia vznikne na spojku pôsobenie určitého momentu, ktorý spôsobí, že kontakt a záber ozubení nenastáva v rovnaký čas. [27]

V inej štúdii *Analysis of the Meshing of Crown Gear Coupling* [28] boli vytvorené matematické modely povrchov vnútorného aj vonkajšieho prstenca ozubených kolies zubovej spojky. Príspevok pracuje s dvojmi pojmami relatívnej pozície korunového kolesa a kolesa s vnútorným ozubením. Ak je uhol korunového kolesa medzi spojkovými hriadeľmi v pracovných podmienkach rovnaký ako je pôvodný návrh, tak je chovanie záberu ozubení definované ako konjugovaný stav. V opačnom prípade sa jedná o nekonjugovaný stav. Rovnica konjugovaného povrchu korunového kolesa bola riešená v súlade s princípom ozubení a rovnica nekonjugovaného tvaru bola odvodená od krivky barelizácie kruhového oblúku. Stav záberu konjugovaných a nekonjugovaných povrchov bol analyzovaný pomocou výpočtu kontaktných línií a bodov. S vyvedených záverov sa usúdilo, že záber konjugovaného ozubení vytvára čiarový kontakt a na ozubení sa nachádza niekoľko párov zubov v súčasnom zábere. Zatiaľ čo, pri nekonjugovanom zábere barelovej ozubenej spojky vytvára styk ozubení bodový kontakt a teoreticky sú len 2 páry zubov vo vzájomnom kontakte. [28]

V nasledujúcom pojednávaní s názvom *Misalignment loads in splined gear couplings* [29] sa autori zaoberajú tým, že vyšetrujú stav pri nesprávnom vychýlení spojky, ktorého následkom je prerozdelenie zaťaženia, čo zvyšuje maximálny zubový kontakt a hodnotu ohybového napätia. Nerovnomerne zaťažený zub generuje klopený a trecí moment, ktorý je následne prenášaný skrze pripojené hriadele do ložísk. Toto prídavné zaťaženie môže skracovať životnosť ložiska, pokiaľ nebolo už pri jeho samotnom návrhu s týmto ďalším zaťažením počítané. V štúdií sú matematicky prezentované modely rozloženia zaťaženia na zuboch,

momenty pri vychýleniach a reakcia síl v ložiskách. Na nasledujúcom Obr. 31 je ukázaný model pri predpoklade lineárneho rozloženia zaťaženia pozdĺž šírky zuba. [29]

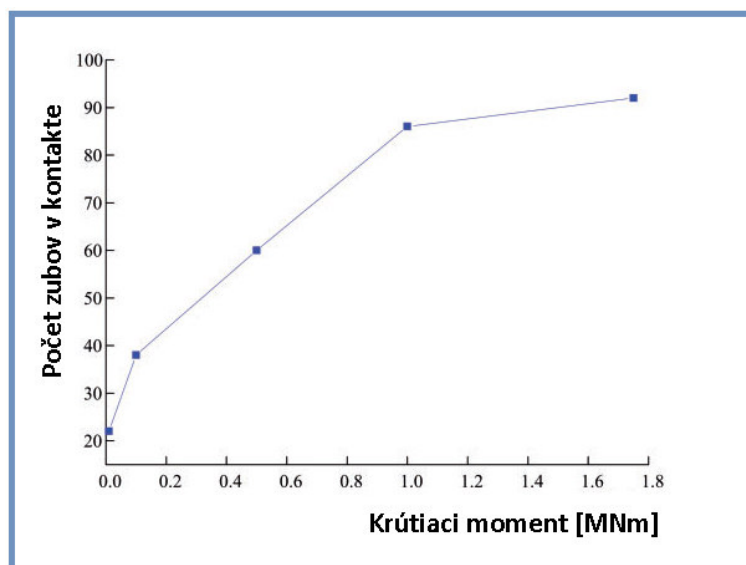


Obr. 31 Rozloženie zaťaženia pozdĺž šírky zuba [29]

Záveru štúdie prínosné pre túto prácu sú nasledovné:

- Ak sú hriadele spojené a zároveň vychýlené pomocou zubových spojok s rovnými zubmi, tak vznikajú prídavné zaťaženia a momenty, ktoré musia byť pri návrhu zohľadnené.
- Vzniknuté reakcie sú závislé na uhle vychýlenia medzi hriadeľmi.
- Za predpokladu úplne tuhých zubov spojky, budú schopné prenášať zaťaženie len dva zuby na oboch stranách ozubenia. Ak však budú zuby dostatočne poddajné, pod vplyvom zaťaženia sa prispôbia a ozubenie bude schopné prenášať silu aj viac ako dvoma zubmi. [29]

Poslednou zmienkou štúdiou je článok s názvom *Effects of misalignment and crowning on contact characteristics of crown gear coupling*. [30] V práci sú predstavené výrobné metódy korunových zubových spojok. Na základe teórie s ohľadom na záber ozubenia a geometriu diferenciálu, boli vytvorené kompletne matematické modely od výrobných nástrojov až po samotnú zubovú spojku s barelizáciou zubov. Následne bol matematický model overený metódou konečných prvkov a jeho vyšetrenie pri uhlovom vychýlení, zaťažení a pozície záberu zubov. Všetky zmienené parametre boli skúmané na rozložení zaťaženia pozdĺž zuba s jeho zakrivením v závislosti na polomere kruhu zaoblenia vrchnej barelizácie zuba. Z výsledkov pri danej geometrii bolo pozorované, že keď je kontaktná poloha 0,2 krát násobku šírky zuba, tak je polomer vrchnej barelizácie ozubenia na optimálnej hodnote. Zároveň bola spočítaná a overená závislosť veľkosti prítomného krútiaceho momentu na počte zubov, ktoré sú v zábere. Presné hodnoty sa nachádzajú na grafe v podobe Obr. 32 nižšie. Počet zubov v zábere ozubenia rastie s rastúcim krútiacim momentom a s klesajúcou hodnotou vychýlenia. [30]



Obr. 32 Vykreslená závislosť počtu zubov v kontakte na krútiacom momente [30]

1.17 EXPERIMENTÁLNY PRÍSTUP RIEŠENIA PROBLEMATIKY ZUBOVÝCH SPOJOK

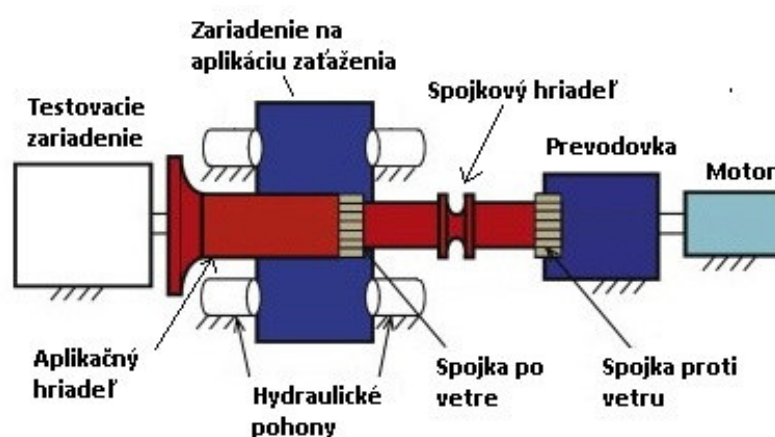
Ďalším možným prístupom ku vyšetrovaniu zubových spojok pri ich vychýlení a študovaní priebehu kontaktného tlaku na ich zuboch je experimentálny prístup. V tejto kapitole budú predstavené niektoré články, ktoré sa zaoberajú týmto smerom. Prvým spomenutým je príspevok s názvom *Experimental and theoretical investigation about reaction moments in misaligned splined couplings*. [31] Kde sa autori venujú nerovnomernému zaťaženiu vznikajúceho pri vychýlení ozubení zubových spojok s rovnými zubmi. Hlavná pozornosť bola venovaná experimentálnemu vyšetreniu klopeného momentu pomocou vyhradeného skúšobného zariadenia k lepšiemu pochopeniu problematiky. Experimentálne skúšky boli realizované pri rôznych zmenách podmienok v podaní uhlu vychýlenia, prenášaného krútiaceho momentu a odolávania tuhosti zubov na pôsobenie klopeného momentu. Testovacie zariadenie použité na experiment je zobrazené na Obr. 33. Disponuje recirkulačnou schémou, ktorá umožňuje znížiť spotrebovávanú energiu. [31]



Obr. 33 Testovacie zariadenie zamerané na zubové spojky s rovnými zubmi [31]

Skúšobné zariadenie sa skladá z dvoch súosových hriadeľov, vnútorného a vonkajšieho hriadeľa. Prítomný generátor vytvára krútiaci moment, ktorým pôsobí na vnútorný hriadeľ a prechádza ním ďalej cez spojku a vracia sa späť vonkajším hriadeľom do generátora momentu. Týmto spôsobom vznikne uzavretá smyčka momentu, ktorá drží testovaciu komponentu pod zaťažením. Vonkajší aj vnútorný hriadeľ sa môže otáčať pomocou elektromotora pripojeného k vonkajšiemu hriadeľu pomocou pásu. Výsledky experimentálneho výskumu ukazujú, že sa klopený moment zvyšuje navýšením uhlu vychýlenia aj krútiaceho momentu. Ovplyníť zaťaženie môže aj tuhosť zubov, a to tak, ak je zub tuhší, zvyšuje sa aj hodnota klopeného momentu. [31]

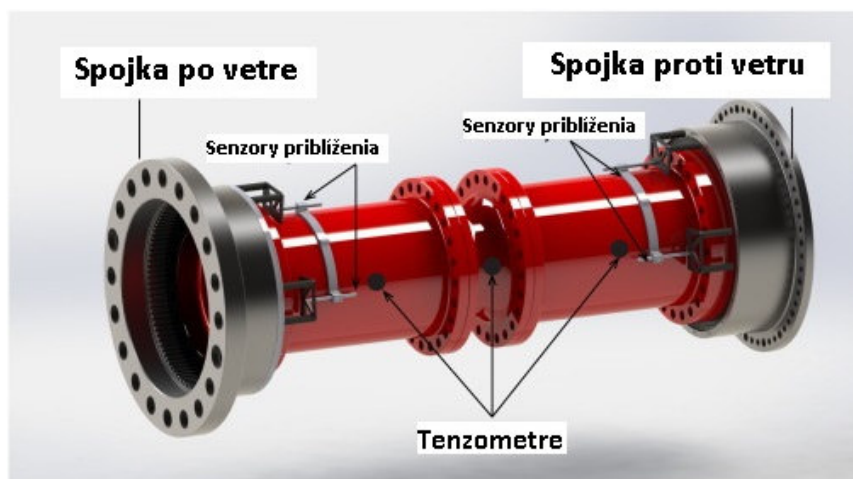
Nasledujúca predstavená štúdia s názvom *Theoretical and experimental study on gear-coupling contact and loads considering misalignment, torque, and friction influences* [7] sa zaoberá teoretickým a následne praktickým overením modelu experimentálnou skúškou, ktorá bude bližšie predstavená. Kontaktný tlak a zaťaženie zubov boli vyšetrované parametrami, ktoré ich najviac ovplyvňujú ako je vychýlenie ozubenia, krútiaci moment a trenie. Dôležitým aspektom zubových spojok je fakt, že pri nesprávnom vychýlení vznikajú nemalé sily a momenty, ktoré sú prenášané na hnací trakt, kde zvyšujú zaťaženie komponentov a môžu viesť k vibráciám. Do projektu boli zapojené 2 spoločnosti a to The National Wind Technology Center a National Renewable Energy Laboratory, ktoré disponujú 2 multimegawatovými dynamometrami. Zubové spojky používané v laboratóriách s výkonom 5 MW sú kľúčové komponenty pri vychýlení a prenášaní krútiaceho momentu z prevodovky dynamometru na testovacie zariadenie počas prevádzky. Experiment vyšetruje výkonnosť a zaťaženie spojok pod vysokým krútiacim momentom od dynamometru v zmiešaných podmienkach. Testovacia zostava s dynamometrom obsahovala korunové zubové spojky umiestnené na každom konci 2,8 m dlhého hriadeľa a spojky sa líšia svojou povolenou výchylkou a bočnou vôľou. Puzdro spojky na hnacom konci hriadeľa má prírubu, ktorá ju spojuje s výstupným hriadeľom prevodovky. Počas prevádzky sa toto puzdro otáča so spojovacím hriadeľom a akýkoľvek malý pohyb je hneď zaregistrovaný. Hnané puzdro je pripevnené k hriadeľu vo vnútri servo-hydraulického zariadenia k aplikácii zaťaženia. Schéma použitého testovacieho zariadenia je na Obr. 34 nižšie. [7]



Obr. 34 Usporiadanie testovacieho stavu dynamometru [7]

K výpočtu veľkosti a smeru vychýlenia každej spojky bolo použitých 5 meraní. Na odvodenie axiálneho a uhlového posunutia medzi puzdrami a nábojmi spojok, boli použité 4 snímače posunutia lineárne variabilného diferenciálneho transformátoru. Usporiadanie snímačov umožňuje vypočítať axiálny posun hriadeľa zo zmien strednej hodnoty signálu. Uhlové

vychýlenie bolo spočítané použitím minimálnej a maximálnej hodnoty, zatiaľ čo smer je možné zistiť z fázového posunutia signálu. Na troch miestach pozdĺž hriadeľa bolo použitých šesť sád tenzometrov k meraniu ohybu a vypočítanie jeho rozdelenia. Následne bol pomocou ohybových signálov a známej geometrie z hriadeľa vypočítaný odhad trenia. Vybavenie umiestnené priamo na spojovacom hriadeľi dokazuje Obr. 35. [7]



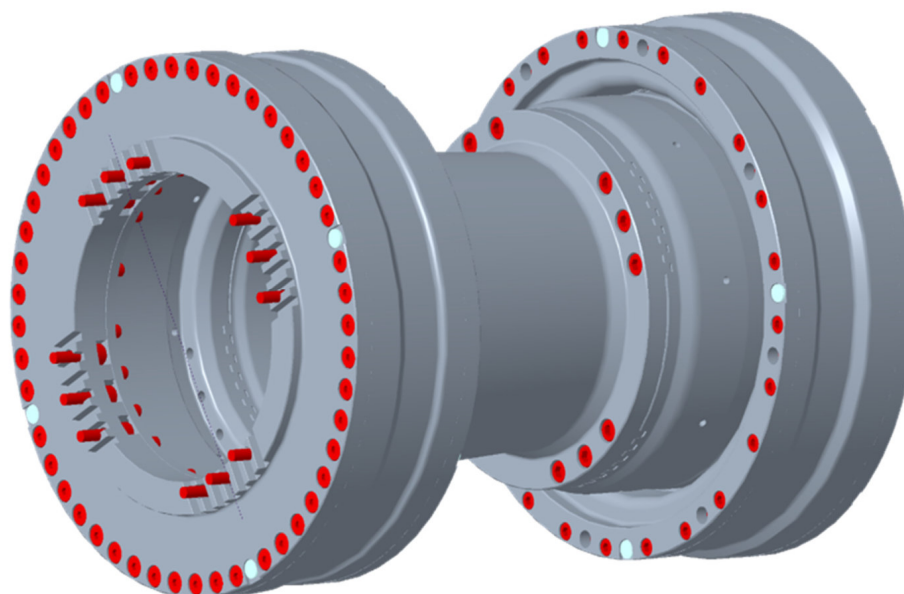
Obr. 35 Prístrojové vybavenie na spojovacom hriadeľi [7]

Zistené závery práce ponúkajú okrem iného aj prehľad správania spojky pri jej vychýlení. Počet zubov v kontakte klesá a zvyšuje sa maximálne zaťaženie jedného zuba. Kontaktná oblasť sa odchyľuje od stredu boku zuba a presúva sa smerom k okrajom zubov, symetricky umiestnených na opačných stranách spojky. V extrémnom prípade sú zuby zaťažené na hranách a hrozí riziko ich zlyhania. Záťaž spojky na jej zuboch je vyvolaná kombináciou vychýlenia, krútiaceho momentu a trenia. Amplitúda zaťaženia sa takmer lineárne zvyšuje s vychýlením a pôsobiacim momentom. Avšak smer zaťaženia sa nezhoduje s osou vychýlenia ozubenia ale namiesto toho sa presunie z osi vychýlenia o uhol záberu. [7]

2 ZJEDNODUŠENÝ VÝPOČTOVÝ MODEL

2.1 ÚVODNÁ GEOMETRIA ZUBOVEJ SPOJKY

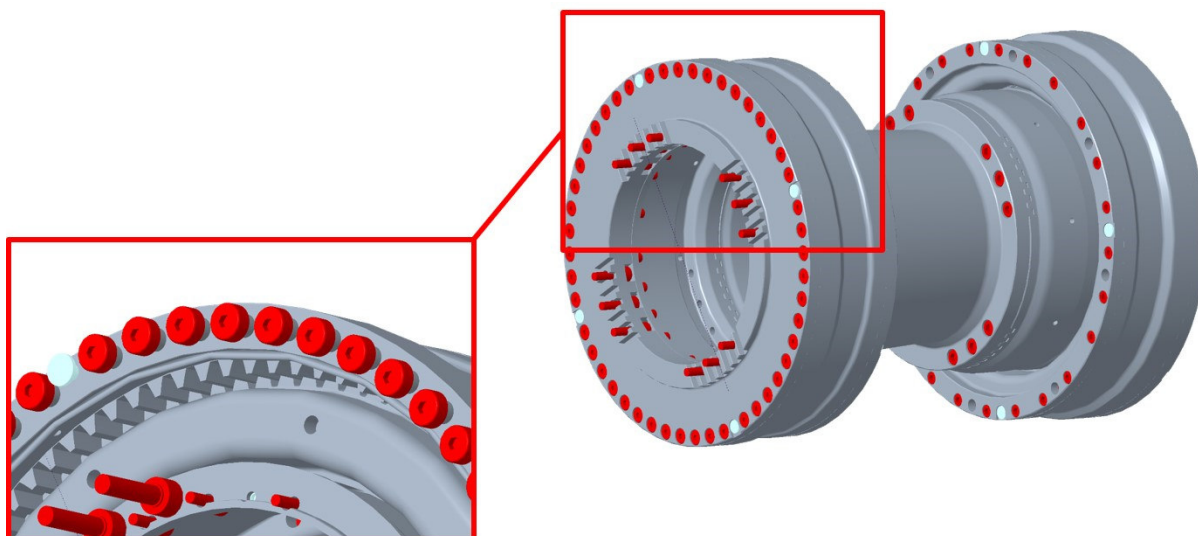
Počiatočná geometria zubovej spojky je charakterizovaná už hotovým komplexným modelom v programe Creo Parametric. Jedná sa o zubovú spojku s prírubovým puzdrom a typu „flex-flex“, takže spojku s plným prevodom. Tento typ spojky umožňuje radiálne, uhlové a kombinované vychýlenie. V tomto konkrétnom prípade sa spojka radí medzi dištančné typy, keďže rozstup medzi plno flexibilnými nábojmi a puzdrami je zväčšený o rozperu. Náhľad tejto úvodnej geometrie predstiera Obr. 36 nižšie.



Obr. 36 Úvodná geometria dištančnej zubovej spojky

Úvodný model je naozaj komplexný a obsahuje náležitosti, ktoré by neodpovedali deformačne-napäťovej analýze na strane ozubení v programe Ansys Workbench. Geometria musela byť zjednodušená aj z dôvodu časového hľadiska, keďže by výpočet celkového modelu presahoval hranice diplomovej práce. Sústredenie bolo venované len na jednu stranu spojky s vonkajším a vnútorným ozubením a ich vzájomný zubový kontakt. Odstránené boli všetky spojovacie komponenty, mazacie diery, výpusťky, tesniace krúžky, skosenia a prebytočné obaly spojky. Zjednodušenie geometrie nebolo možné v oblasti zubov, keďže sa jedná o kontaktnú analýzu práve zubového kontaktu a je to kľúčová časť tejto práce. Vďaka primárnemu sústredeniu na ozubenie bolo možné zjednodušiť úroveň modelu.

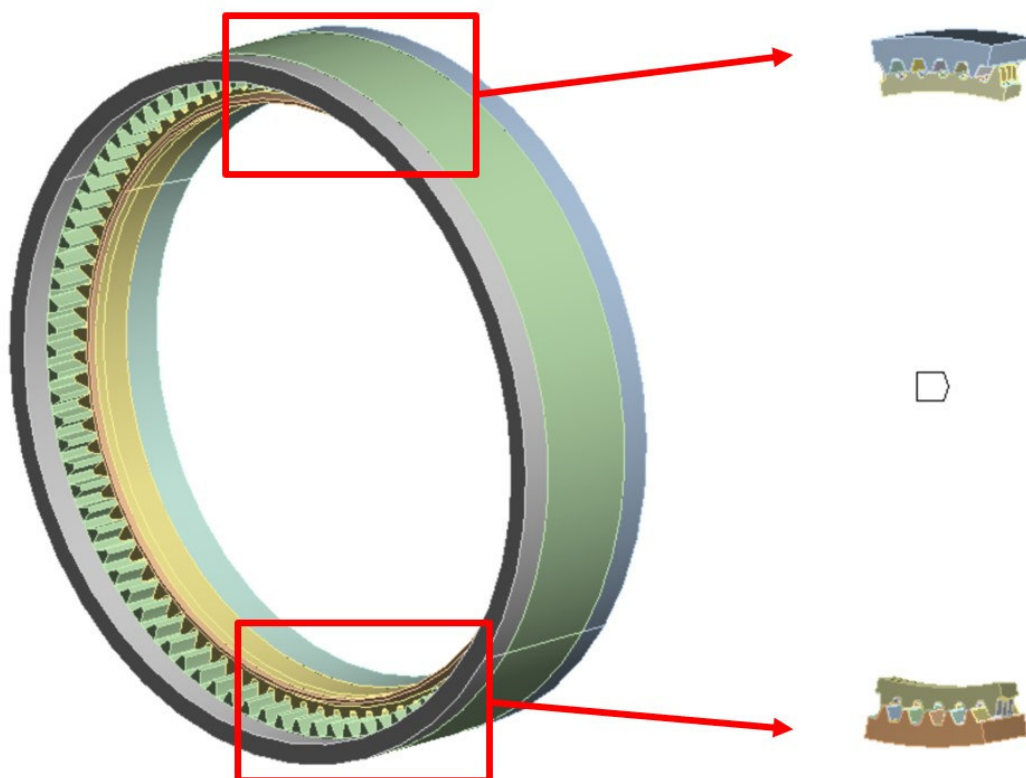
Obr. 37 nižšie dokumentuje oblasť zubovej spojky, ktorá bola použitá a bola jej venovaná kontaktná analýza v programe Ansys Workbench. Druhá strana zubovej spojky je identická a symetrická, takže vypočítané hodnoty sa dajú analogicky previesť aj na druhú stranu.



Obr. 37 Vybraná časť geometrie pre kontaktnú analýzu

Po následných úpravách, zjednodušeníach a vyselektovaní potrebnej geometrie bolo potrebné nahrať model do programu Ansys Workbench. Súčasťou tohto programu je aj grafický editor geometrie SpaceClaim. Pred každým nahratím modelu do výpočtovej časti Ansysu je potrebné upraviť a zároveň opraviť geometriu pre potreby analýzy. V editore boli taktiež upravené zuby ozubení na vzájomnú kontaktnú analýzu.

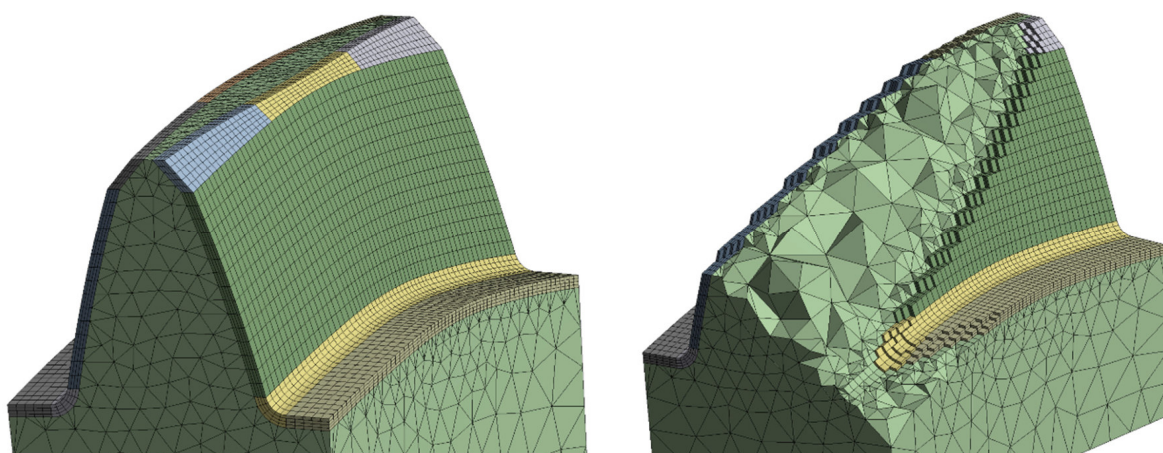
Pre odladenie kontaktov a správneho fungovania celého modelu bolo nutné pristúpiť k zjednodušenému výpočtovému modelu, ktorého výpočtový čas sa nebude pohybovať v rádoch dní ale v rádu hodín. Tento zjednodušený model slúži na správne odladenie kontaktného nastavenia a pohybov vychýlenia zubovej spojky. Získanie zjednodušeného výpočtového modelu z celého prstenca ukazuje Obr. 38.



Obr. 38 Zjednodušený výpočtový model

Model pre odladenie kontaktov bol získaný z celého prstenca ako výsek zubových dvojíc z vrchnej a spodnej časti spojky. Celkový výpočtový model obsahuje 88 zubov na vnútornom aj vonkajšom prstenci. Odľahčená verzia zodpovedá 12 zubom náboja spojky a 10 zubom puzdra spojky. Vzniknutý model je zaťažovaný a otáčaný okolo spoločného stredu. V analýze bolo nutné nastaviť pevnú väzbu medzi zubovými dvojicami s vrchnou aj spodnou časťou, kedy je zabezpečená požadovaná tuhosť modelu. Program Ansys si na základe toho vytvorí pomyselnú sieť prechádzajúcu spoločným stredom.

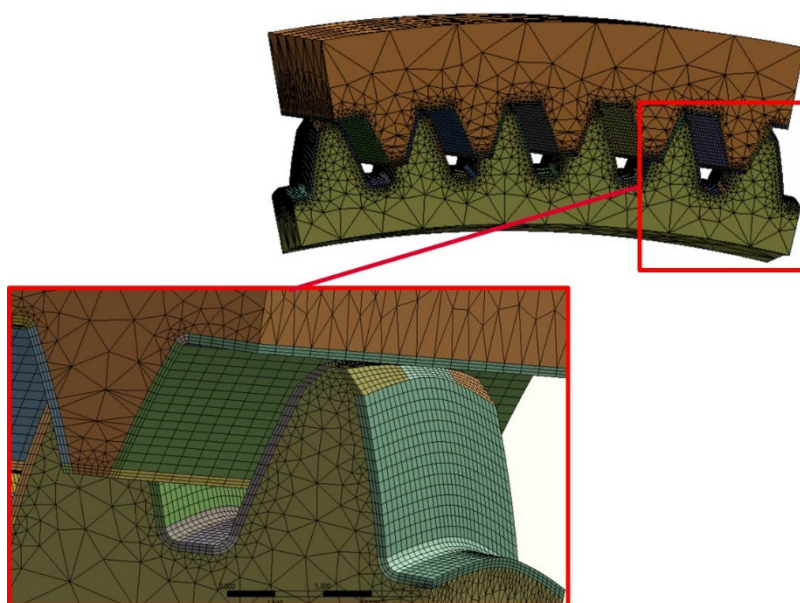
Následným a logickým bodom je diskretizácia telies. V tomto prípade, pre komplexnosť geometrie, nie je možné využiť automaticky generovanú sieť v oblasti zubov. Keďže sa jedná o kontaktnú analýzu na zuboch spojky, je nutné mať v tejto oblasti plnú kontrolu nad vytvorenou sieťou. Pre budúce modifikácie treba zaistiť rovnaký počet a veľkosť elementov, aby výsledky z ďalších analýz boli porovnateľné. Bolo potrebné vytvoriť postup na ošetrovanie siete po celom zube a jej následnú unifikáciu. Zhustenie elementov nastáva hlavne v oblasti celom boku zuba, jeho päty a spodnej časti. Pohľad na sieť na referenčnom zube a vedľa prítomného rezu zubom ponúka Obr. 39. Na zube v reze je vidieť nadväzovanie a integrácia dvoch rozdielnych metód sieťovania.



Obr. 39 Sieť na referenčnom zube (vľavo) a sieť zuba v reze (vpravo)

Na kontaktné plochy je najlepšie predpísať sieť typu *Sweep*, v ostatných menej podstatných oblastiach môže byť sieť hrubšia s metódou *Patch Conforming*. Pri metóde *Patch Conforming* vznikajú tetrahedry (štvorsteny), ktoré majú ostré hroty. Pri kontaktnej úlohe by vznikali veľké nepresnosti, keby sa hrot jedného elementu zatlačil do siete druhého telesa. Z tohto pohľadu je vhodná sieť typu *Sweep*, kde takáto situácia nenastane. Z Obr. 39 vyššie je vidieť zakrivenie zuba, ktoré má charakter bočného a aj vrchného zakrivenia, tzv. barelizácia zuba.

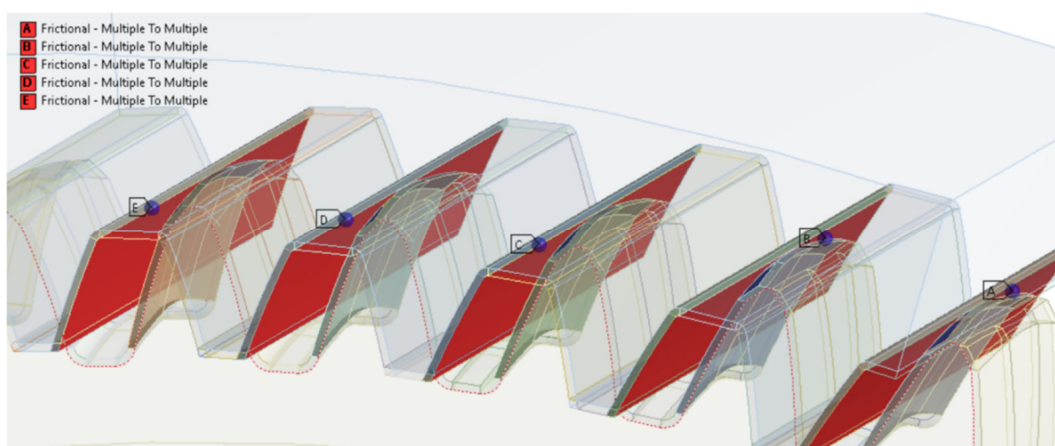
Postupy a metódy aplikované na referenčný zub z hľadiska tvorby siete mohli byť použité aj na zjednodušený výpočtový model. Zuby na strane prstenca s vnútorným ozubením majú jednoduchšiu geometriu, nakoľko táto strana zubovej spojky nie je zakrivená. Ozubenie má rovnakú hrúbku zuba po celej jeho šírke takže tvorba siete nebola až tak zložitá ako v prípade ozubení na prstenci s vonkajším ozubením. Puzdro spojky je taktiež robustnejšie a širšie oproti náboja spojky. Preto bola väčšia pozornosť kladená zložitejšej geometrii, kde sa výsledky prejavujú vo väčšej miere. Náhľad na diskretizáciu súkolia zjednodušeného výpočtového modelu je vidieť na Obr. 40.



Obr. 40 Diskretizácia zjednodušeného výpočtového modelu

2.2 NASTAVENIE KONTAKTOV

Pri nastavovaní kontaktných dvojíc bolo potrebné aplikovať separátny zubový kontakt na každú jednu dvojicu kontaktného a cieľového telesa zvlášť. Dôvodom je rozloženie kontaktného tlaku a v prípade problémového kontaktu, zaistiť jeho jednoznačnú identifikáciu. Za kontaktné teleso bolo zvolené puzdro spojky a cieľové teleso náboj spojky. Správanie kontaktu bolo nastolené na symetrické, takže sa kontaktné a cieľové teleso ešte navzájom vymenia. Typ zvoleného kontaktu bol *Frictional*, z dôvodu, že sa najviac blíži k reálnemu kontaktu a ponúka najväčšiu kontrolu nad jednotlivým nastavením. Za zmienku určite stojí trecí koeficient, ktorý je na hodnote 0,1, keďže ide o kontakt dvoch oceľových telies. Na výpočet má veľký vplyv kontaktný algoritmus, stanovený na *Pure Penalty*, z dôvodu malej úvodnej penetrácie medzi kontaktnými plochami. Na funkciu zisťovania kontaktu bol využitý algoritmus v *Gaussových bodoch*. Ostatné parametre nastavenia kontaktu boli taktiež využité a zmenené. Faktory ovplyvňujúce tuhosť a penetráciu chovania kontaktných plôch boli nastavené na mäkkšie parametre, z dôvodu lepšej konvergencie výpočtu. Obr. 41 ponúka pohľad na jednotlivé kontaktné dvojice priamo na geometrii.



Obr. 41 Pohľad na jednotlivé kontakty

2.2.1 POČIATOČNÝ STAV KONTAKTOV

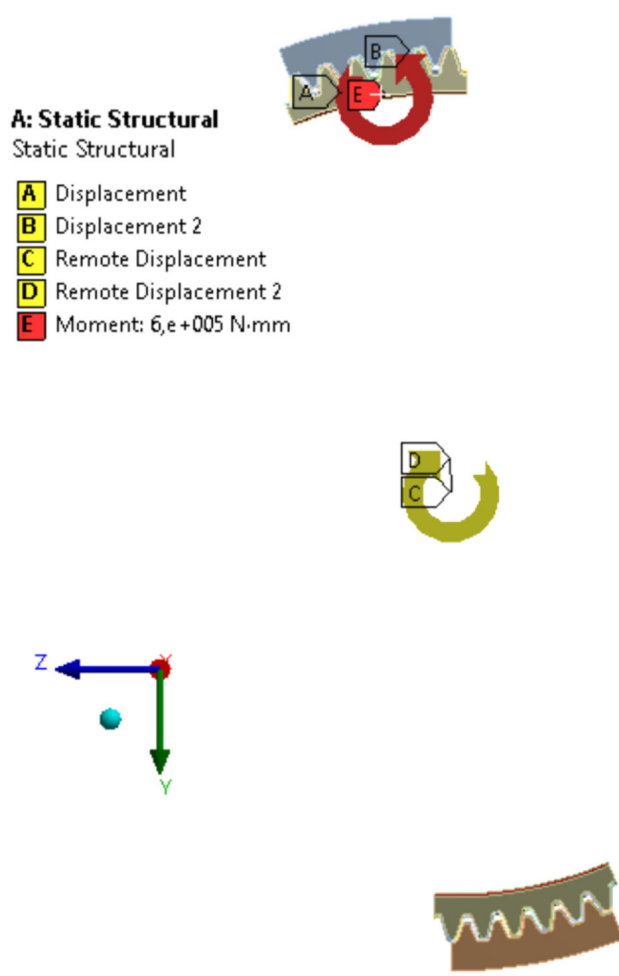
Pomocou nástroja *Contact Tool* je umožnené zistiť úvodnú polohu zostavy telies z hľadiska kontaktov. Poloha ozubených prstencov bola prednastavená tak, aby mali voči sebe zubové dvojice ľahkú geometrickú penetráciu. V tomto stave má výpočet lepšiu počiatočnú konvergenciu pri prvom nástupe krútiaceho momentu a záberu zubov voči sebe. Úvodné nastavenie kontaktných plôch vykresľuje tabuľka formou Obr. 42.

Name	Contact Side	Type	Status	Number Contacting	Penetration (mm)	Gap (mm)	Geometric Penetration (mm)	Geometric Gap (mm)	Resulting Pinball (mm)	Real Constant
Frictional - Multiple To Multiple	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	225,
Frictional - Multiple To Multiple	Target	Frictional	Closed	14,	2,1434e-002	0,	2,1434e-002	1,808e-003	0,5	226,
Frictional - Multiple To Multiple	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	227,
Frictional - Multiple To Multiple	Target	Frictional	Closed	14,	2,1504e-002	0,	2,1504e-002	1,2398e-003	0,5	228,
Frictional - Multiple To Multiple	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	229,
Frictional - Multiple To Multiple	Target	Frictional	Closed	14,	2,1504e-002	0,	2,1504e-002	1,2398e-003	0,5	230,
Frictional - Multiple To Multiple	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	231,
Frictional - Multiple To Multiple	Target	Frictional	Closed	14,	2,1434e-002	0,	2,1434e-002	1,808e-003	0,5	232,
Frictional - Multiple To Multiple	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	233,
Frictional - Multiple To Multiple	Target	Frictional	Closed	14,	2,1434e-002	0,	2,1434e-002	1,8081e-003	0,5	234,
Frictional - Multiple To Multiple 12	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	235,
Frictional - Multiple To Multiple 12	Target	Frictional	Closed	14,	2,1434e-002	0,	2,1434e-002	1,808e-003	0,5	236,
Frictional - Multiple To Multiple 14	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	237,
Frictional - Multiple To Multiple 14	Target	Frictional	Closed	14,	2,1504e-002	0,	2,1504e-002	1,2398e-003	0,5	238,
Frictional - Multiple To Multiple 16	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	239,
Frictional - Multiple To Multiple 16	Target	Frictional	Closed	14,	2,1434e-002	0,	2,1434e-002	1,8081e-003	0,5	240,
Frictional - Multiple To Multiple 18	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	241,
Frictional - Multiple To Multiple 18	Target	Frictional	Closed	14,	2,1504e-002	0,	2,1504e-002	1,2398e-003	0,5	242,
Frictional - Multiple To Multiple 20	Contact	Frictional	Closed	5,	2,3098e-002	0,	0,	0,	0,5	243,
Frictional - Multiple To Multiple 20	Target	Frictional	Closed	14,	2,1504e-002	0,	2,1504e-002	1,2397e-003	0,5	244,

Obr. 42 Počiatočný stav jednotlivých kontaktov

2.3 OKRAJOVÉ PODMIENKY ZJEDNODUŠENÉHO VÝPOČTOVÉHO MODELU BEZ NAKLONENIA

V prvej fáze boli na model aplikované také okrajové podmienky, aby sa zjednodušený výpočtový model zaťažil krútiacim momentom v jednej rovine bez vyklonenia náboja zubovej spojky. Pri idealizovanej situácii, kedy sú zuby náboja a puzdra spojky voči sebe dokonale vyrovnané, by mal byť sledovaný kontaktný tlak na jednotlivých zuboch rozdelený rovnomerne. Ak k vychýleniu voči sebe dôjde, kontaktný tlak sa začne chovať nerovnomerne a miesto kontaktu sa bude po boku zuba meniť. Boli predpísané podmienky, pri ktorých je prstenec s vnútorným ozubením rotovaný do opačného smeru, ako je predpísaný krútiaci moment na prstenci s vonkajším ozubením. Okrajové podmienky zobrazuje Obr. 43.

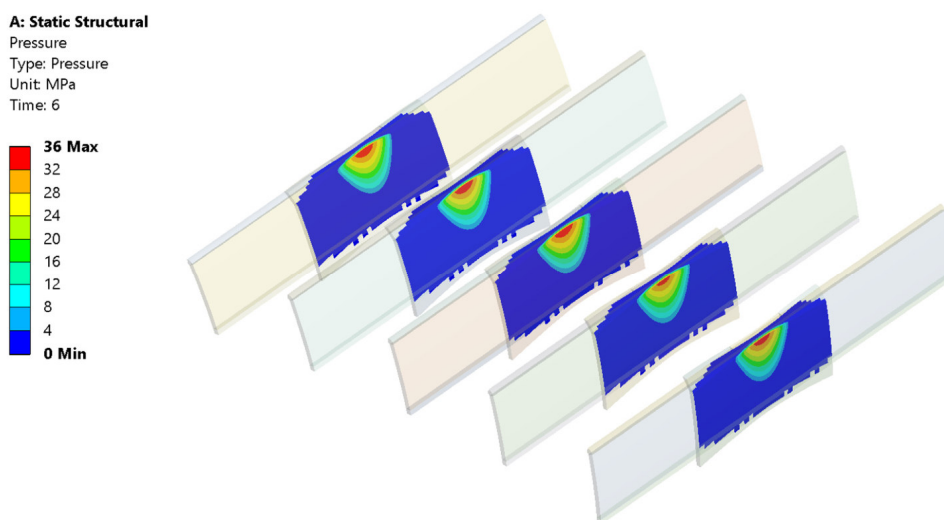


Obr. 43 Okrajové podmienky zaťaženia bez vyklonenia

Zaťažový moment bol v tomto zjednodušenom modeli nastavený na konštantnej hodnote 600 N·m, aplikovaný v ose x. Bola získaná potrebná deformácia a zaťaženie zubov v rovine YZ. Funkcia *Remote Displacement* umiestnená v spoločnom strede protiľahlých zubových dvojíc, bola nastavená tak, aby bola schválne oneskorená oproti pôsobeniu momentu o 1 sekundu.

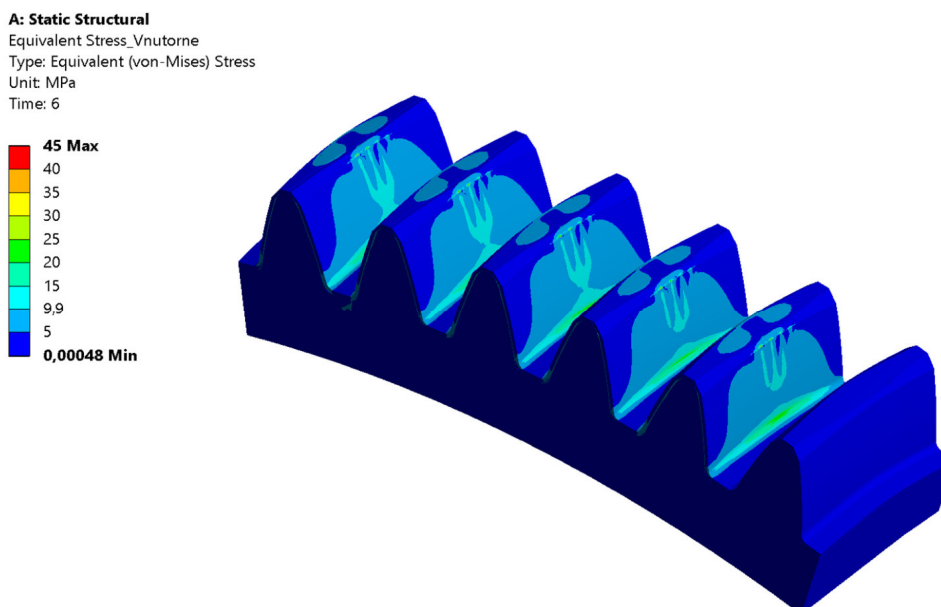
2.4 PREZENTÁCIA VÝSLEDKOV ZJEDNODUŠENÉHO VÝPOČTOVÉHO MODELU BEZ NAKLONENIA

Výsledky z prvej analýzy, pri ktorej boli jednotlivé zuby namáhané na tlak v rovine pri nulovom vychýlení, sú zobrazené na Obr. 44 nižšie. Dá sa vyvodiť, že sledovaný kontaktný tlak je na všetkých zubov rozmiestnený rovnomerne a aj výsledná hodnota kontaktného tlaku sa rozdeľuje medzi zuby proporcionálne. Maximálny tlak v tomto prípade koná 36 MPa.



Obr. 44 Kontaktný tlak pri nulovom vychýlení

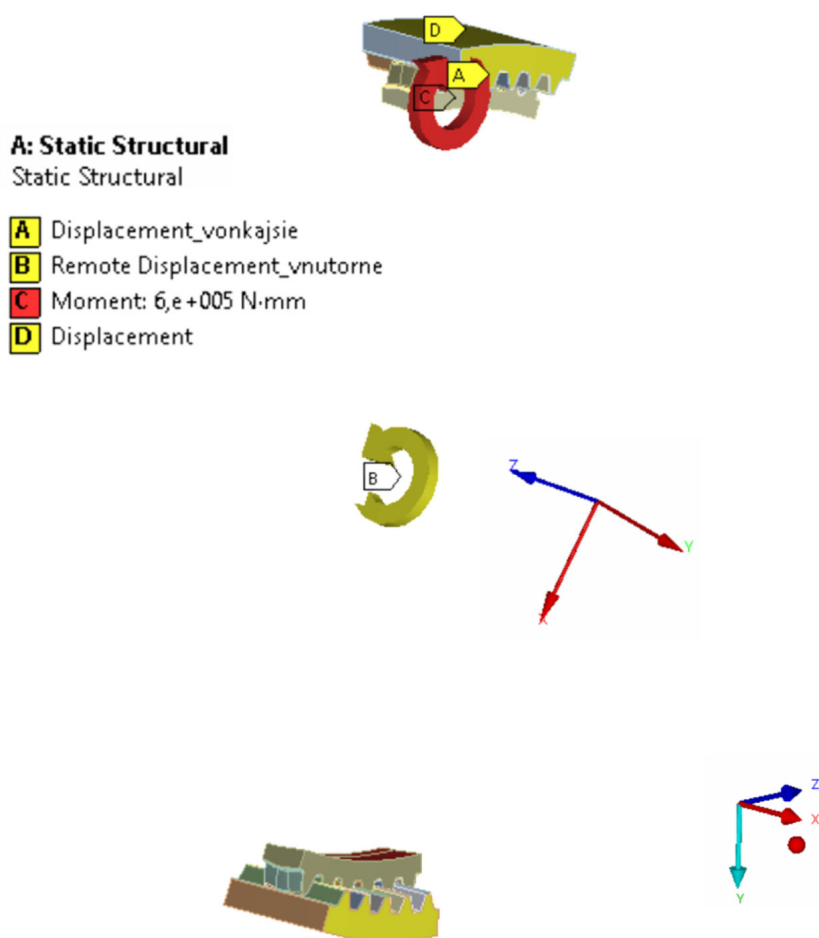
Na nasledujúcom Obr. 45 je zobrazené redukované napätie v tom istom čase ako je kontaktný tlak. Je vidieť, že aj toto napätie je rozprestreté rovnomerne po všetkých zuboch. Zároveň sa dá konštatovať začínajúca koncentrácia napätia v mieste päty zuba a na hrane zuba, ktorá oddeľuje bok zuba od jeho vrchnej časti, kde nastáva výraznejšie zakrivenie geometrie náboja.



Obr. 45 Redukované napätie pri nulovom vychýlení

2.5 OKRAJOVÉ PODMIENKY ZJEDNODUŠENÉHO VÝPOČTOVÉHO MODELU S NAKLONENÍM

V ďalšej fáze boli na model aplikované také okrajové podmienky, aby sa zjednodušený výpočtový model zaťažil krútiacim momentom ale zároveň s vyklonením náboja zubovej spojky. Pri tejto situácii s vyklonením sa sledovaný kontaktný tlak chová nerovnomerne a miesto kontaktu sa presúva po boku zuba. Boli predpísané podmienky, pri ktorých je prstenec s vonkajším ozubením namáhaný na krútiaci moment vzhľadom k náboju ozubení a zároveň je naklonený o 5 stupňov okolo spoločného stredu. Na túto operáciu bolo nutné vytvoriť nový súradnicový systém, ktorý by rešpektoval spoločný stred zjednodušeného modelu.

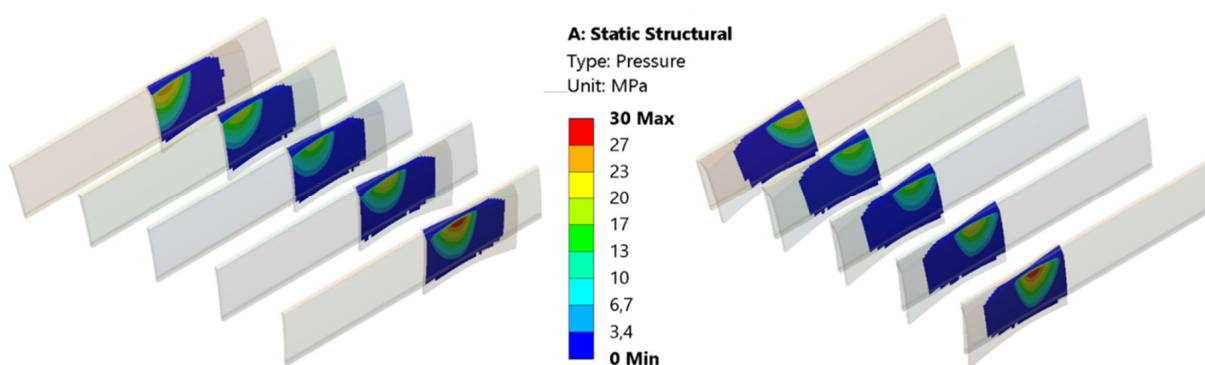


Obr. 46 Okrajové podmienky zaťaženia s vyklonením

Zaťažový moment ostáva na pôvodných a konštantných 600 N·m po celú dobu simulácie, ktorý zaťažuje zuby v ose x podľa pôvodného súradnicového systému (na Obr. 46 vpravo dole). Nový súradnicový systém slúži na naklonenie náboja ozubení okolo osi z, voči prstencu s vnútorným ozubením. V prvom kroku simulácie nastáva len zaťaženie od krútiaceho momentu a v druhom kroku sa k nemu pridáva aj naklonenie prstenca s vonkajším ozubením. Na zuby bude pôsobiť tlak a zároveň aj trenie od vzájomného naklonenia.

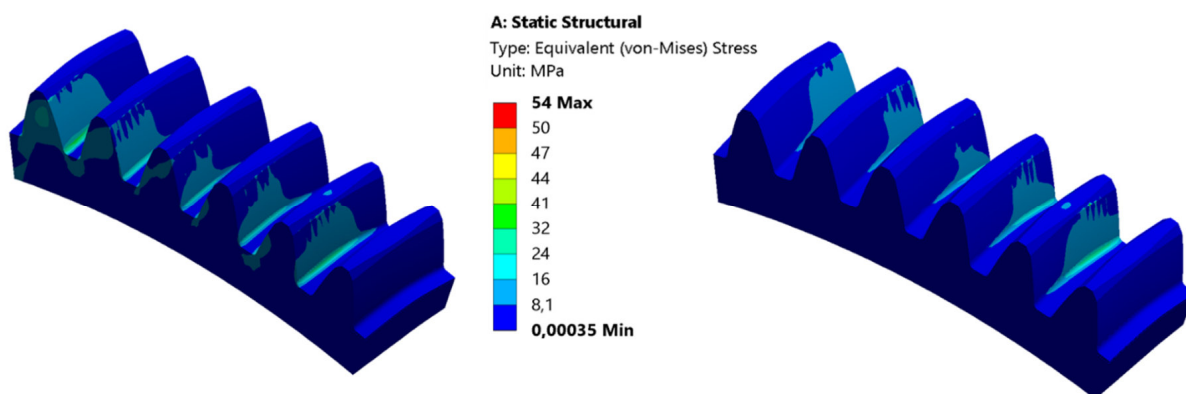
2.6 PREZENTÁCIA VÝSLEDKOV ZJEDNODUŠENÉHO VÝPOČTOVÉHO MODELU S NAKLONENÍM

Výsledky simulácie kontaktného tlaku z druhej fázy analýzy zjednodušeného modelu, ktorá obsahovala aj vzájomné vyklonenie ozubení voči sebe, je zobrazená na Obr. 47 nižšie. Vyklonenie náboja zubovej spojky oproti svojmu náprotivku v podobe puzdra spojky, je jednou z hlavných výhod a predností týchto strojných súčastí. V tomto prípade bolo naklonenie realizované po dobu zaťaženia od krútiaceho momentu. Vyklonenie bolo nastavené na 5 stupňov na jednu stranu a ďalších 5 stupňov na druhú stranu. Celkový čas analýzy bol 16 sekúnd, pričom 1 stupeň znamená 1 sekundu. Vznik oneskorenia je spôsobený krútiacim momentom, ktorý v prvom kroku vytvorí predpätie na zuby.



Obr. 47 Kontaktný tlak pri vychýlení o 5 stupňov na obe strany

Pri vychýlenom stave je už vidieť podstatnú zmenu pri rozložení kontaktného tlaku. Je vidieť presúvanie kontaktného tlaku po boku zubov a jeho trajektóriu, ktorá sa zub po zube mení. Hodnoty tlaku sa pohybujú v maximálnej miere okolo 30 MPa. V tomto stave ešte nie je možné určiť stav ako veľmi sú namáhané všetky zuby a ani miesto kam sa bude kontaktný tlak ďalej presúvať. Keďže v tomto prípade sa jedná len o čiastočný výrez z prstenca. Ukážka redukovaného napätia v rovnakom stave je prezentovaná na Obr. 48 nižšie.

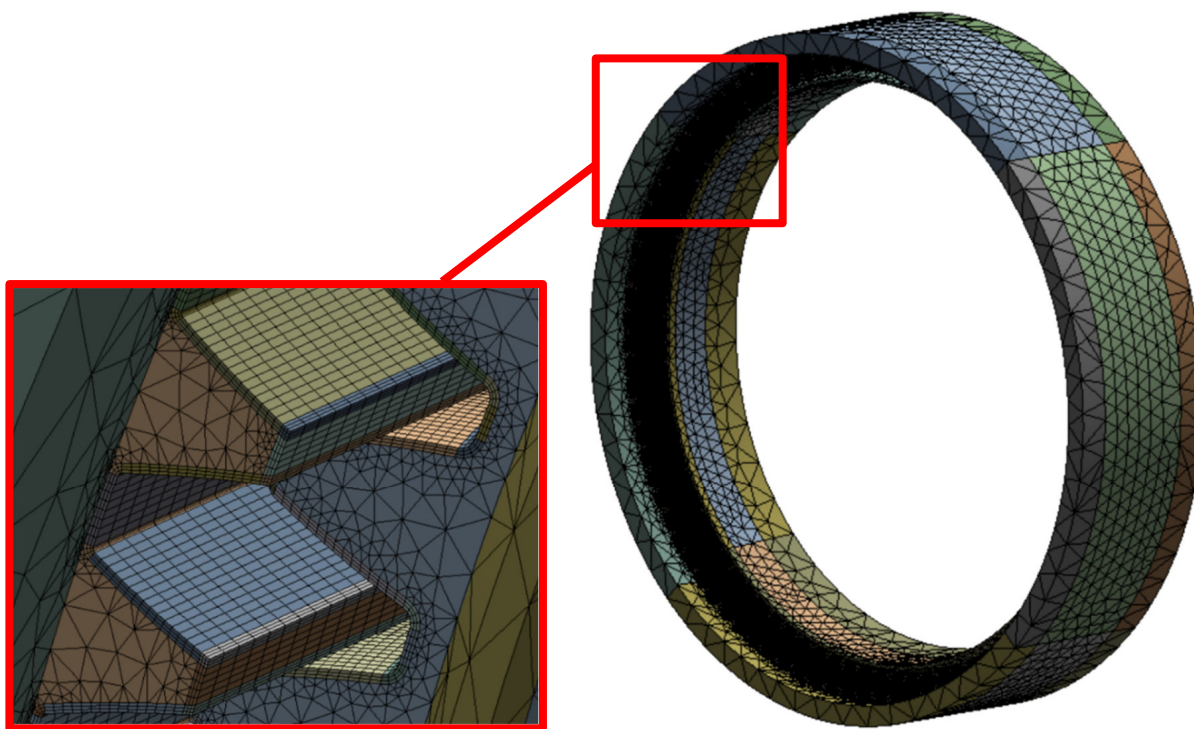


Obr. 48 Redukované napätie pri vychýlení o 5 stupňov na obe strany

3 VÝPOČTOVÝ MODEL PRVÉHO ZÁŤAŽOVÉHO STAVU

Pre úplný popis charakteristiky problému je potrebné sledovať všetky zuby po obvode zubovej spojky. Bolo potrebné zostaviť celkový model zo všetkými zubmi na prstenci s vnútorným, tak aj vonkajším ozubením. Práve na základe analýz zjednodušeného výpočtového modelu so získaním potrebných poznatkov bolo možné riešiť celú zubovú spojku ako jeden model.

Celkový výpočtový model sa vyznačuje prstencom s vonkajším a prstencom s vnútorným ozubením. Z podstaty chovania zubovej spojky majú obidva prstence zhodný počet zubov, v tomto prípade je ich 88. Prstenec s vonkajším ozubením má upravené zuby, ktoré umožňujú radiálne, axiálne a uhlové vychýlenie a zároveň ich vzájomnú kombináciu. Zuby vonkajšieho ozubenia majú vrchné aj bočné zakrivenie geometrie, ktoré sa dá nazvať aj ako barelizácia ozubenia. Prstenec s vnútorným ozubením má jednoduchšiu geometriu s rovnými, priamymi zubmi. V komplexnej zostave bude v kontakte 88 zubových dvojíc simultánne, ktoré budú zaťažované krútiacim momentom a zároveň uhlovým vychýlením prstenca s vonkajším ozubením. Náhľad na finálny výpočtový model predstiera Obr. 49.



Obr. 49 Celkový výpočtový model zubovej spojky

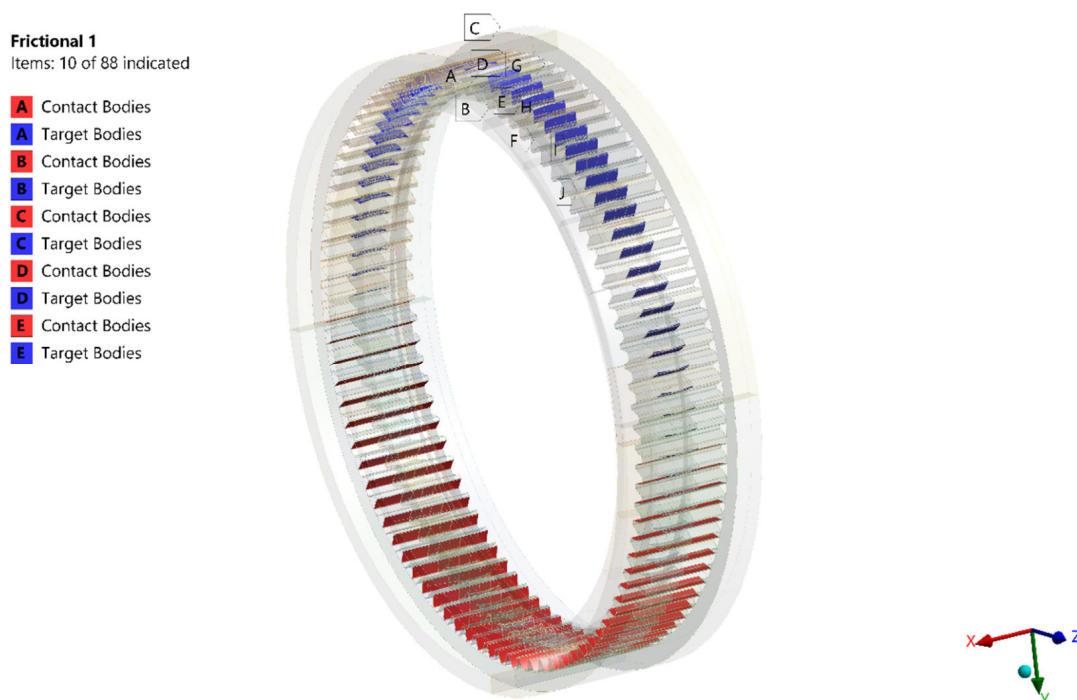
Celkový model má prepracovanú sieť, hlavne na jednotlivých zuboch náboja a puzdra. Kontaktná analýza si vyžaduje jemné sieťovanie na zuboch, ktoré pripadajú do záberu. S jemne nastavením sieťovaním a so samotnou veľkosťou modelu, sa prejavuje nesmierne vysoká výpočtová náročnosť. Požiadavky na výpočet si vyžadovali využiť ten najlepší výpočtový výkon, ktorý bol k dispozícii.

Tabuľka 1 Charakteristika celkového modelu

Parametre	Počet
Zuby	176
Kontaktné dvojice	88
Telesá	1708
Prvky siete	4 761 596
Uzly siete	9 090 439

3.1 VÝBER KONTAKTNÝCH DVOJÍC

Nastavenie kontaktov z hľadiska ich parametrov, tuhosti kontaktu a podobne, bolo realizované a odskúšané na zjednodušenom výpočtovom modeli. Na celú zubovú spojku boli aplikované už overené podmienky. Bolo nutné manuálne vybrať každú zubovú dvojicu a určiť kontaktné a cieľové teleso. Za kontaktné teleso bolo zvolené puzdro spojky a cieľové teleso jej náboj. O prevedení dokazuje Obr. 50 nižšie.



Obr. 50 Výber kontaktných dvojíc na celkovom modeli

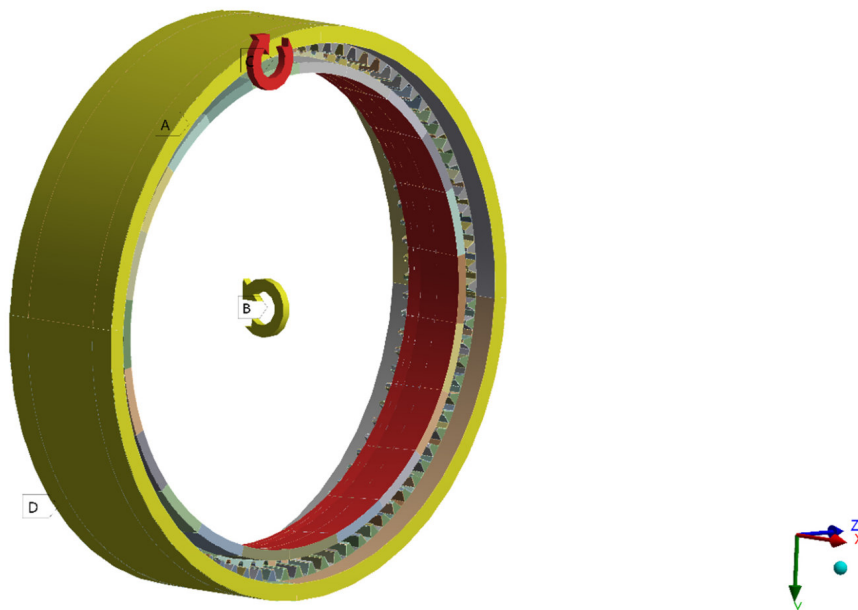
Počiatkový stav kontaktov bol skontrolovaný cez funkciu *Contact Tool* a je v celkovom modeli totožný ako bolo nastavenie v orezanom modeli, a to mierna geometrická penetrácia na všetkých zubových dvojiciach.

3.2 OKRAJOVÉ PODMIENKY PRVÉHO ZÁŤAŽOVÉHO STAVU

Okrajové podmienky boli aplikované na celý model zubovej spojky, pri ktorých hlavný pohyb koná prstenec s vonkajším ozubením. Väzba *Remote Displacement* bola nastavená na stred náboja spojky a zabezpečovala vyklonenie celého prstenca na jednu stranu o uhol 5 stupňov okolo zápornej osi Z. Zároveň je krútiacim momentom zaťažovaný ten istý komponent, ktorý ostal na pôvodnej konštantnej hodnote z jednoduchého výpočtového modelu, a to 600 N·m. Prstenec s vnútorným ozubením bol ukotvený voči pohybu dvoma funkciami *Displacement*. V jednom prípade proti pohybu čela puzdra a v druhom prípade proti pootočeniu celého prstenca. K zabráneniu pootočenia bol využitý aj cylindrický súradnicový systém umiestnený v strede náboja. Okrajové podmienky boli nastavené tak, aby sa v prvom kroku dostatočne zaťažili zuby od momentu, ktorý ostáva konštantný po celú dobu simulácie. V nasledujúcich krokoch prichádza vyklonenie, čo predstavuje 1 stupeň ako 1 sekundu. Celkový čas analýzy trvá 6 sekúnd s tým, že v prvej sekunde pôsobí len krútiaci moment bez vyklápania. Okrajové podmienky na modeli ukazuje Obr. 51.

A: Static Structural
Static Structural
Time: 2, s

- A Displacement_sleeve_gear
- B Remote Displacement_hub_gear
- C Moment: 6,e+005 N-mm
- D Displacement_sleeve_gear

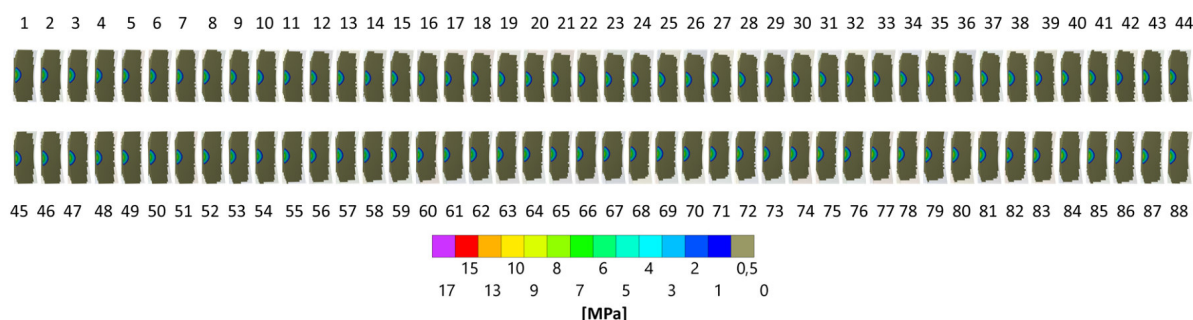


Obr. 51 Okrajové podmienky vyklonenia o 5 stupňov pri 600 N·m

3.3 PREZENTÁCIA VÝSLEDKOV PRVÉHO ZÁŤAZOVÉHO STAVU

3.3.1 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 2 SEKUNDY

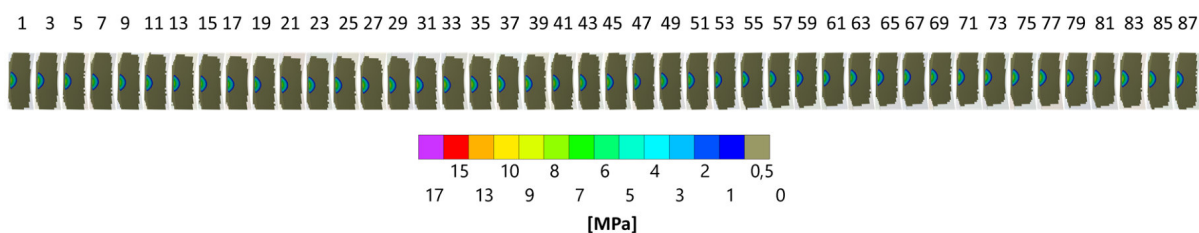
Hlavným výsledkovým parametrom, ktorý bol sledovaný a vyhodnocovaný je kontaktný tlak na jednotlivých zuboch. Jeho priebeh a presun po celom obvode zubovej spojky. Výsledkový súbor obsahuje vykreslený priebeh každého zuba náboja spojky zvlášť, v každej sekunde analýzy. Vďaka tomuto nastaveniu je možné sledovať akýkoľvek zub v ľubovoľnom čase s jeho vychýlením. Na Obr. 52 nižšie je prezentovaný výsledný kontaktný tlak na všetkých zuboch náboja spojky. Jedná sa vždy o pohľad na bok zuba. Kontaktný tlak je vykreslený v čase analýzy 2 sekundy, čo znamená uhol naklonenia 1 stupeň prstenca s vonkajším ozubením.



Obr. 52 Výsledný kontaktný tlak všetkých zubov na náboji v čase 2 sekundy

Z výsledku je vidieť, že je naklonenie náboja spojky voči jeho puzdru ešte malé, takže je rozloženie kontaktného tlaku medzi všetkými 88 zubmi takmer rovnomerné. Miesto kontaktu je situované na strednú časť zuba a pri žiadnom zube nedochádza k veľkej odlišnosti.

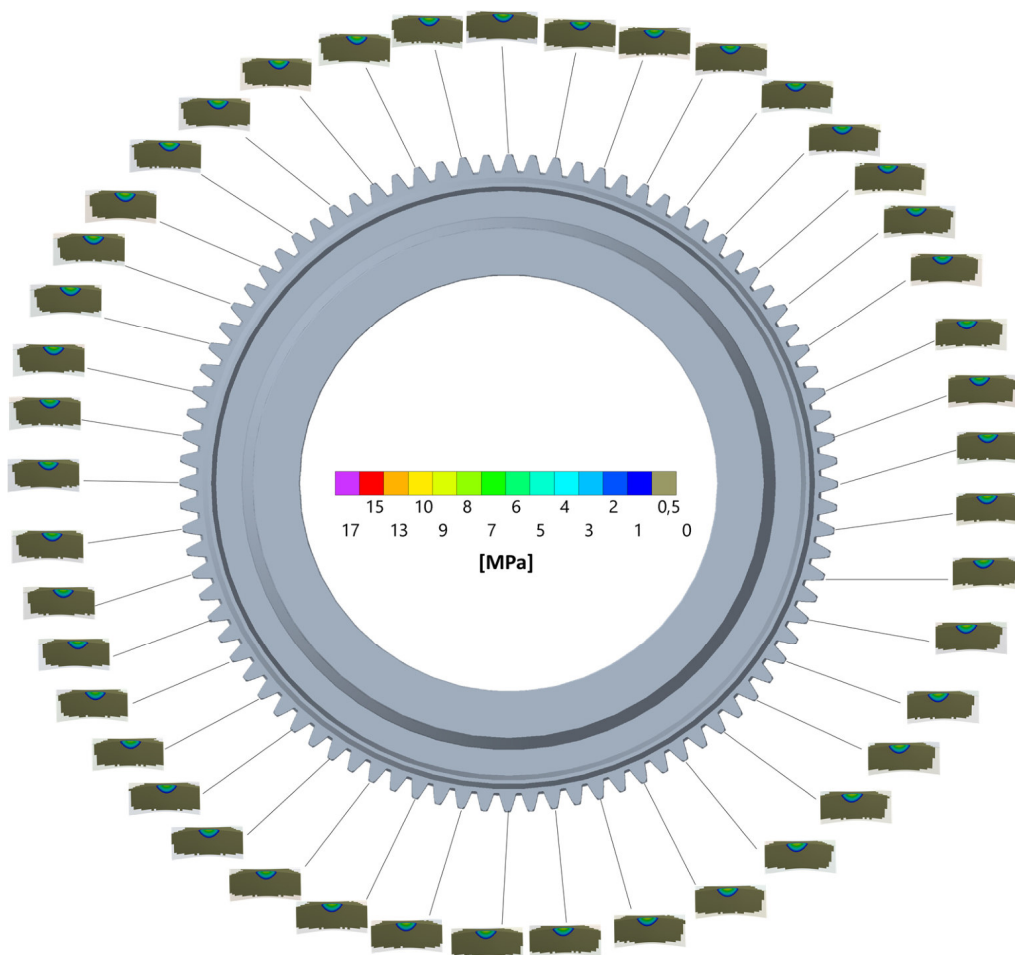
Pre prehľadnosť obrázkov a lepšieho rozloženia celého obvodu zubovej spojky do 2D roviny, bol zvolený koncept prezentovania výsledkov formou každého druhého zuba. Pri tejto forme je zároveň lepšie a rýchlejšie vidieť zmenu miesta kontaktného tlaku na jednotlivých zuboch. Výsledný kontakt každého druhého zuba je vidieť na Obr. 53.



Obr. 53 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 2 sekundy

Aj pri naklonení náboja spojky o 1 stupeň je na obrázku vidieť jemné vlnenie, ktoré vytvára miesto kontaktného tlaku, pri pohľade zľava do prava.

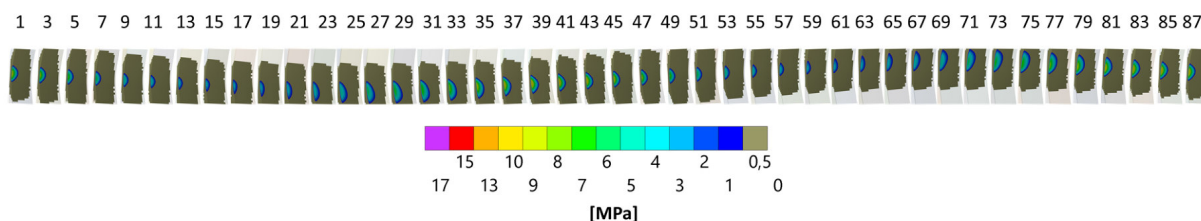
Pre ešte väčšiu prehľadnosť a predstavu, kde sa priamo na ozubenom kolese nachádza konkrétny bok zuba s výsledným kontaktným tlakom, bol vytvorený ďalší formát obrázku. Tento formát prezentuje Obr. 54 nižšie.



Obr. 54 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 2 sekundy

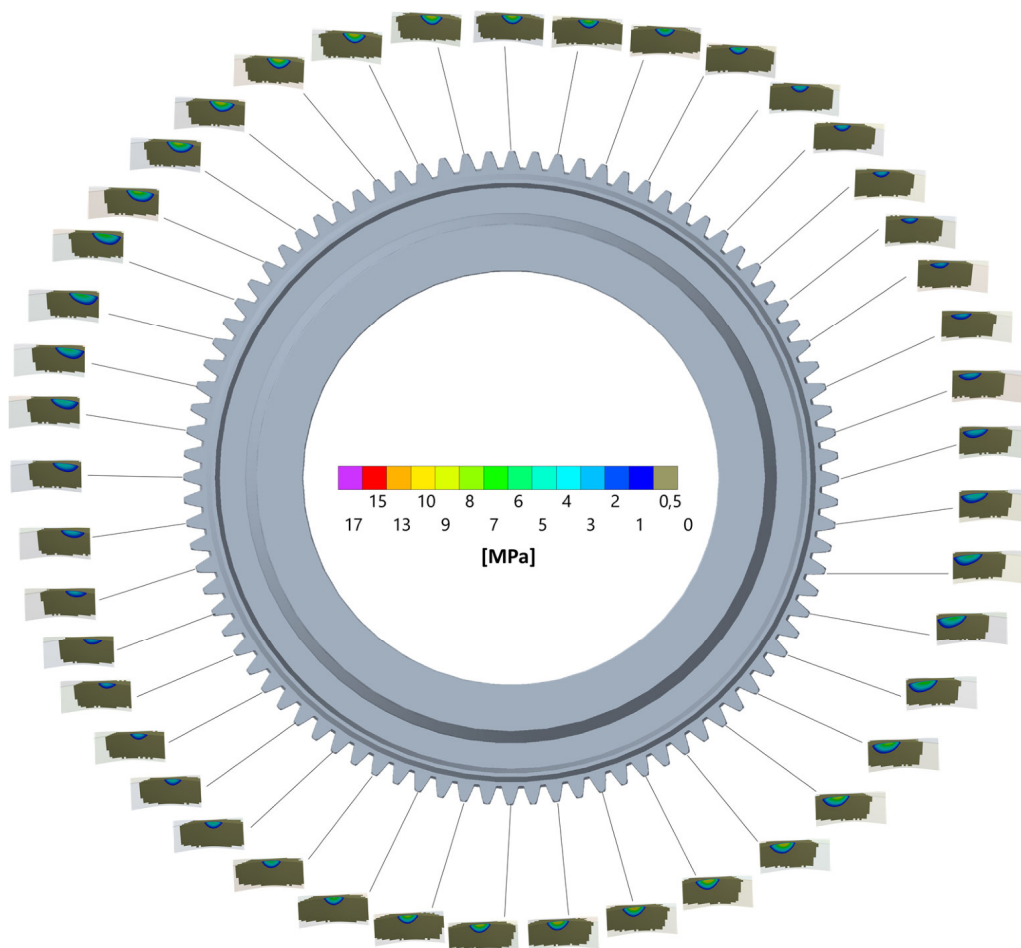
3.3.2 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 4 SEKUNDY

Na nasledujúcich obrázkoch budú vykreslené hodnoty a stavy kontaktného tlaku v ďalšej časti simulácie, a to v čase 4 sekundy, kedy sa náboj spojky vychýľuje voči puzdru spojky o 3 stupne. V tomto stave je už vidieť nerovnomernosť zaťaženia jednotlivých zubov. Niektoré zuby začínajú byť zaťažované viac, ostatné zase majú tendenciu strácať kontaktný tlak.



Obr. 55 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 4 sekundy

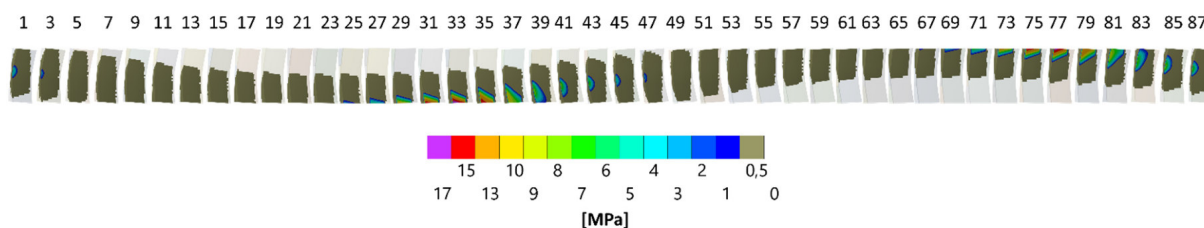
Presúvanie miesta kontaktného tlaku po boku zubov je výraznejšie a už pri naklonení o 3 stupne začína dochádzať k presunu miesta tlaku ku krajným hranám zubov, čo môže viesť ku ich výraznejšiemu opotrebeniu. Pohľad na situáciu pri plnom ozubenom kolese, prezentuje Obr. 56.



Obr. 56 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 4 sekundy

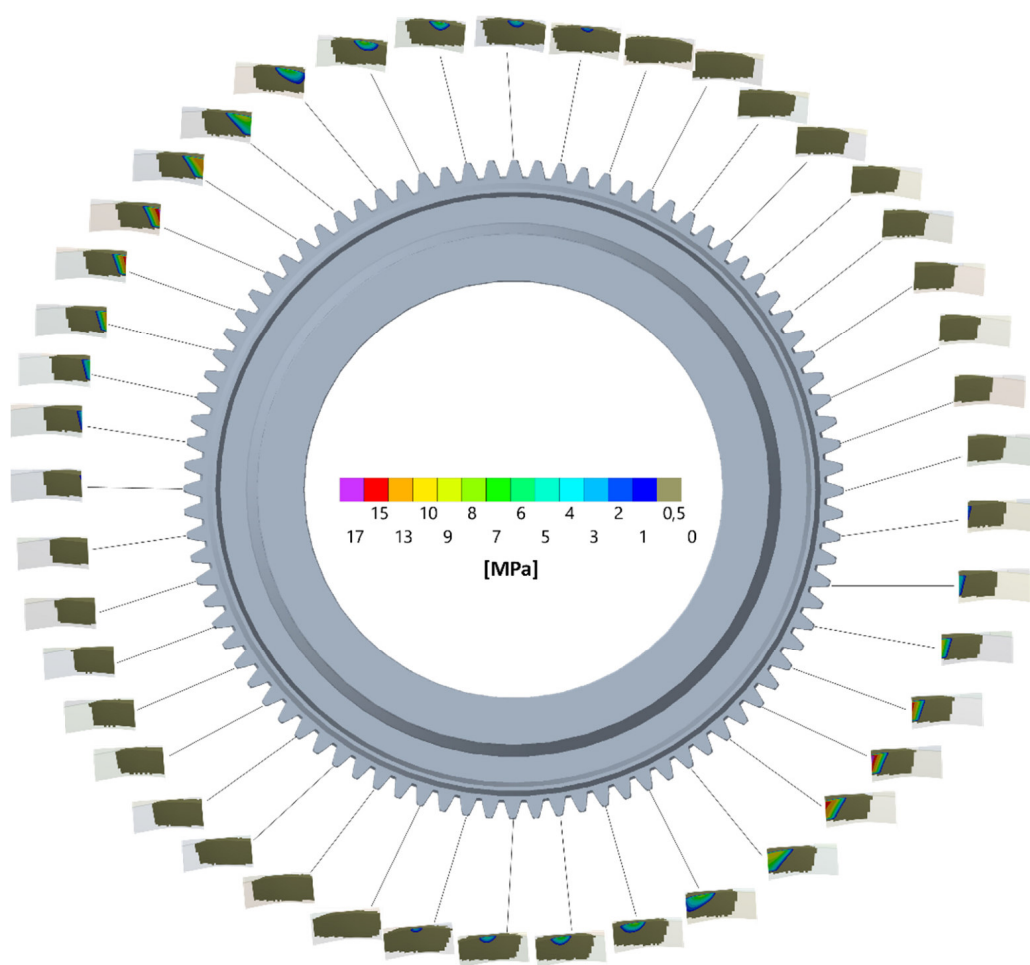
3.3.3 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 6 SEKÚND

V tomto čase je náboj zubovej spojky vyklonený už o 5 stupňov voči zubovej dvojici v podaní prstenca s vnútorným ozubením. Z Obr. 57 nižšie sa dá povedať, že sa jedná už o hraničnú hodnotu naklonenia pre danú geometriu spojky.



Obr. 57 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 6 sekúnd

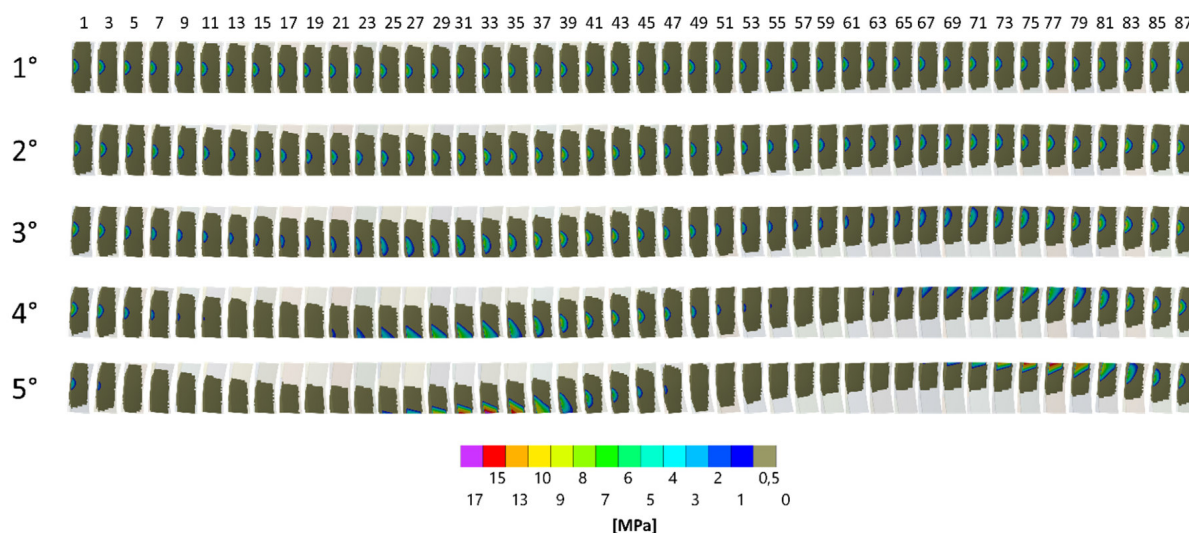
Kontaktný tlak je na jednotlivých bokoch zubov rozložený veľmi nerovnomerne. Niektoré zuby prenášajú tlak len na svojich krajoch a zároveň sú extrémne preťažené. Záťažový krútiaci moment je po celý čas konštantný a keď sa má zachovať rovnováha v prenose sily, niektoré zuby úplne strácajú kontaktnú plochu so svojim náprotivkom. Zuby v rozsahu od čísla 27 po 37 a zuby od čísla 71 až 81, sú preťažené, zatiaľ čo ostatné neprenášajú žiadnu silu alebo len minimálnu mieru. Miesto kontaktného tlaku sa vo výraznej miere presúva na kraje zubov a jeho pozícia sa mení aj čo sa týka výšky zuba. Keď vo výsledkoch z miernejších naklonení je tlak situovaný vo vrchnej časti zuba, vo výraznejšom naklonení sa tlak rozlieva od hlavy zuba až k jeho päte. Hodnota kontaktného tlaku dosiahla svoje maximum v podobe 17 MPa, ktorý sa nachádza na úplných krajných hranách zubov, čo môže viesť k ich vyššiemu opotrebeniu. Pohľad na boky zubov z perspektívy celého náboja spojky je na Obr. 58.



Obr. 58 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 6 sekúnd

3.3.4 POROVNANIE PRIEBEHU KONTAKTNÉHO TLAKU V KAŽDOM STUPNI NAKLONENIA

Na Obr. 59 nižšie sú vyobrazené všetky priebehy kontaktných tlakov pôsobiace na zuby náboja spojky, v každom stupni naklonenia ozubenenia. Výsledky analýzy zobrazujú jednotlivé priebehy od jedného stupňa až po piaty stupeň.

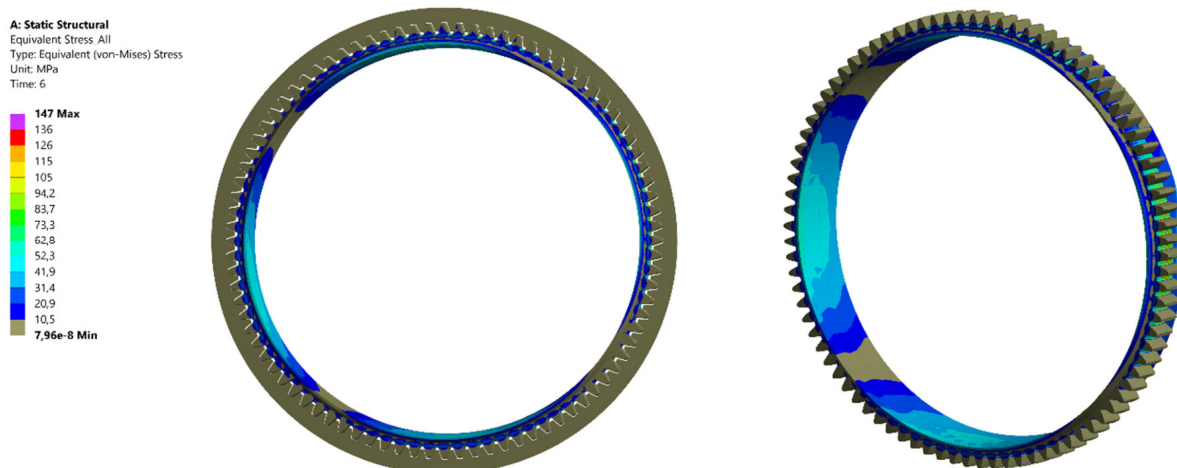


Obr. 59 Výsledné kontaktné tlaky v každom stupni naklonenia náboja spojky

Pri postupnom porovnaní priebehov kontaktných tlakov pri zväčšujúcom sa vyklonení, sa prejavuje etapové zvyšovanie miery nerovnomernosti rozloženia kontaktného tlaku a jeho zmena miesta pôsobenia po boku každého zuba. Výrazná zmena nastáva od 4 stupňa naklonenia, kde niektoré zuby strácajú kontakt a miesto jeho pôsobenia sa výrazne presúva na okraje zubov. Vyklonenie o 5 stupňov sa dá považovať už za hraničné, keďže je len asi polovica zubov v zábere. Tieto zuby v zábere sú preťažené, hlavne na krajoch svojich plôch. Ostatné zuby nevykazujú žiaden kontaktný tlak.

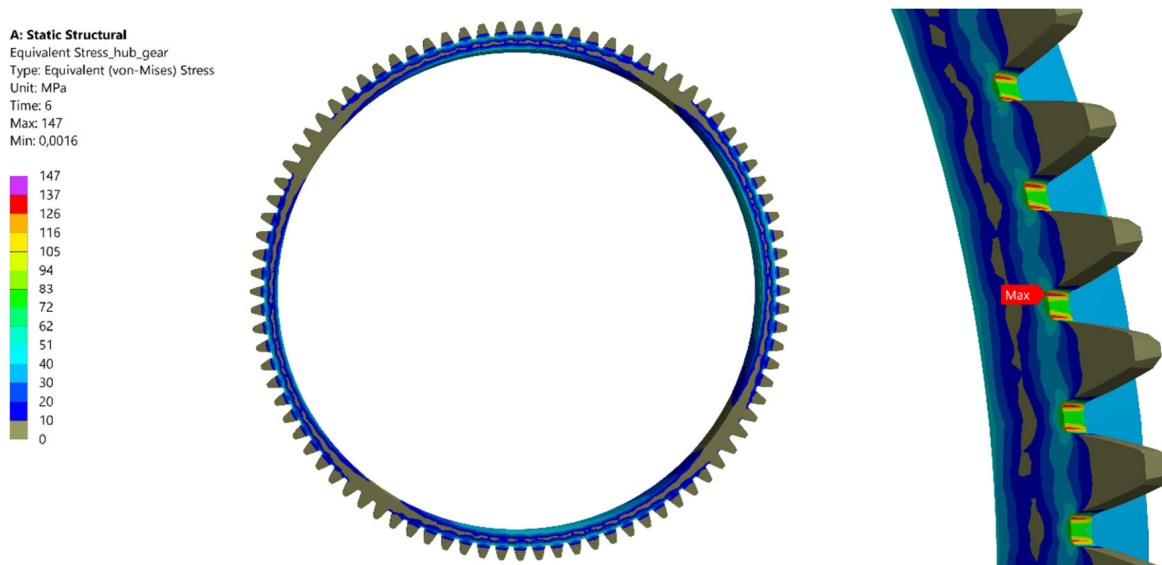
3.3.5 REDUKOVANÉ NAPÄTIE V ČASE 6 SEKÚND

Po výsledkových súborov kontaktného tlaku, ponúka táto práca aj pohľad na celkové redukované napätie, ktoré pri zaťažení vzniklo. Náboj zubovej spojky bol namáhaný viac ako puzdro, keďže bol vyklonený so svojej zvislej osi. V ďalšom pokračovaní tejto práce je zobrazená aj simulácia s celkovou rotáciou modelu. Na Obr. 60 je zobrazený priebeh redukovaného napätia celej zubovej spojky v poslednom čase simulácie, pri 6 sekundách, kedy je napätie najvyššie v spojení s pohľadom len na náboj spojky, na ktorom je vidieť intenzívnejší priebeh napätia. Tomuto stavu zodpovedá vyklonenie náboja spojky o 5 stupňov pri záťažovom momente konštantných 600 N·m.



Obr. 60 Redukované napätie celej spojky (vľavo) a náboja spojky (vpravo) v čase 6 sekúnd

Ďalší Obr. 61 je pohľad na redukované napätie prebiehajúce vo vnútri materiálu náboja spojky, pomocou rezu v rovine YZ a pohľad v detaile na jeho maximálne redukované napätie na hodnote 147 MPa. Napätie je situované na päte zuba pri prechode na jeho bok, kde vzniká koncentrácia napätia s jeho maximálnou hodnotou.



Obr. 61 Redukované napätie na náboji v reze (vľavo) a detail na jeho maximálnu hodnotu (vpravo) v čase 6 sekúnd

4 VÝPOČTOVÝ MODEL DRUHÉHO ZÁŤAŽOVÉHO STAVU

4.1 OKRAJOVÉ PODMIENKY DRUHÉHO ZÁŤAŽOVÉHO STAVU

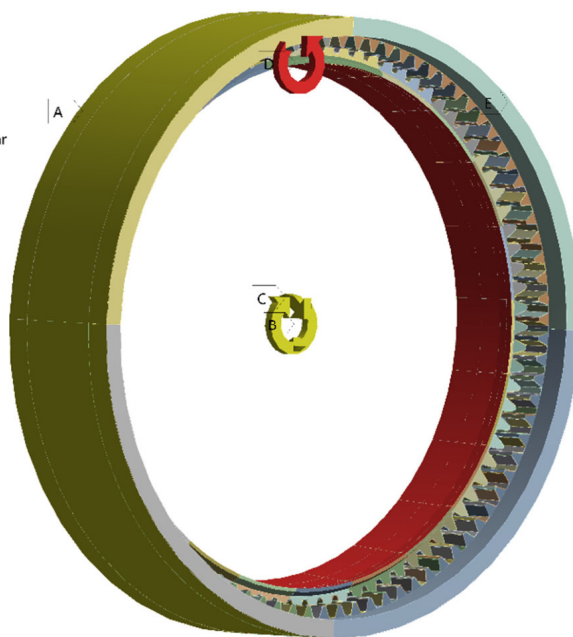
Okrajové podmienky boli taktiež aplikované na celý výpočtový model s rovnakou geometriou, avšak boli modifikované parametre ako pohyb modelu, dĺžka výpočtu, počet krokov analýzy a záťažový moment. V nezmenenom stave ostali nastavenia siete a kontaktov. Tieto parametre museli byť zachované z dôvodu porovnávania výsledkov z predchádzajúceho výpočtu aby sa jednotlivé simulácie mohli plnohodnotne porovnať a vyvodiť z nich závery. Záťažový moment bol aplikovaný na náboj zubovej spojky v zmenenej hodnote na 1500 N·m. Záťaženie ostáva konštantné po celú dobu simulácie, až na prvý krok, kedy je moment nižší, aby prvý krok správne konvergoval. Vyklonenie prstencu s vonkajším ozubením ostáva nezmenené, a to 5 stupňov okolo osi Z ale v tejto simulácii sa k nemu pridáva aj rotácia celej zubovej spojky okolo osi X. Jedná sa o rotáciu o 4 stupne, každý stupeň po jednej sekunde. Tieto 4 stupne rotácie vychádzajú z počtu zubov po obvode prstencov, ktorý je nezmenených 88. Myšlienka rotácie spojky o vzdialenosť ďalšieho najbližšieho zuba, tkvie v sledovaní presunu kontaktného tlaku medzi jednotlivými zubmi. Rotáciu zabezpečoval prstenec s vnútorným ozubením, zatiaľ čo náboj spojky kládol odpor voči pohybu prítomným krútiacim momentom s opačným orientovaním rotácie. Prvých 6 sekúnd simulácie je náboj vyklápaný voči puzdru a následné 4 sekundy je celý model rotovaný vo vyklonenom stave. Celý čas simulácie nakoniec trvá 10 sekúnd, rozdelený na 10 krokov. Okrajové podmienky sú znázornené na Obr. 62.

A: Static Structural

Static Structural

Time: 7, s

- A Displacement_sleeve_gear
- B Remote Displacement_sleeve_gear
- C Remote Displacement_hub_gear
- D Moment: 1,5e+006 N-mm
- E Displacement_sleeve_gear



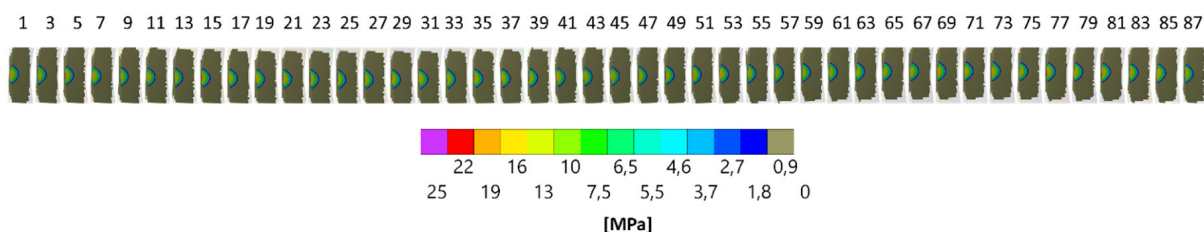
Obr. 62 Okrajové podmienky vyklonenia o 5 stupňov s rotáciou pri 1500 N·m

Na zaväzbenie a rotáciu puzdra spojky bol znova využitý cylindrický súradnicový systém umiestnený centrálnе v ozubení. Týmto nastavením budú získané výsledky na porovnanie pri záťažovom momente 600 N·m a 1500 N·m, v rovnakom vyklonení náboja o 5 stupňov. Zároveň analýza prináša rotáciu celej zubovej spojky pri jej vyklonení, čo dodáva lepší prehľad o pohybe a správaní kontaktného tlaku na jednotlivých zuboch. Pri rotácii ostáva náboj spojky vo svojej stabilnej vyklonenej polohe o hodnote 5 stupňov.

4.2 PREZENTÁCIA VÝSLEDKOV DRUHÉHO ZÁŤAŽOVÉHO STAVU

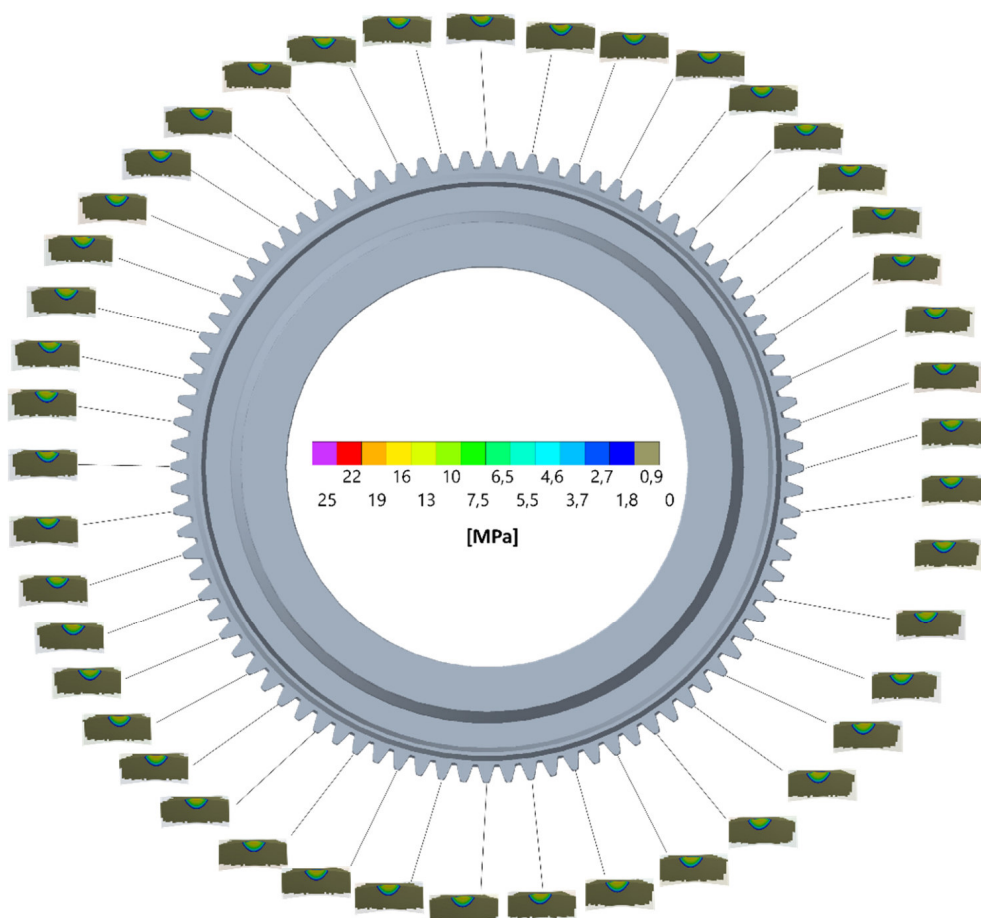
4.2.1 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 2 SEKUNDY

Hlavným sledovaným parametrom stále ostáva kontaktný tlak, ktorý je v tomto prípade vykresľovaný pod záťažovým momentom 1500 N·m. Naklonenie náboja zubovej spojky v čase 2 sekundy je len základný 1 stupeň. Rozloženie tlaku na jednotlivých zuboch náboja predkladá Obr. 63.



Obr. 63 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 2 sekundy

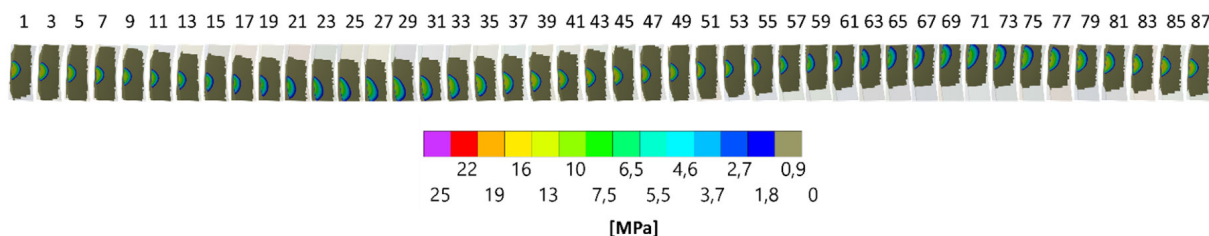
V prípade vyššieho zaťaženia bola upravená mierka s posunutou maximálnou hodnotou na 25 MPa. V čase 2 sekundy je rozloženie tlaku medzi zubmi takmer identické a rovnomerné, takže ešte nedochádza k preťaženiu niektorých zubov, kde sa maximálna hodnota ešte len prejaví. Vykreslenie kontaktného tlaku v pohľade na celý náboj spojky ukazuje Obr. 64.



Obr. 64 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 2 sekundy

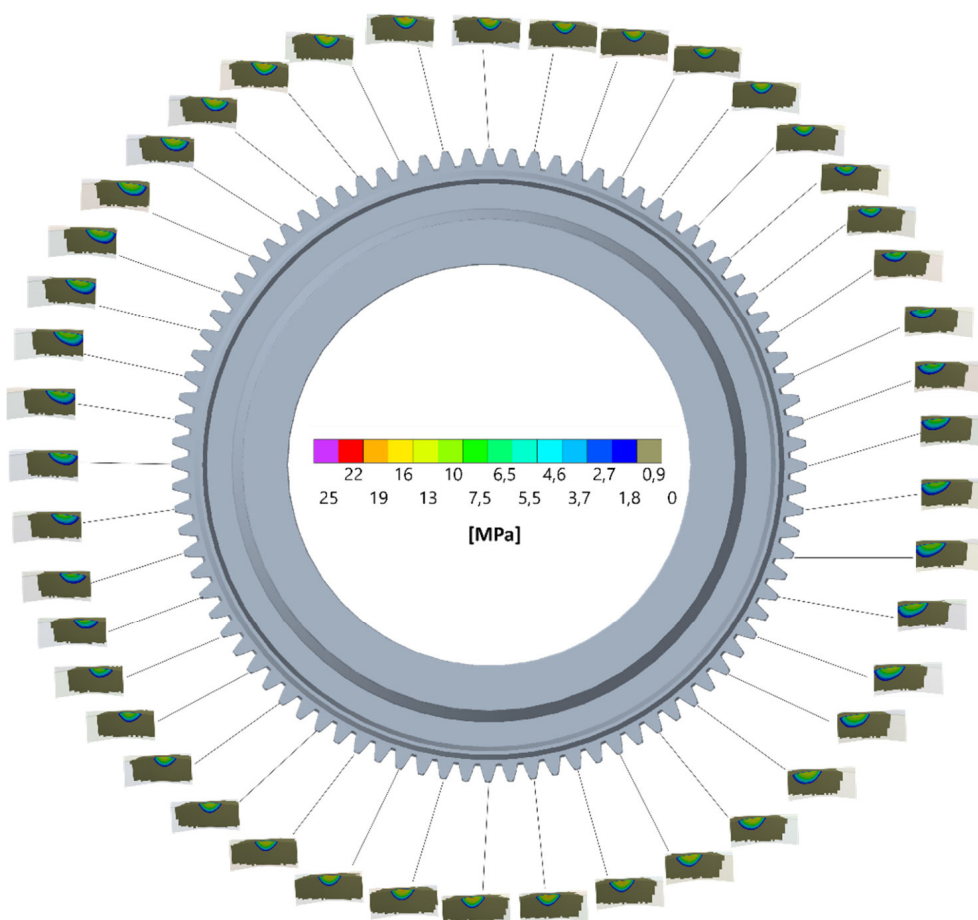
4.2.2 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 4 SEKUNDY

Ďalším prezentovaným výsledkom je kontaktný tlak na zuboch náboja spojky v čase 4 sekundy, ktorý odpovedá nakloneniu 3 stupne voči puzdru spojky. Výsledok na Obr. 65.



Obr. 65 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 4 sekundy

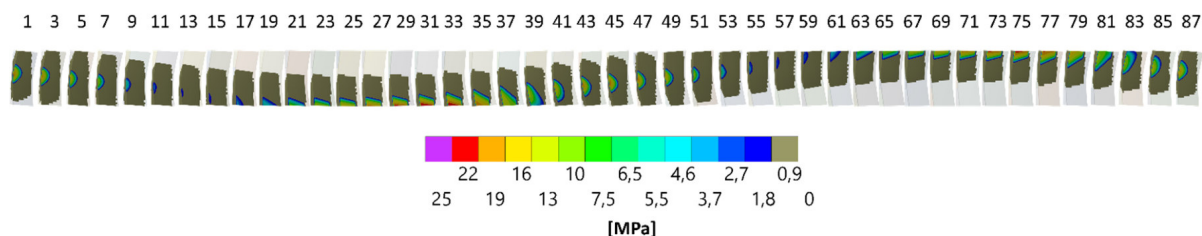
Pri tomto vyklonení je viditeľný výraznejší presun miesta kontaktného tlaku. Presun je badateľný od stredu boku zuba na jeho okraje po dĺžke zuba. Všetky zuby ostávajú stále v zábere a aj rozdelenie tlaku je pomerne dosť rovnomerné. Presun miesta tlaku sa dostáva až ku krajom zubov ale len v nízkej hodnote, takže ešte zuby nie sú preťažované. Situáciu na celom ozubenom náboji spojky dokumentuje Obr. 66.



Obr. 66 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 4 sekundy

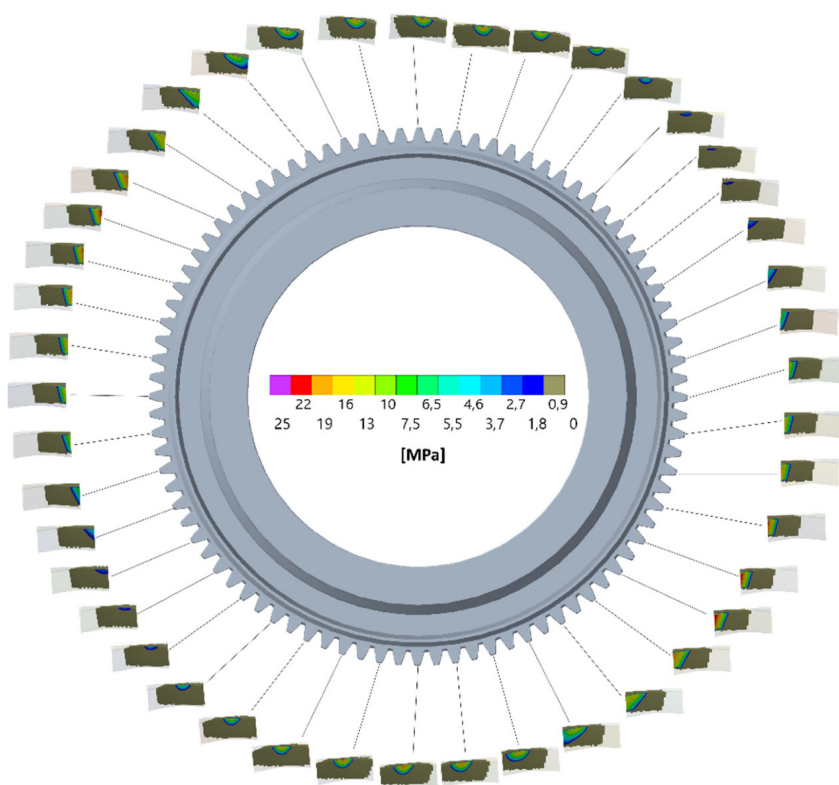
4.2.3 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 6 SEKÚND

Kontaktný tlak v čase 6 sekúnd zodpovedá nakloneniu prstenca s vonkajším ozubením o 5 stupňov voči jeho náprotivku. Táto hodnota naklonenia bola v predošlých výsledkoch označená za kritické naklonenie náboja. Preto je aj v tejto analýze zafixované naklonenie náboja na maximálnu hodnotu piatich stupňov. V ďalších časoch simulácie sa bude v tomto naklonení model rotovať. Obr. 67 dokazuje hraničné naklonenie, kedy sú hrany zubov preťažované.



Obr. 67 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 6 sekúnd

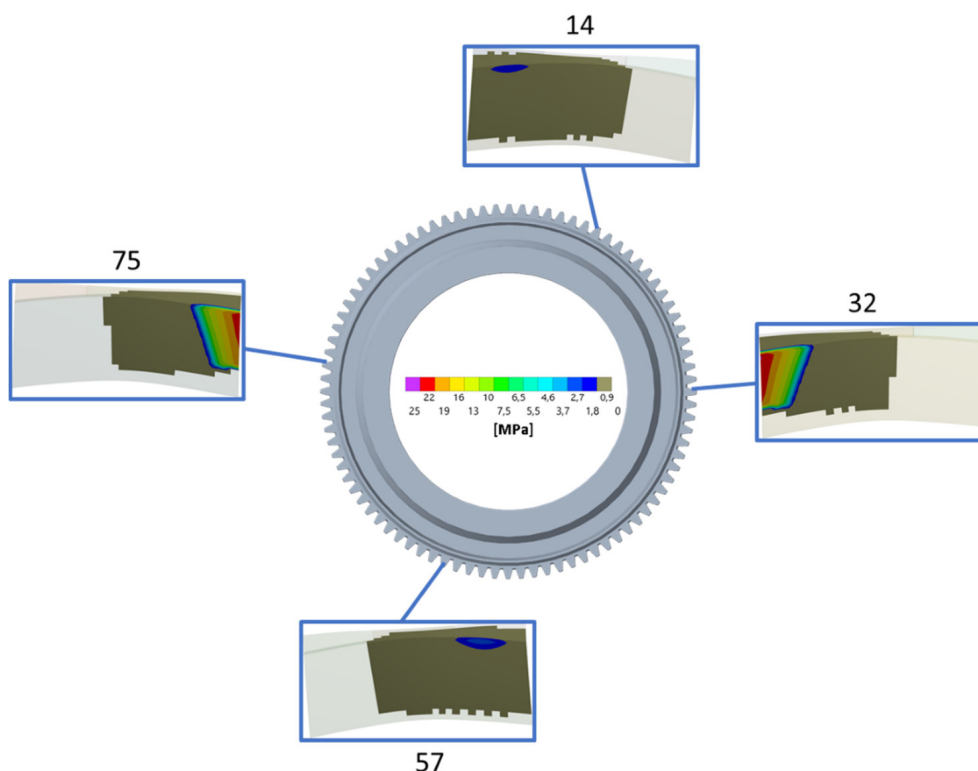
Je možné pozorovať výrazný presun kontaktného tlaku a jeho nerovnomernosť v rozložení medzi jednotlivými zubmi. Zuby od čísla 27 po 37 na jednej strane a zuby od čísla 71 až 81 sú výrazne preťažované. Na ostatných zuboch je evidentné postupné strácanie kontaktného tlaku a jeho postupné presúvanie do oblasti preťažených zubov. Na úkor vysokého naklonenia majú všetky zuby stále nejaký kontaktný tlak, na rozdiel od výsledkov s nižším záťažovým momentom, kedy niektoré zuby úplne stratili spojenie. Rozdiel je práve v dosiahnutí vyššieho kontaktného tlaku, na hodnotu 25 MPa, kedy je na odľahčených zuboch úbytok tlaku síce vysoký ale neklesne až na nulu. Situáciu na celom kolese ukazuje Obr. 68.



Obr. 68 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 6 sekúnd

4.3 NAJVÄČŠÍ TLAK A VÝCHYLKA NA ZUBOCH

V tejto podkapitole sa nachádza bližšia lokalizácia kontaktného tlaku v určitých významných miestach. Vykreslenie zubov v najväčšej výchylke náboja spojky, kde je kontaktný tlak na celom ozubenom kolese najmenší. Potom vykreslenie výsledkov pri najnižšej výchylke náboja spojky, kde sa nachádza kontaktný tlak v najvyššej hodnote. Prezentácia výsledkov v sledovaných miestach je zobrazená na Obr. 69.

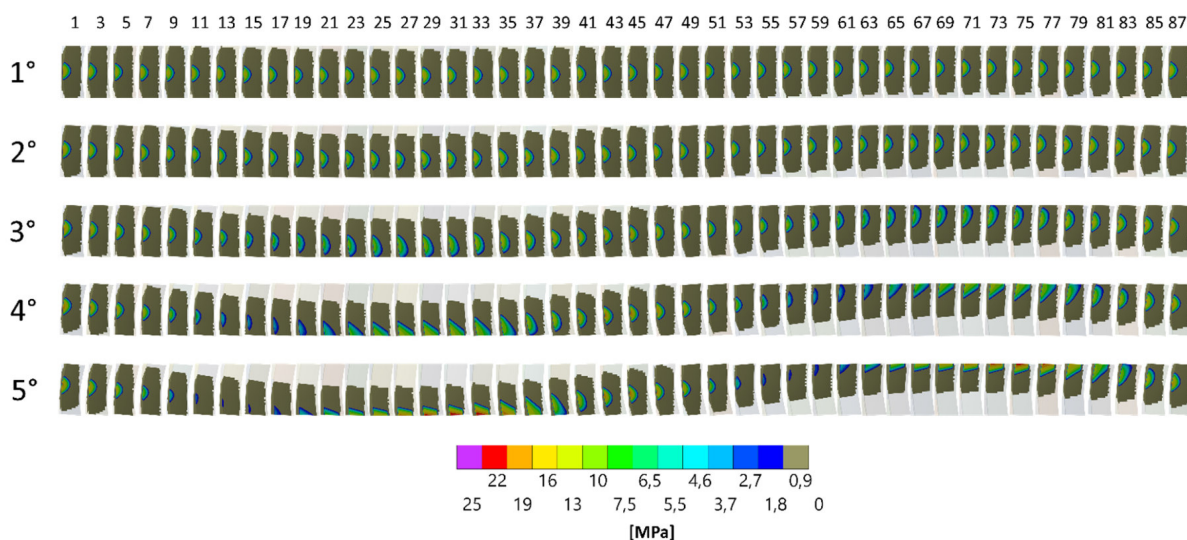


Obr. 69 Najväčší tlak a výchylka zubov na ozubenom kolese v čase 6 sekúnd

Zuby čísla 14 a 57 sa nachádzajú v mieste najväčšej výchylky náboja spojky. Ďalší pár zubov s číslami 32 a 75 sú v mieste najväčšieho kontaktného tlaku prstenca s vonkajším ozubením. Výsledné stavy kontaktného tlaku sú zobrazené v čase simulácie 6 sekúnd, takže vo vychýlení náboja 5 stupňov a zároveň v posledný čas pred rotáciou spojky. Je možné sledovať zuby najväčšej výchylky, ktorých kontaktný tlak sa pohybuje okolo 2 MPa. Zatiaľ čo zuby s najvyšším tlakom, dosahujú hodnoty v maximálnej miere 25 MPa.

4.4 POROVNANIE PRIEBEHU KONTAKTNÉHO TLAKU V KAŽDOM STUPNI NAKLONENIA

Súhrnné porovnanie priebehu kontaktného tlaku na jednotlivých zuboch náboja postupne, po každom stupni naklonenia je zobrazené na Obr. 70. Jedná sa o totožné porovnanie ako pri nižšom záťažovom momente z predošlej analýzy, v tomto prípade pri 1500 N·m.

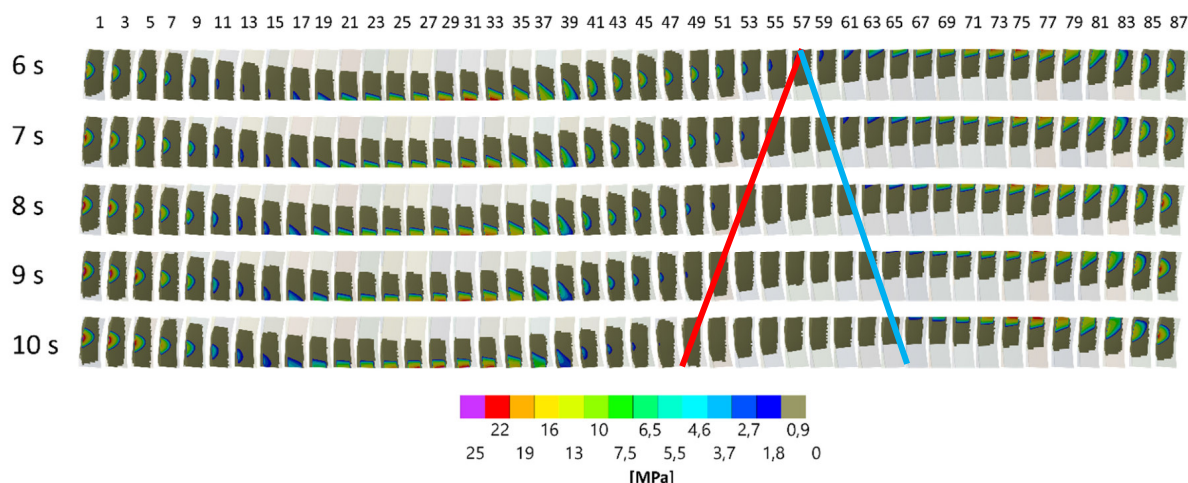


Obr. 70 Výsledné kontaktné tlaky v každom stupni naklonenia náboja spojky

Pri vyššom záťažovom momente je vidieť celkový nárast kontaktného tlaku obecné a aj jeho maximálnej hodnoty až na 25 MPa, ktorá sa nachádza na zuboch náboja pri jeho naklonení o 5 stupňov voči kľudovej polohe. S postupným naklonením rastie miera nerovnomernosti rozloženia kontaktného tlaku až po situáciu, kedy menej zaťažené zuby takmer strácajú kontakt. Pri najväčšom vyklonení je úbytok spojenia najvýraznejší, avšak pri tomto zaťažení a vyklonení k úplnej strate zatiaľ nedošlo. Všetky zuby ostali v zábere počas celého procesu vyklápania ozubenia. Tento stav sa zmení v následnej rotácii zubovej spojky.

4.5 POROVNANIE PRIEBEHU KONTAKTNÉHO TLAKU V KAŽDEJ SEKUNDE ROTÁCIE SPOJKY

Simulácia v tomto prípade ponúka ešte ďalšie výpočtové kroky. Celkový čas analýzy trvá 10 sekúnd a zvyšné 4 sekundy, po 4 krokoch sa jedná o rotáciu modelu vo vyklonenom stave náboja. Na Obr. 71 je zobrazené porovnanie jednotlivých priebehov kontaktných tlakov na bokoch zubov náboja v každej sekunde rotácie modelu. Priebeh v čase 6 sekúnd je prítomný kvôli porovnaniu situácie pred začiatkom rotácie. Rotácia sa koná v čase 7, 8, 9 a 10 sekúnd a každá sekunda predstavuje 1 stupeň a zároveň aj 1 krok analýzy.

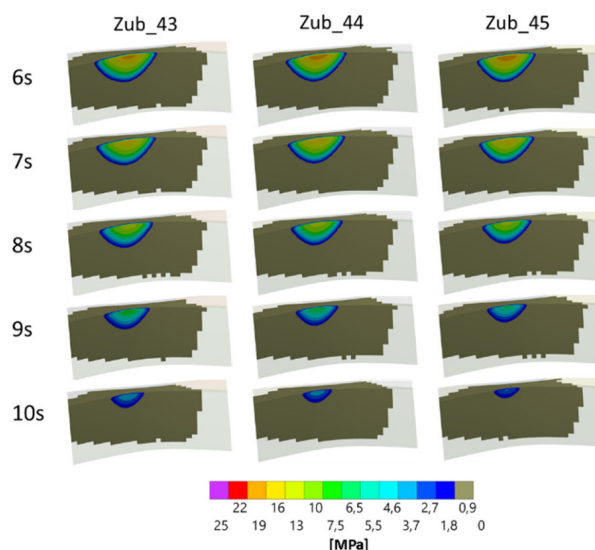


Obr. 71 Výsledné kontaktné tlaky v každej sekunde rotácie spojky

Pri podrobnejšom náhľade na obrázok vyššie sú badateľné zuby, ktoré stratili kontaktný tlak počas rotácie modelu. Pohľad na priebeh tlaku v čase 6 sekúnd ukazuje stav, kedy sú všetky zuby ešte stále v zábere. Tento stav reprezentuje len vyklonenie náboja. V ostatných časoch rotácie je viac evidentné strácanie kontaktu na zuboch približne okolo čísla 50 až 60. Zatiaľ čo sa kontaktný tlak presúval do iných zubov, ktoré boli zaťažované viac. Do Obr. 71 sú vyznačené 2 línie, modrá a červená. Červená línia ukazuje na oblasť strácania kontaktného tlaku na zuboch, zatiaľ čo modrá línia jeho znovu nadobudnutie s orientáciou z ľavej časti obrázku. Zóna medzi líniami je oblasť úplnej straty kontaktného tlaku na bokoch zubov počas rotácie zubovej spojky.

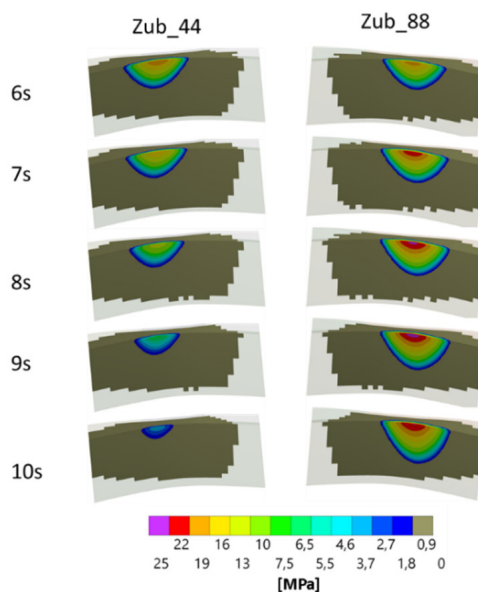
4.5.1 KONTAKTNÝ TLAK NA VYBRANÝCH ZUBOCH

Vybrané zuby boli najprv obecné určené z ozubeného kola, so žiadnym špecifickým miestom. Vykreslené boli 3 zuby nachádzajúce sa hneď vedľa seba, konkrétne čísla zubov 43, 44 a 45. Keďže sa rotácia spojky konala o 4 stupne, čo určuje vzdialenosť zubovej medzery, bol kontaktný tlak a jeho presun sledovaný na týchto susedských zuboch. Sústreďenie na zuby dokumentuje Obr. 72.



Obr. 72 Kontaktný tlak na zuboch 43, 44 a 45 počas rotácie

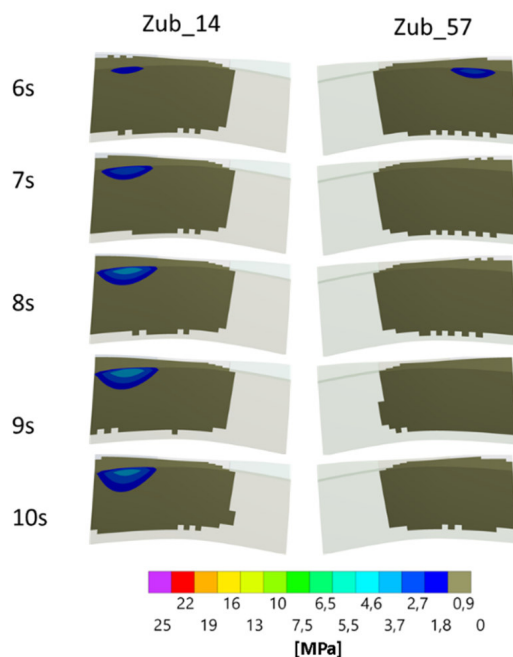
Na každom vybranom zube z obrázka je vidieť výrazné znižovanie kontaktného tlaku počas rotácie modelu. Presun tlaku zo zuba na zub, nie je v tomto prípade taký výrazný. Zuby sa nachádzajú vedľa seba, takže celkovo sa nachádzajú v oblasti naklonenia celého prstenca, kde presun tlaku nie je evidentný. Preto sa pristúpilo k porovnaniu zubov, ktoré sa nachádzajú presne v opačnej oblasti. Zub 44 má jeho náprotivok cez stred náboja spojky, na protiľahlom zube s číslom 88. Zuby v symetrii na ozubenom kolese prezentuje Obr. 73.



Obr. 73 Kontaktný tlak na zuboch 44 a 88 počas rotácie

Na zube 44 sa počas rotácie o uhol 4 stupne, výrazne stráca kontaktný tlak. Na druhej strane sa v opačnom stave nachádza zub s číslom 88, kde je spojenie s jeho náprotivkom v maximálnej miere. Kontaktný tlak dosahuje svoju vrcholnú hranicu 25 MPa. To čo zub s číslom 44 počas rotácie stráca na svojom kontaktnom tlaku je na opačnej strane ozubeného kola pridávané protiľahlému zubu, kde kontaktný tlak počas rotácie stúpa.

Na ďalšie porovnanie boli vybrané 2 zuby, ktoré sa nachádzajú v oblasti najväčšej výchylky náboja spojky. Jedná sa o zuby 14 a 57, ktoré sú situované voči sebe symetricky na opačnej strane ozubeného kola. Ich porovnanie ukazuje Obr. 74.

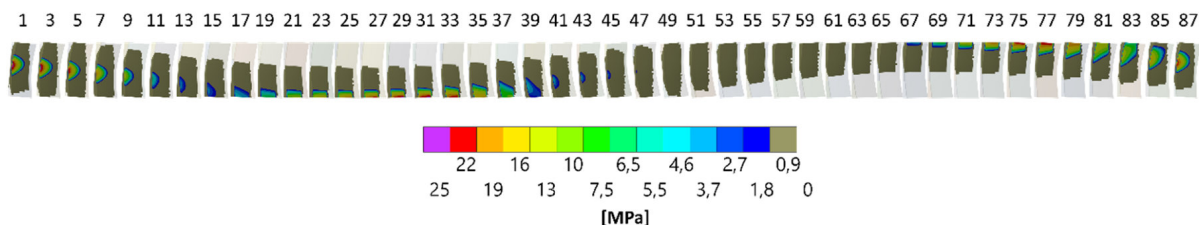


Obr. 74 Kontaktný tlak na zuboch 14 a 57 počas rotácie

Obrázok vyššie predstiera presun kontaktného tlaku na bokoch konkrétnych zubov v každej sekunde rotácie. Na zube 14 je postupom rotácie pridávaný kontaktný tlak, zatiaľ čo na opačnej strane kola, na zube 57 je spojenie strácané až na úplnú stratu kontaktu.

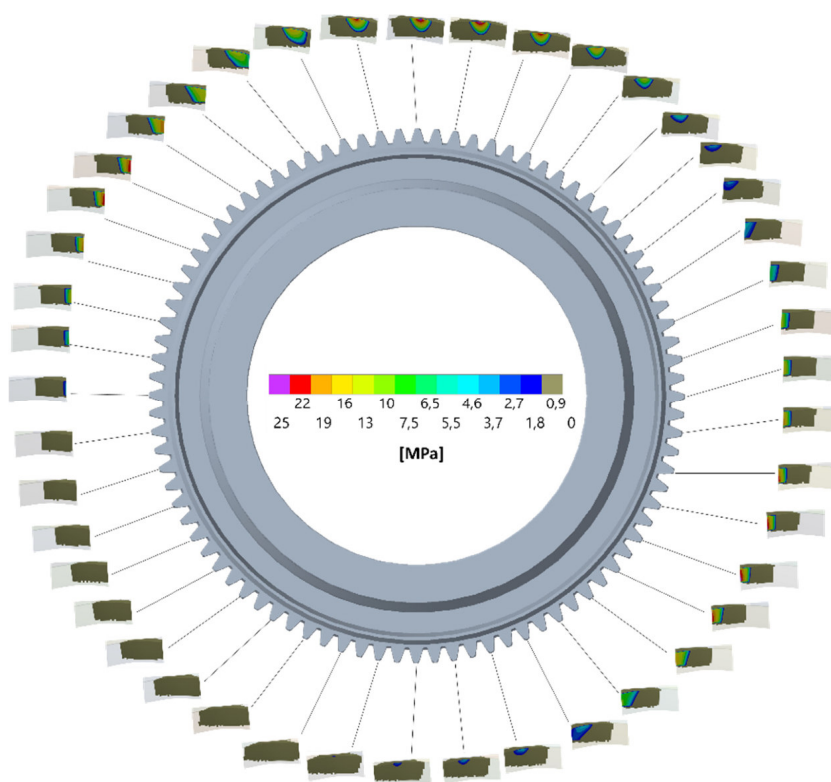
4.6 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 10 SEKÚND

Vykreslený kontaktný tlak v čase 10 sekúnd zodpovedá konečnému vykloneniu náboja spojky o 5 stupňov a rotácie modelu okolo svojej osi o 4 stupne. Na Obr. 75 nižšie je 2D zobrazenie každého druhého zuba náboja. V ľavej časti obrázku vidieť boky zubov, ktoré sú preťažované a na druhej strane stratu styku s ozubením.



Obr. 75 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 10 sekúnd

Celkový pohľad na koniec simulácie danej geometrie, ponúka Obr. 76 nižšie. Konečné rozdelenie kontaktného tlaku pri rotácii modelu je zobrazené na ozubenom kolese.



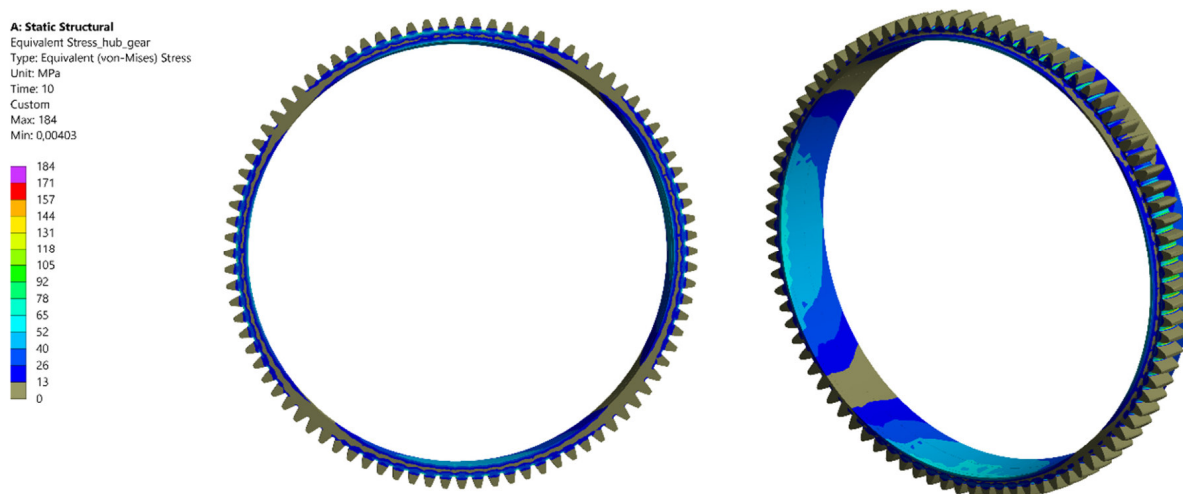
Obr. 76 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 10 sekúnd

Pri rotácii modelu o 4 stupne došlo k výraznému nárastu zubov, ktoré nemajú kontakt so svojím náprotivkom vo forme zubov puzdra spojky. Konkrétne sa jedná o 9 zubov z 88, ktoré majú nulový kontaktný tlak. Zatiaľ čo pred rotáciou boli všetky zuby v zábere. Presun tejto veličiny o rotáciu jednej zubovej medzery bol výrazný a v maximálnej miere sa preťažili ostatné zuby. Avšak maximálny tlak nebol prítomný len na hranách bokov zubov ako pri situácii len s vyklonením ale rozmiestnil sa aj na stredy zubov. V reálnej situácii je rotácia zubovej spojky mnohonásobne vyššia, čo by nebolo možné za danej situácie odsimulovať v programe Ansys

Workbench. Rotácia aspoň o 4 stupne dala nahliadnuť na správanie kontaktného tlaku a jeho rozložení na všetkých zuboch pri výraznom vyklonení náboja spojky. Vzhľadom na opakujúce sa entity v podaní zubov po obvodu dáva rotácia spojky o vzdialenosť zubovej medzery možnosť tento jav aplikovať na celý prstenec zub od zuba po celých 360 stupňov.

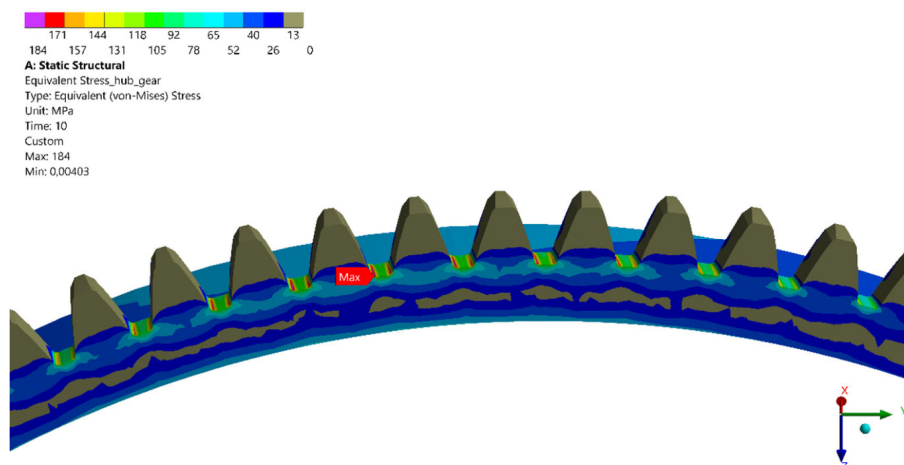
4.7 REDUKOVANÉ NAPÄTIE V ČASE 10 SEKÚND

Ďalším dôležitým výsledkom a výstupom z analýzy je celkové redukované napätie pri namáhaní ozubených kolies záťažovým momentom. Redukované napätie náboja spojky je na Obr. 77 vykreslené v poslednom čase simulácie po rotácii, kedy sa jeho hodnota nachádza v maximálnej miere. Ďalej je na obrázku pohľad na rez nábojom spojky v rovine YZ. Posledný krok analýzy bol 10 sekúnd, pri krútiacom momente konštantných 1500 N·m, vyklonení náboja o 5 stupňov a rotácii okolo osi X o 4 stupne.



Obr. 77 Redukované napätie na náboji v reze (vľavo) a pohľad na prstenec s vonkajším ozubením (vpravo) v čase 10 sekúnd

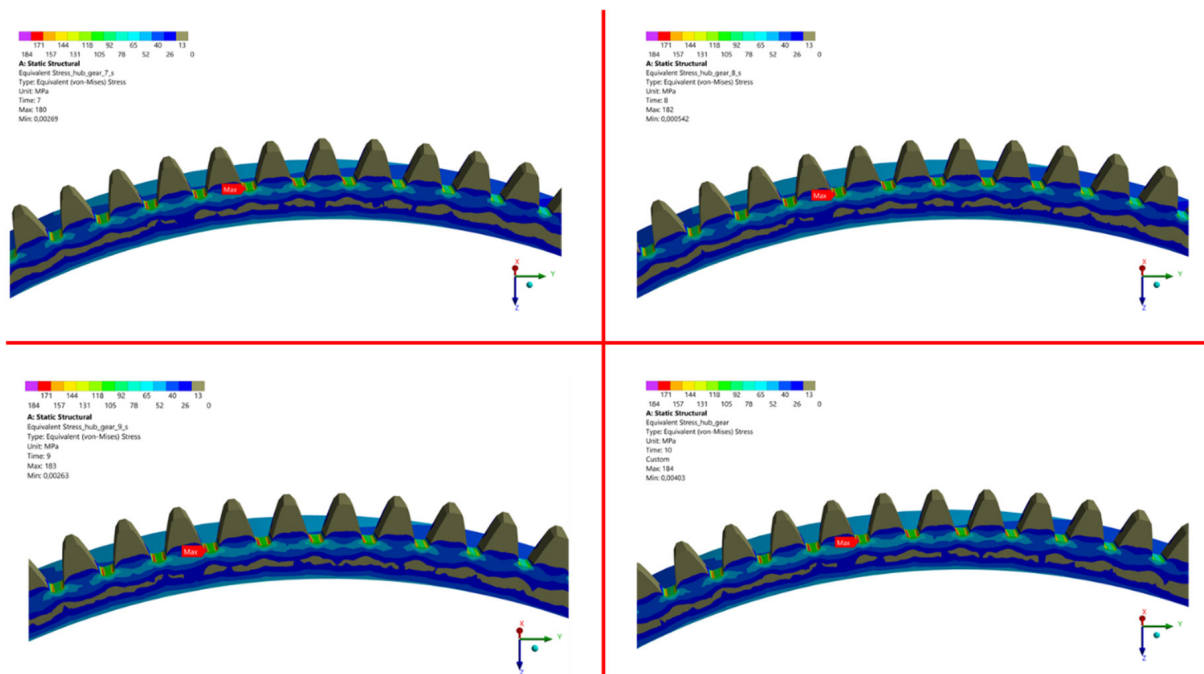
Maximálna hodnota redukovaného napätia sa dostala až na výsledok 184 MPa. Poloha miesta s touto hodnotou je lokalizovaná na päť zuba. Pre lepšiu ilustráciu je prítomný Obr. 78, kde je detail v reze na redukované napätie s maximálnou hodnotou.



Obr. 78 Redukované napätie v čase 10 sekúnd na náboji v reze a detaile na jeho maximálnu hodnotu

4.8 POROVNANIE REDUKOVANÉHO NAPÄTIA POČAS ROTÁCIE

Porovnanie prezentuje pohľad na detail s maximálnou hodnotou napätia počas rotácie v každom jej kroku v podaní sekundy. Jedna sekunda sa rovná jednému stupňu rotácie. Obr. 79 obsahuje 4 pohľady na náboj zubovej spojky v reze.

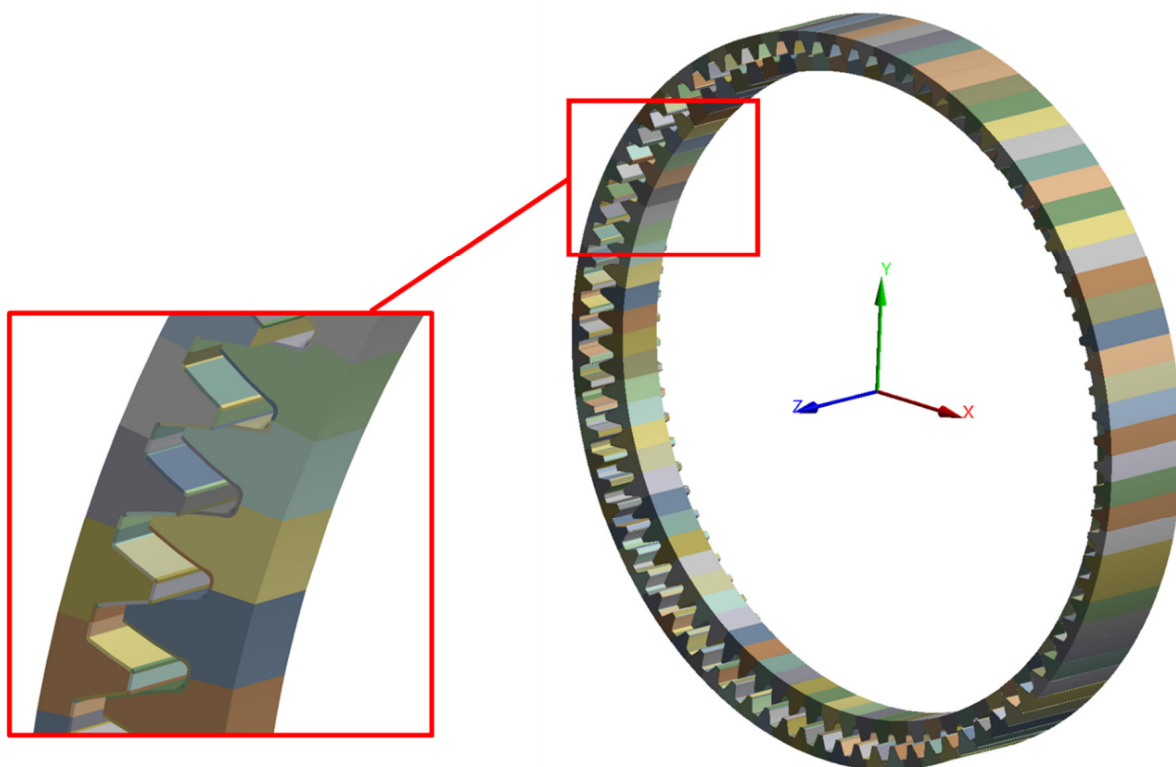


Obr. 79 Redukované napätie počas každej sekundy rotácie spojky

Prvý stupeň rotácie je vyobrazený v ľavom hornom obrázku v čase 7 sekúnd. Ďalší krok je v pravom hornom rohu a následne zase vľavo dole. Maximálna hodnota redukovaného napätia sa postupne, takmer lineárne navyšuje, s ďalším stupňom rotácie. Hodnota na začiatku predstavovala 180 MPa, následne 181 MPa, 183 MPa a na konci rotácie 184 MPa. Pri všetkých prípadoch je miesto koncentrácie napätia na päte zuba.

5 VÝPOČTOVÝ MODEL SPOJKY NOVEJ GEOMETRIE

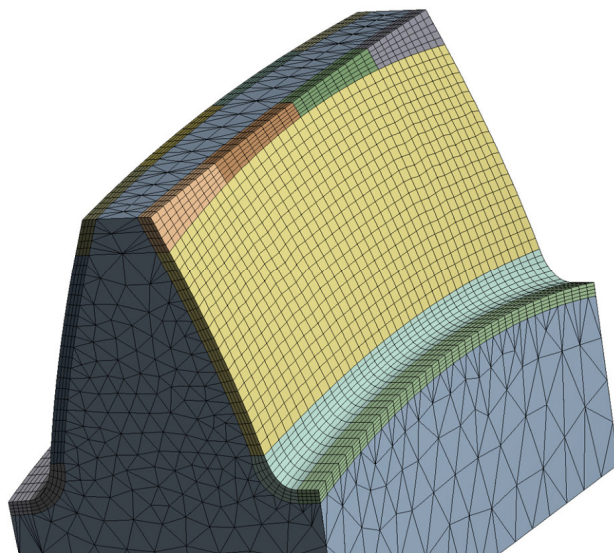
Nový model zubovej spojky sa vyznačoval hlavne zmenou geometrie na strane zubov prstenca s vonkajším ozubením. Zuby náboja spojky majú iné prevedenie barelizácie zuba. Puzdro spojky má ozubenie s priamymi zubmi a ozubenie je celkovo užšie ako pri prvom prípade. Pohľad na nový model zubovej spojky predstiera Obr. 80.



Obr. 80 Výpočtový model zubovej spojky novej geometrie

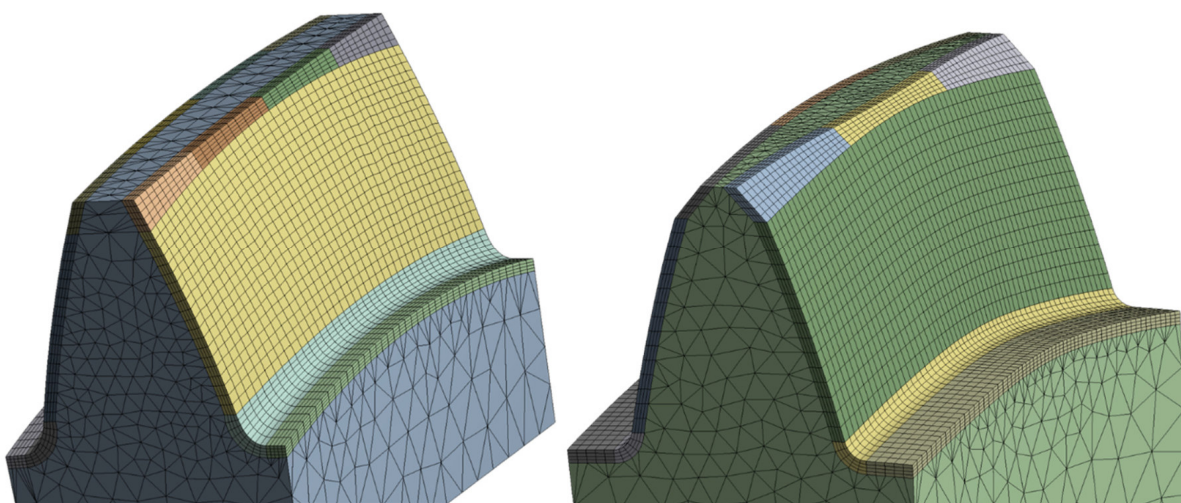
Model sa skladá z rovnakého počtu zubov ako pri prvom modeli a to 88 zubov na každej strane prstenca. Geometria sa v tomto prípade nemusela získavať z komplexného modelu zubovej spojky ale bol daný nový tvar zuba na náboji spojky a taktiež zuba na puzdre spojky. Z nových zubov boli následne vytvorené ozubené prstence a bol vytvorený výpočtový model na kontaktnú analýzu.

Náhľad na nový tvar zuba na prstenci s vonkajším ozubením už v jeho diskretizovanom tvare ponúka Obr. 81.



Obr. 81 Nový tvar zuba na náboji spojky

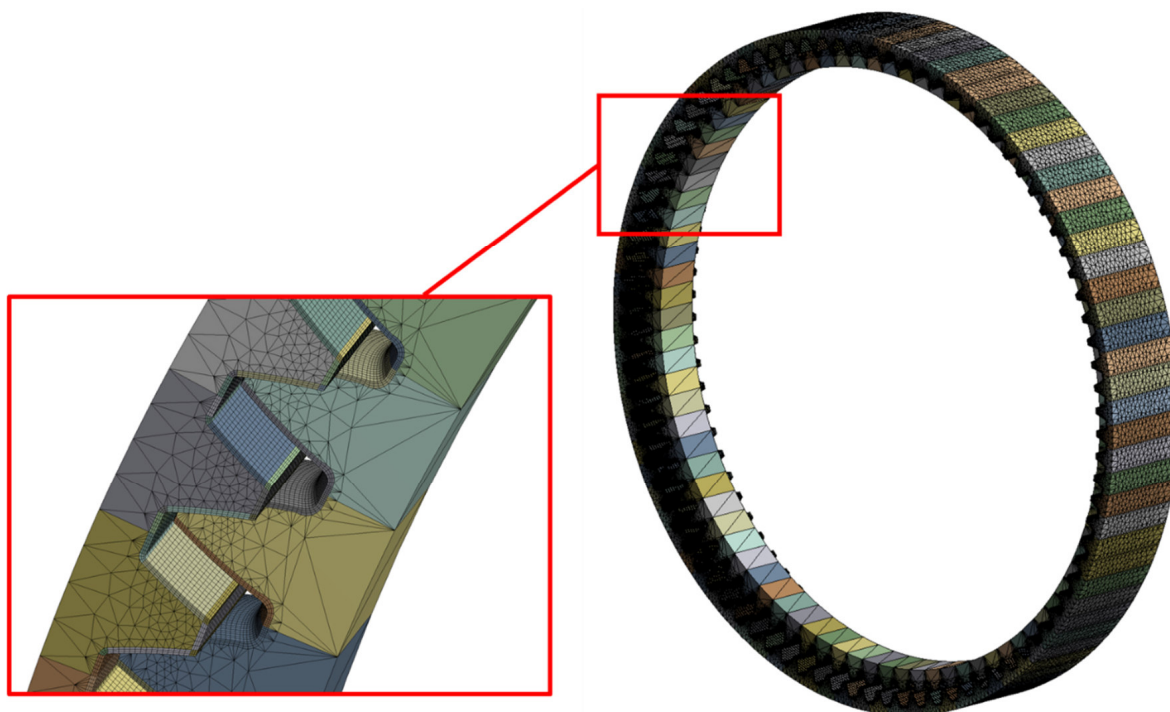
Na obrázku vyššie je ukážka referenčného zuba s novou geometriou. V tomto prípade oproti prvému modelu je vidieť menej výrazné zakrivenie zuba. Zakrivenie je stále bočného, vrchného charakteru aj skosenia hrán, no hlavne vo vrchnej časti zuba je zahnutie menej agresívne.



Obr. 82 Porovnanie novej (vľavo) a pôvodnej (vpravo) geometrie zuba na náboji spojky

Obr. 82 prezentuje pohľad a porovnanie na 2 zuby z pôvodnej a novej geometrie. Nový dizajn zuba disponuje jednoduchšími tvarmi. Barelizácia zuba sa hlavne odlišuje vo vrchnej časti zuba a jeho krajných plochách. Sieťovanie zuba bolo nastavené na veľmi podobné parametre ako pri pôvodnej diskretizácii aby boli výsledné súbory porovnateľné. Znova platí, že je sieť unifikovaná a vďaka tomu je možné si zub pripraviť podľa plánovej analýzy.

Celkový výpočtový model sa opäť vyznačoval vysokou výpočtovou náročnosťou a požiadaviek na dostupnú počítačovú techniku. Diskretizácia celého modelu s novou geometriou je prezentovaná na Obr. 83 nižšie.



Obr. 83 Celkový výpočtový model novej geometrie zubovej spojky s diskretizáciou

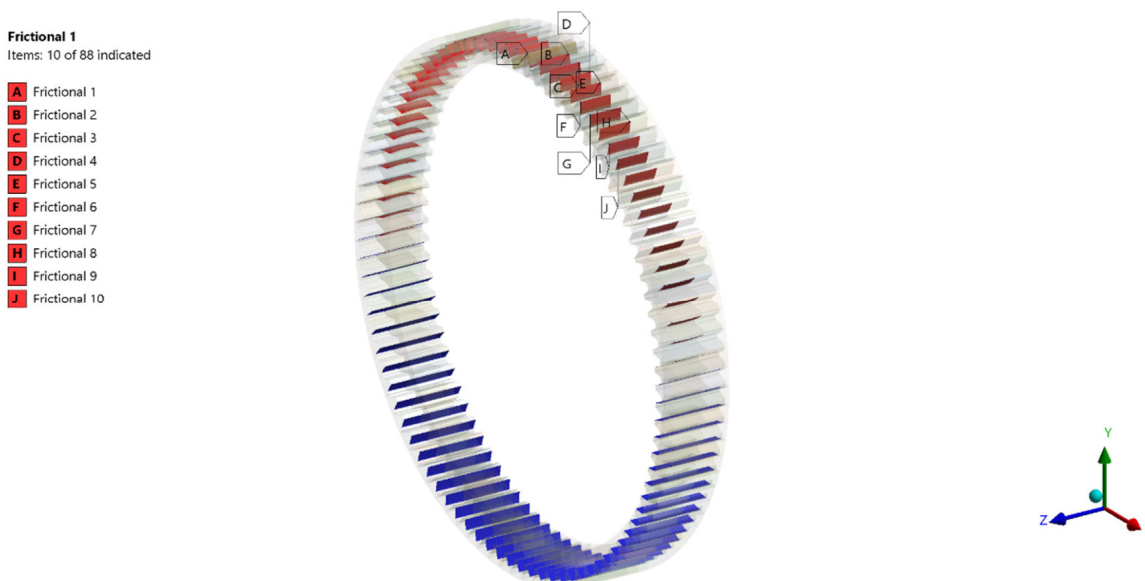
Charakteristika modelu s jeho bližšími parametrami o počte telies a veľkosti siete je vypracovaná v krátkej Tabuľka 2.

Tabuľka 2 Charakteristika celkového modelu s novou geometriou

Parametre	Počet
Zuby	176
Kontaktné dvojice	88
Telesá	1144
Prvky siete	2 733 239
Uzly siete	7 630 193

5.1 VÝBER KONTAKTNÝCH DVOJÍC NOVEJ GEOMETRIE

Nastavenie kontaktov pre kontaktnú analýzu záberu zubov, boli použité už aplikované hodnoty, ktoré sa odskúšali na zjednodušenom výpočtovom modeli a následne aj na celkovom výpočtovom modeli s pôvodnou geometriou. Rovnaká aplikácia kontaktného rozloženia zaručí porovnateľné výsledky. Kontaktné dvojice bolo potrebné manuálne vybrať pre každú zubovú dvojicu zvlášť. Za cieľové teleso bolo zvolené puzdro spojky a náprotivok v podobe kontaktného telesa prstenec s vonkajším ozubením zubovej spojky. Výber kontaktných dvojíc na modeli prezentuje Obr. 84.



Obr. 84 Výber kontaktných dvojíc na celkovom modeli novej geometrie

5.1.1 POČIATOČNÝ STAV KONTAKTOV

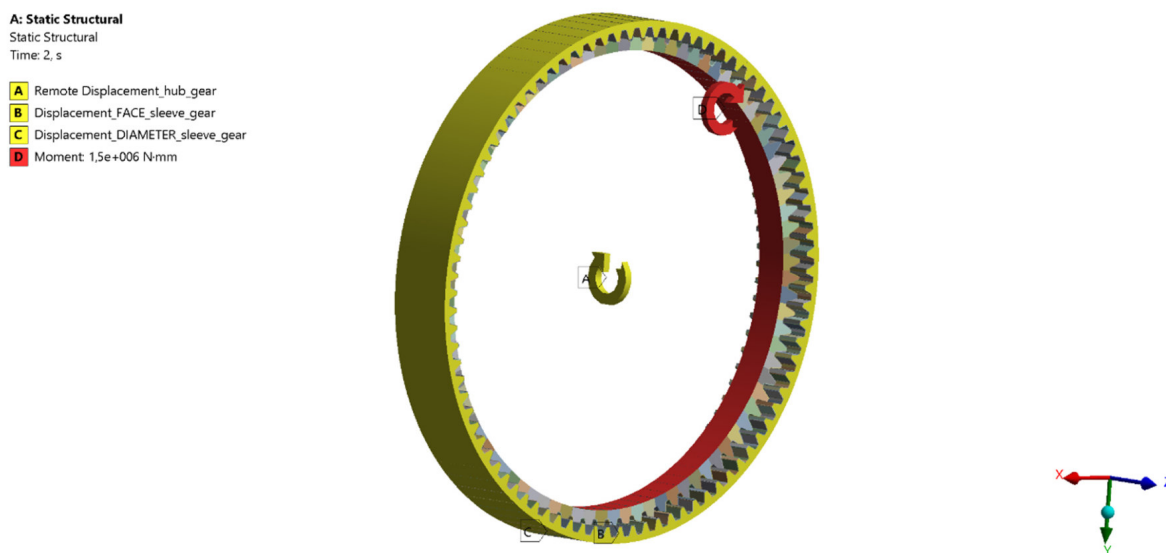
Pomocou funkcie *Contact Tool* bol skontrolovaný úvodný stav jednotlivých kontaktov na novej zostave modelu zubovej spojky. Rotáciou náboja spojky v editore geometrie *SpaceClaim* bol model natočený tak, aby mali zuby voči sebe malú geometrickú penetráciu. Dôvod je lepšia konvergencia výpočtu v prvom kroku simulácie. Prehľad o presnom stave kontaktov zobrazuje tabuľka formou Obr. 85.

Name	Contact Side	Type	Status	Number Contacting	Penetration (mm)	Gap (mm)	Geometric Penetration (mm)	Geometric Gap (mm)	Resulting Pinball (mm)	Real Constant
Frictional 1	Contact	Frictional	Closed	84,	5,5367e-003	0,	5,5367e-003	1,0715e-005	0,5	1321,
Frictional 1	Target	Frictional	Closed	36,	5,3313e-003	0,	0,	0,	0,5	1322,
Frictional 2	Contact	Frictional	Closed	84,	5,5367e-003	0,	5,5367e-003	1,0706e-005	0,5	1323,
Frictional 2	Target	Frictional	Closed	36,	5,3313e-003	0,	0,	0,	0,5	1324,
Frictional 3	Contact	Frictional	Closed	84,	5,5367e-003	0,	5,5367e-003	1,0702e-005	0,5	1325,
Frictional 3	Target	Frictional	Closed	36,	5,3313e-003	0,	0,	0,	0,5	1326,
Frictional 4	Contact	Frictional	Closed	84,	5,5367e-003	0,	5,5367e-003	1,0711e-005	0,5	1327,
Frictional 4	Target	Frictional	Closed	36,	5,3313e-003	0,	0,	0,	0,5	1328,
Frictional 5	Contact	Frictional	Closed	84,	5,5367e-003	0,	5,5367e-003	1,0706e-005	0,5	1329,
Frictional 5	Target	Frictional	Closed	36,	5,3313e-003	0,	0,	0,	0,5	1330,
Frictional 6	Contact	Frictional	Closed	84,	5,5367e-003	0,	5,5367e-003	1,0704e-005	0,5	1331,
Frictional 6	Target	Frictional	Closed	36,	5,3313e-003	0,	0,	0,	0,5	1332,
Frictional 7	Contact	Frictional	Closed	84,	5,5367e-003	0,	5,5367e-003	1,0712e-005	0,5	1333,
Frictional 7	Target	Frictional	Closed	36,	5,3313e-003	0,	0,	0,	0,5	1334,
Frictional 8	Contact	Frictional	Closed	84,	5,5367e-003	0,	5,5367e-003	1,0713e-005	0,5	1335,
Frictional 8	Target	Frictional	Closed	36,	5,3313e-003	0,	0,	0,	0,5	1336,
Frictional 9	Contact	Frictional	Closed	84,	5,5367e-003	0,	5,5367e-003	1,0715e-005	0,5	1337,
Frictional 9	Target	Frictional	Closed	36,	5,3313e-003	0,	0,	0,	0,5	1338,

Obr. 85 Počiatočný stav jednotlivých kontaktov

5.2 OKRAJOVÉ PODMIENKY CELKOVÉHO MODELU NOVEJ GEOMETRIE

Aplikácia okrajových podmienok vo veľkej miere kopírovala nastavenie z predchádzajúcej geometrie. Cieľom bolo získať výsledky za rovnakých podmienok pri inom tvare zubov prstenca spojky. Z tohto hľadiska bol záťažový moment pomocou väzby *Remote Displacement* aplikovaný na stred náboja, na konštantnú hodnotu 1500 N·m. Moment je konštantný po celú dobu simulácie, až na prvý krok, kedy je znížený z dôvodu lepšej konvergenie úvodu výpočtu. Krútiaci moment pôsobí v zápornej ose Z. Náboj spojky počas analýzy koná vyklápací pohyb okolo osi X, čo simuluje vychýlenie pri pracovných podmienkach. Vychýlenie ostalo na hodnote 5 stupňov voči vyrovnanej polohe puzdra spojky. Puzdro je zaväzbené dvoma funkciami *Displacement* proti jeho pohybu. Na zamedzenie rotácie prstenca s vnútorným ozubením bol vytvorený cylindrický súradnicový systém prepojený s väzbou *Displacement*. Celkový čas simulácie trvá 6 sekúnd, v ekvivalente 6 krokov. Aplikované okrajové podmienky názorne zobrazuje Obr. 86.

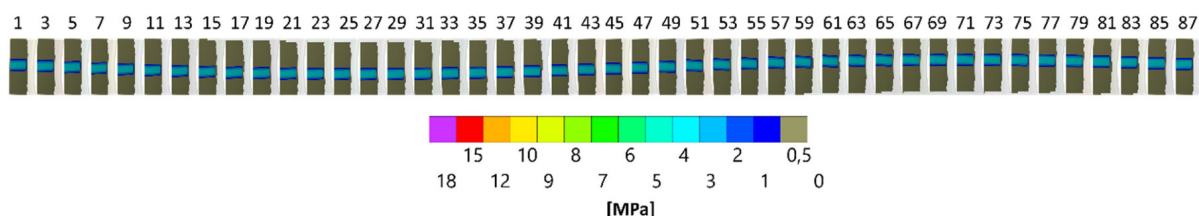


Obr. 86 Okrajové podmienky vyklonenia náboja o 5 stupňov pri 1500 N·m

5.3 PREZENTÁCIA VÝSLEDKOV MODELU NOVEJ GEOMETRIE

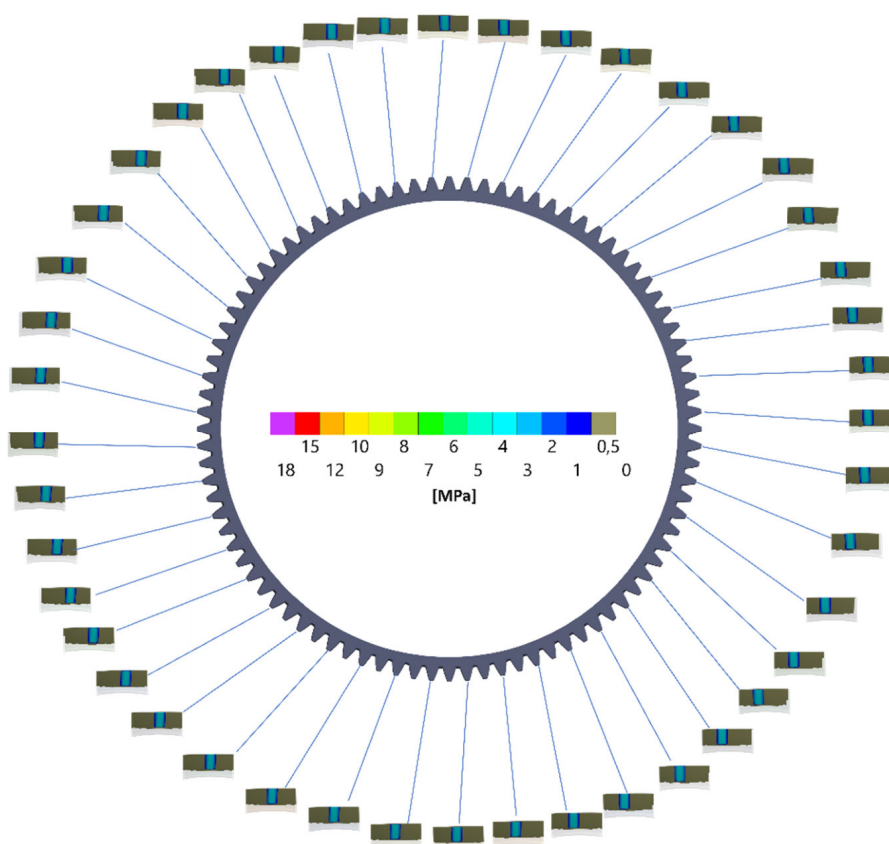
5.3.1 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 2 SEKUNDY

Pri výsledkovom súbore kontaktného tlaku na novej geometrii tvaru boku zuba na prstenci s vonkajším ozubením zubovej spojky, je očakávané jeho odlišné rozloženie a iné správanie sa pri zaťažení krútiacim momentom. Prvé sledované rozloženie je v čase 2 sekundy pri vychýlení náboja spojky voči jeho náprotivku v podaní puzdra o 1 stupeň. Situáciu dokumentuje Obr. 87.



Obr. 87 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 2 sekundy

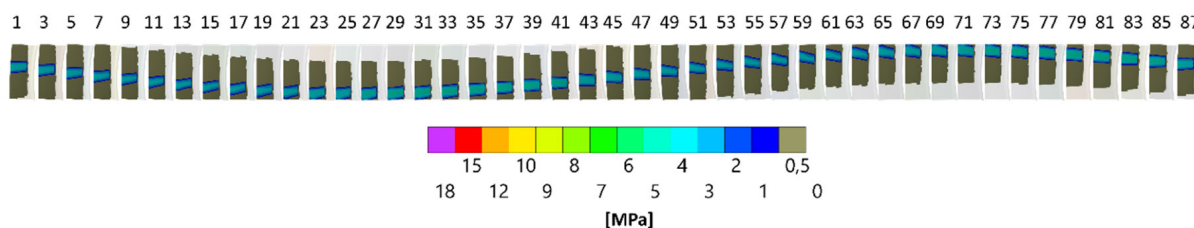
Kontaktný tlak je pri tomto vychýlení rozložený medzi zubmi rovnomerne a dochádza len k miernemu presunu jeho miesta pôsobenia. Nový tvar boku zuba spôsobil zväčšenie styčnej plochy, v ktorej sa tlak rozprestiera. Bok zuba je využívaný od jeho vrchu až po spodnú časť. Zatiaľ čo v predchádzajúcej geometrii je kontaktný tlak situovaný hlavne na jeho vrchnú oblasť. Maximálna hodnota pri tomto vyklonení a zaťažení sa pohybuje len okolo 4 MPa tlaku na zuby. Pohľad na rozdelenie pri celom náboji spojky je zobrazený na Obr. 88.



Obr. 88 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 2 sekundy

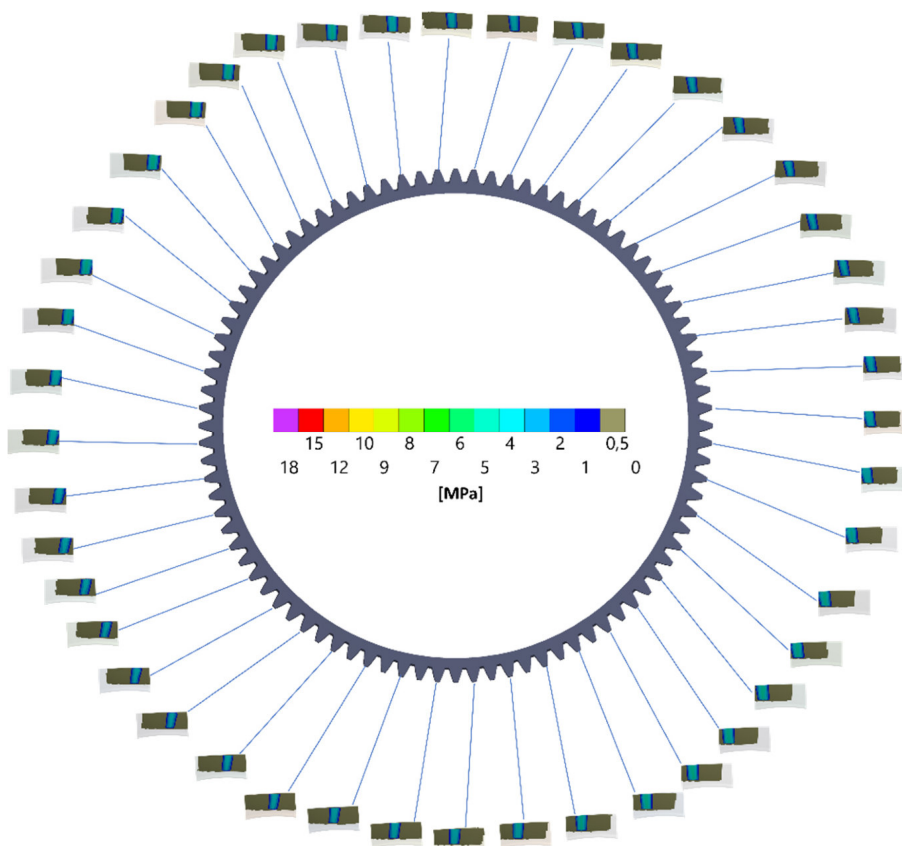
5.3.2 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 4 SEKUNDY

Následným odprezentovaným výsledkom je stav kontaktného tlaku pri vychýlení náboja spojky o 3 stupne voči jeho kludovej polohe. Pri tomto vychýlení je už vidieť výraznejší presun kontaktného tlaku zo stredu boku zuba na jeho okraje a symetricky pokračuje na druhú stranu ku okrajom až sa vracia znova na strednú časť. Aj pri zväčšenom vychýlení sa nový tvar boku zuba prezentuje rovnomerným rozložením, kedy je zmena kontaktného tlaku medzi zubmi menej výrazná ako pri predchádzajúcej geometrii a maximálna hodnota sa pohybuje okolo 6 MPa. Priebeh tlakov na zuboch dáva nahliadnuť Obr. 89.



Obr. 89 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 4 sekundy

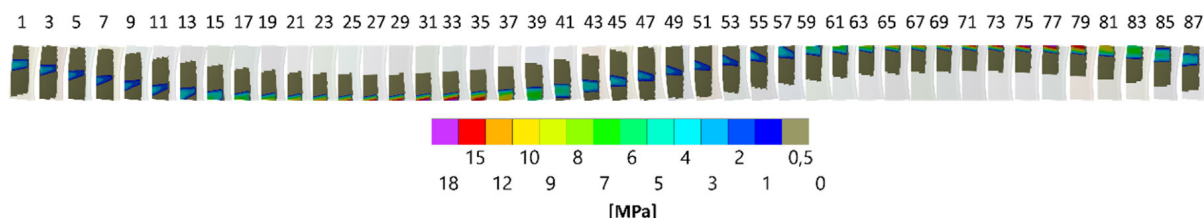
Miesto kontaktného tlaku sa dostáva ku krajom zubov ale len v nízkej miere a celá oblasť jeho pôsobenia sa stále nachádza na zube, takže žiaden z kontaktov neprestáva prenášať sily od záťažového momentu. Pre lepšiu predstavu, kde presne sa zubový kontaktný tlak nachádza, je priložený Obr. 90 ozubeného prstenca s vonkajším ozubením.



Obr. 90 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 4 sekundy

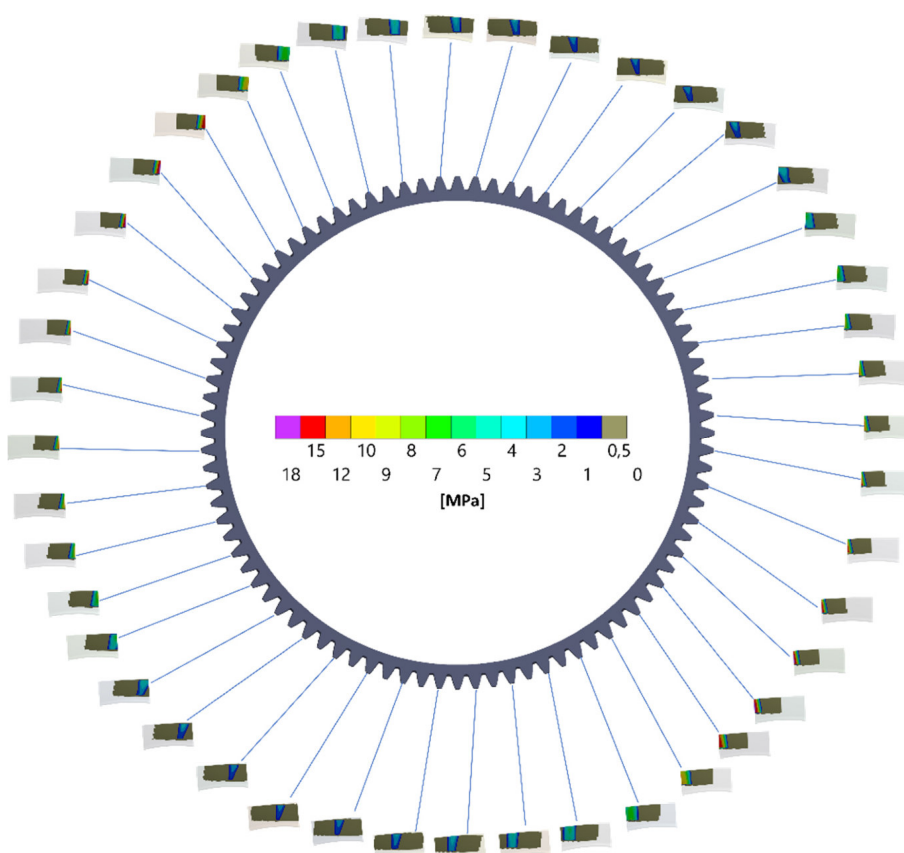
5.3.3 KONTAKTNÝ TLAK V ČASE 6 SEKÚND

Posledný čas simulácie pri 6 sekundách odpovedá vychýleniu náboja spojky pod zaťažením o 5 stupňov. Z predchádzajúceho modelu s výsledkami kontaktného tlaku bolo vychýlenie v tejto hodnote označené za hraničné, takže vyšetovanie priebehu presunu tlaku v novom modeli je zastavené tiež v tomto stave. Z Obr. 91 vidieť, že sa kontaktný tlak výrazne presúva na okraje zubov ale zároveň ostávajú všetky plochy v zábere.



Obr. 91 Výsledný kontaktný tlak každého druhého zuba na náboji v čase 6 sekúnd

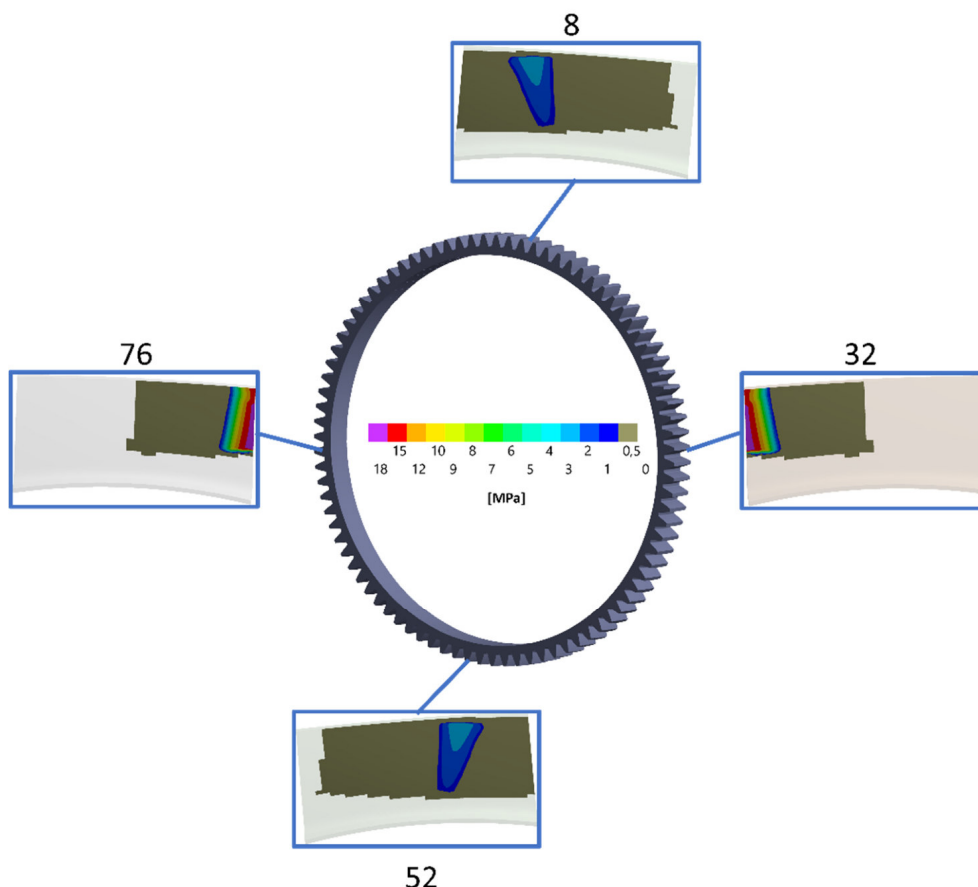
Maximálna hodnota kontaktného tlaku sa v tomto režime dostala ku hodnote 18 MPa, práve v oblastiach na okrajoch bokov zubov. Aj pre novú geometriu tvaru boku zuba je toto vyklonenie limitné. Maximálna hodnota tlaku pri rovnakom zaťažení je pri novom modeli nižšia ako v prípade pôvodného, z dôvodu využívania väčšej plochy styku na boku zuba. Zuby s číslom od 25 do 35 a na druhej strane zuby s číslom 69 až 79 sú výrazne preťažované. Na ostatných zubov je vidieť náznak strácania styku s ich náprotivkom ale k úplnej strate pri týchto podmienkach nedôjde. Zobrazenie každého druhého zuba na náboji spojky predkladá Obr. 92.



Obr. 92 Výsledný kontaktný tlak na ozubenom kolese v čase 6 sekúnd

5.4 NAJVÄČŠÍ TLAK A VÝCHYLKA NA ZUBOCH

V tejto časti je zobrazený výsledný kontaktný tlak na bokoch zubov náboja v jeho špecifických miestach. Zuby, ktoré sa nachádzajú v oblasti s najväčším naklonením o hodnotu 5 stupňov, prípadne -5 stupňov na symetrickej strane sú zobrazené v hornej a spodnej časti obrázku. Oblasti zubov najnižšej výchylky, ktorá zároveň poukazuje na zuby zaťažované od krútiaceho momentu najviac, sú na bočných stranách ozubení. Na Obr. 93 nižšie sú konkrétne zuby s číslom 8 a 52 v oblasti najväčšej výchylky a následne na to zuby s číslom 32 a 76 v oblasti najväčšieho kontaktného tlaku.

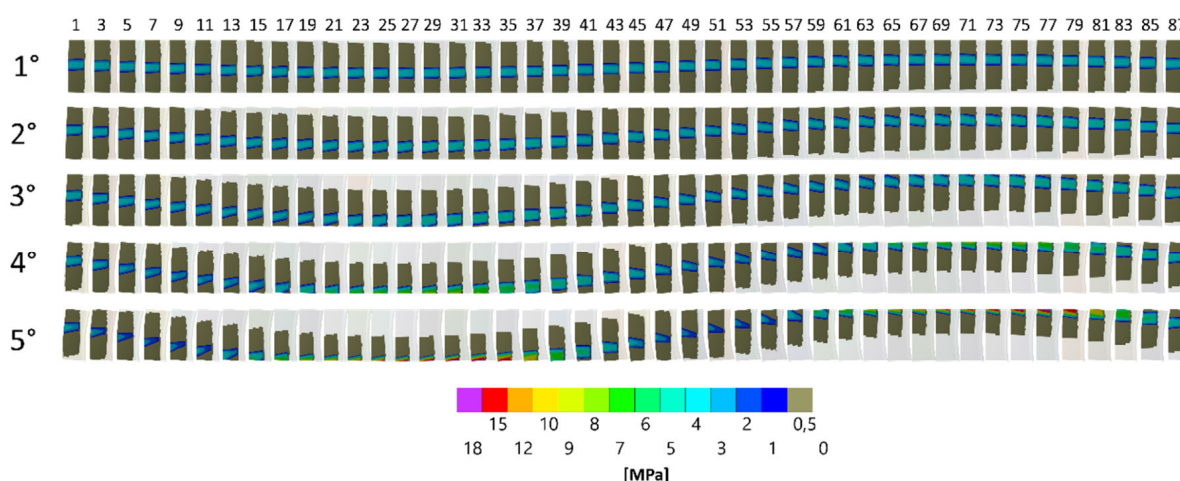


Obr. 93 Najväčší tlak a výchylka zubov na ozubenom kolese v čase 6 sekúnd

Vyobrazené stavy zubov na náboji sú v poslednom čase simulácie pri 6 sekundách a tomu odpovedajúcom maximálnom vychýlení náboja 5 stupňov. Zuby s najvyšším tlakom dosahujú na vrcholnú hodnotu kontaktného tlaku a to 18 MPa, situovaného na samotných krajoch vybratých zubov. Zatiaľ čo v opačnom výsledkovom spektre sú zuby s najvyššou výchylkou, kde je kontaktný tlak na najnižšej úrovni s hodnotou okolo 3 MPa.

5.5 POROVNANIE PRIEBEHU KONTAKTNÉHO TLAKU V KAŽDOM STUPNI NAKLONENIA

Táto podkapitola predkladá porovnanie priebehov kontaktného tlaku pri každom stupni naklonenia náboja spojky. Od prvých malých výchýliek až do 3 stupňa naklonenia je možné pozorovať relatívne rovnomerné rozloženie kontaktného tlaku medzi všetkými zubmi. Práve do tohto stupňa naklonenia je oblasť tlaku pri vychýlení stále v oblasti boku zuba a neopúšťa jeho styčnú plochu. Taktiež sa nekoná výrazné preťažovanie jednotlivých zubov, čo je spôsobené využitím styčnej plochy zuba od jeho vrchnej až po spodnú časť. Sledovanie stavu každého druhého zuba na náboji prezentuje Obr. 94.



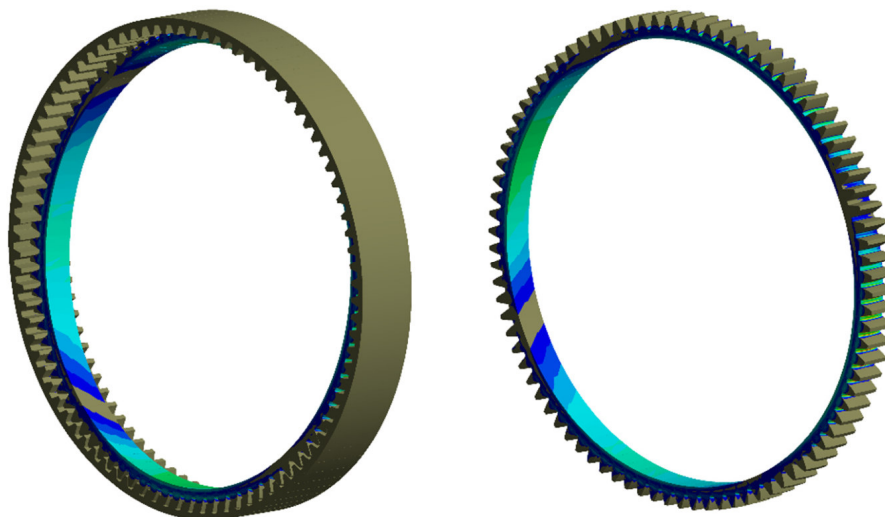
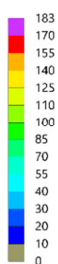
Obr. 94 Výsledné kontaktné tlaky v každom stupni naklonenia náboja spojky

Od naklonenia 4 stupňov a viac je pozorovateľné výrazné preťažovanie jednotlivých zubov cez ich geometrické okraje. Pri vyklonení o 4 stupne sa nachádza oblasť kontaktu na okraji zubov ale výrazných hodnôt tlakov na zuby je dosahované až pri vyššom 5 stupňovom vychýlení, kedy sa tlak dostáva na svoju špičkovú hodnotu 18 MPa. Je potrebné skonštatovanie, že vo vzájomnom zubovom kontakte s puzdrom spojky ostali všetky zuby počas každého stupňa vyklonenia.

5.6 REDUKOVANÉ NAPÄTIE V ČASE 6 SEKÚND

Po vykreslení všetkých stavov kontaktného tlaku na bokoch zubov náboja spojky je ďalším výstupom analýzy redukované napätie. Toto napätie je vykreslené v poslednom čase simulácie pri 6 sekundách, v 6 kroku. Jedná sa o posledný zobrazený čas, kedy je hodnota napätia najvyššia. Redukované napätie vzniklo pri pôsobení konštantného krútiaceho momentu 1500 N·m pri vyklonenom náboji spojky o 5 stupňov. Obr. 95 ponúka pohľad na obidva prstence spojky a vedľa je umiestnený len prstenec s vonkajším ozubením, ktorý konal hlavný pohyb a je na ňom napätie vidieť zreteľnejšie.

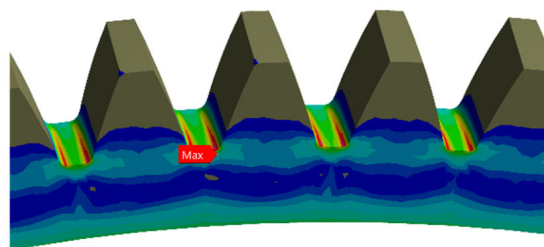
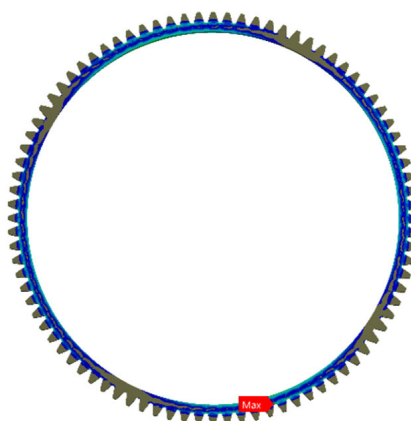
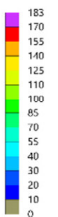
A: Static Structural
Equivalent Stress_ALL_6.s
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 6
Max: 182,77
Min: 4,3856e-6



Obr. 95 Redukované napätie celej spojky (vľavo) a náboja spojky (vpravo) v čase 6 sekúnd

Redukované napätie rezom v rovine XY na náboji spojky a na to detail na jeho maximálnu hodnotu predstiera Obr. 96. Maximálna hodnota redukovaného napätia sa dostala na 183 MPa a jej miesto pôsobenia je opäť koncentrované na päte zuba.

A: Static Structural
Equivalent Stress_hub_gear_6.s
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 6
Max: 182,77
Min: 0,0011277



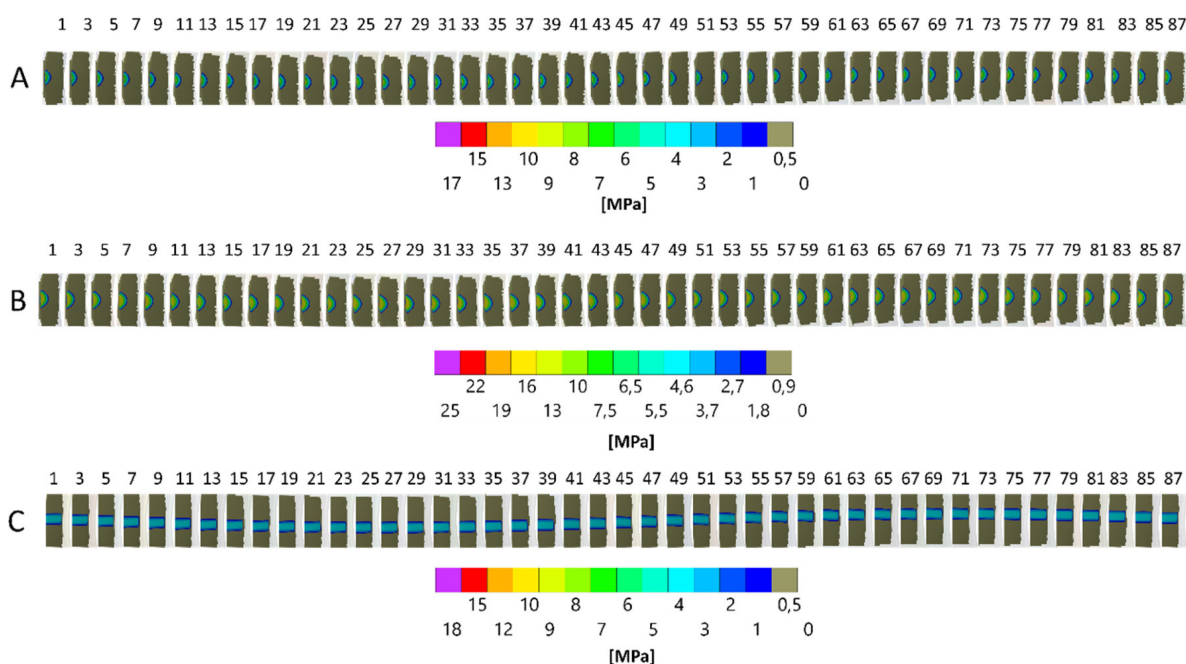
Obr. 96 Redukované napätie na náboji v reze (vľavo) a detail na jeho maximálnu hodnotu (vpravo) v čase 6 sekúnd

6 POROVNANIE JEDNOTLIVÝCH VÝSLEDKOV SIMULÁCIÍ

Táto kapitola zhrňuje a porovnáva jednotlivé výsledky priebehov kontaktného tlaku pri rôznych okrajových a záťažových podmienkach. Hlavným sledovaným parametrom bol kontaktný tlak na bokoch zubov náboja spojky s vonkajším ozubením. Ďalej jeho priebeh a zmena miesta pôsobenia pri rôznych uhlových vychýleniach ozubení. Pri nulovom vychýlení a ideálnej situácii sa kontaktný tlak rozprestiera medzi všetkými zubmi rovnomerne. Táto situácia bola overená v zjednodušenom výpočtovom modeli v úvode práce. Ďalšia časť je práve venovaná stavu pri vychýlení a miere nerovnomernosti rozmiestnenia vzájomného zubového kontaktu. Nasledovné kapitoly predkladajú porovnanie pri 3 hlavných výsledkových súboroch.

6.1 POROVNANIE PRIEBEHU KONTAKTNÉHO TLAKU PRI VYCHÝLENÍ 1 STUPŇA

Hlavné výsledkové súbory sa skladajú z 3 rôznych podmienok, ktoré boli na zubovú spojku kladené. Prvý stav (A) je pri záťažovom momente $600 \text{ N}\cdot\text{m}$, druhý stav (B) pri $1500 \text{ N}\cdot\text{m}$ a tretí stav (C) znova pri $1500 \text{ N}\cdot\text{m}$ ale zároveň novej geometrie tvaru zuba na náboji. Tieto záťažové stavy a výsledky kontaktných tlakov v čase 2 sekundy pri 1 stupni naklonenia, predkladá Obr. 97.

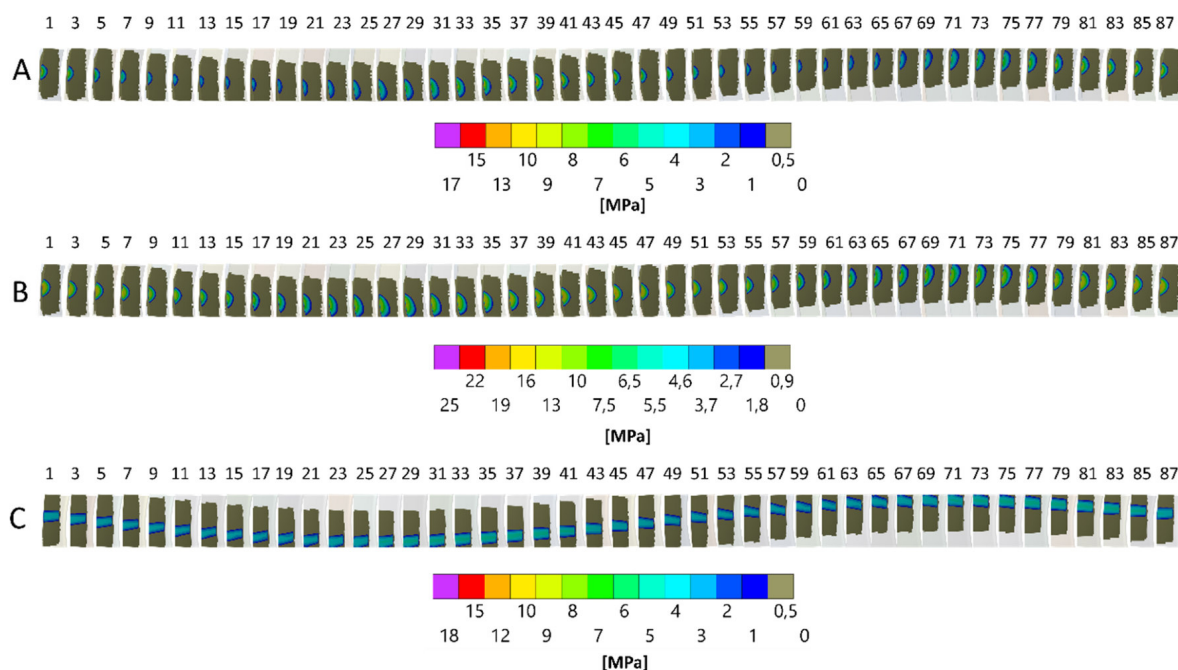


Obr. 97 Porovnanie priebehu kontaktného tlaku pri 3 stavoch (A, B, C) v čase 2 sekundy

Pri vychýlení náboja len o 1 stupeň voči puzdru spojky je rozdelenie kontaktného tlaku v každom stave takmer úplne rovnomerné. V stave „A“ pri nižšom záťažovom momente je vidieť menšiu oblasť pôsobenia kontaktného tlaku v porovnaní s rovnakou geometriou zuba v stave „B“. Zároveň posledný stav „C“ prezentovaný novou geometriou zuba využíva väčšiu oblasť styku od vrchnej až po spodnú časť boku zuba. Pri tomto nízkom vyklonení ani jeden zo stavov nedosiahol maximálnu hodnotu kontaktného tlaku danej mierky a zároveň presun styku po boku zuba je len minimálny.

6.2 POROVNANIE PRIEBEHU KONTAKTNÉHO TLAKU PRI VYCHÝLENÍ 3 STUPNE

Kontaktný tlak bol sledovaný v každom stupni naklonenia náboja ale pre prehľadnosť a viditeľnejšiu zmenu medzi jednotlivými stupňami, bol zvolený model prezentácie tlaku každého druhého stupňa. Kontaktný tlak v čase 4 sekundy odpovedá vychýleniu náboja o 3 stupne. Pri tomto vychýlení sa správa sledovaný styk zubov nerovnomerne a začína sa prejavovať miera strácania tlaku na niektorých zubov, zatiaľ čo ostatné sú zaťažované viacej. Súhrnný Obr. 98 prezentuje zuby na náboji v troch stavoch ozubení.

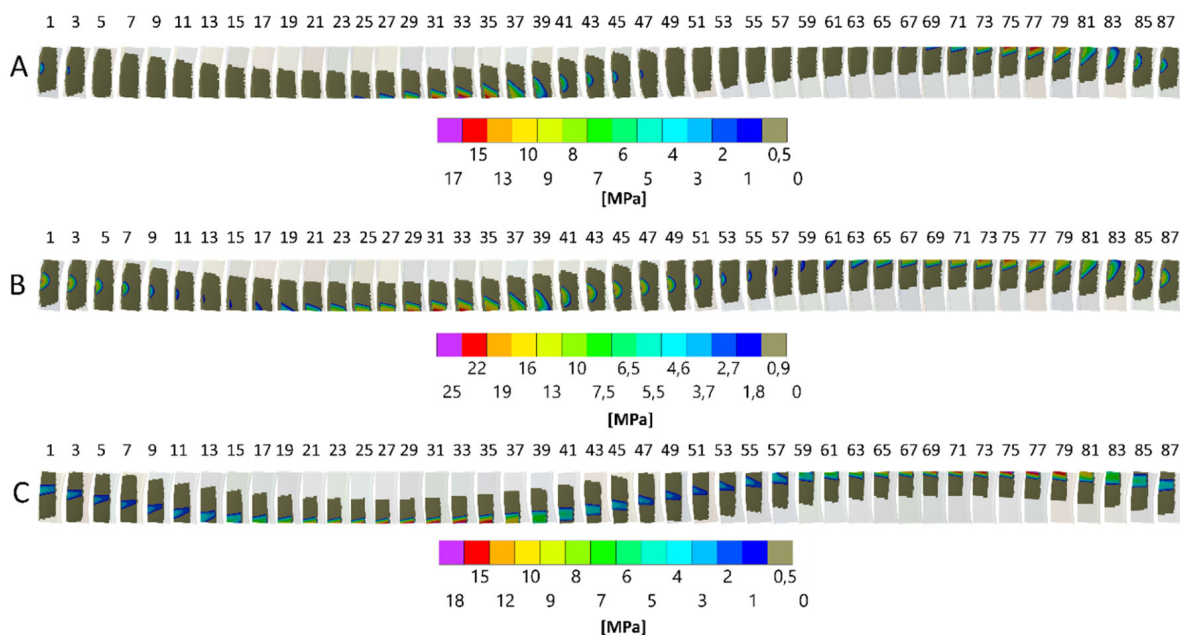


Obr. 98 Porovnanie priebehu kontaktného tlaku pri 3 stavoch (A, B, C) v čase 4 sekundy

Strácanie kontaktného tlaku je najviac viditeľné v stave „A“ pri záťažovom momente 600 N·m. Zvolený krútiaci moment je nižší ako v ostatných stavoch a v kombinácii s vyšším vychýlením náboja je strácanie tlaku markantnejšie. Stav „A“ a „B“ je porovnateľný čo sa týka pohybu a rozloženia kontaktného tlaku, z dôvodu rovnakej geometrie. Líšia sa hlavne vyšším zaťažením, čo sa prejavuje vo väčšej ploche styku. V prvých dvoch stavoch je miesto styku situované hlavne vo vrchnej časti zuba. Posledný stav „C“ s novým tvarom boku zuba je rozmiestnením tlaku najrovnomernejší. Presun miesta kontaktného tlaku sa dostáva už na okraje zubov ale len v malej miere a žiaden zub nie je vystavený silnému preťaženiu. Platí, že v každom vyšetrovanom stave ostali všetky zuby v zábere.

6.3 POROVNANIE PRIEBEHU KONTAKTNÉHO TLAKU PRI VYCHÝLENÍ 5 STUPŇOV

Posledným porovnaním priebehu kontaktného tlaku je vyklonenie náboja o 5 stupňov, čomu odpovedá výsledný čas simulácie 6 sekúnd. Pri tomto vyklonení je vidieť výrazný presun kontaktného tlaku na okraje zubov a zároveň vysoká miera nerovnomernosti rozloženia zubového styku medzi nábojom a puzdrom zubovej spojky. Hodnota 5 stupňov sa dá považovať za hraničnú, čo sa týka každého záťažového stavu, ktorý predkladá Obr. 99.



Obr. 99 Porovnanie priebehu kontaktného tlaku pri 3 stavoch (A, B, C) v čase 6 sekúnd

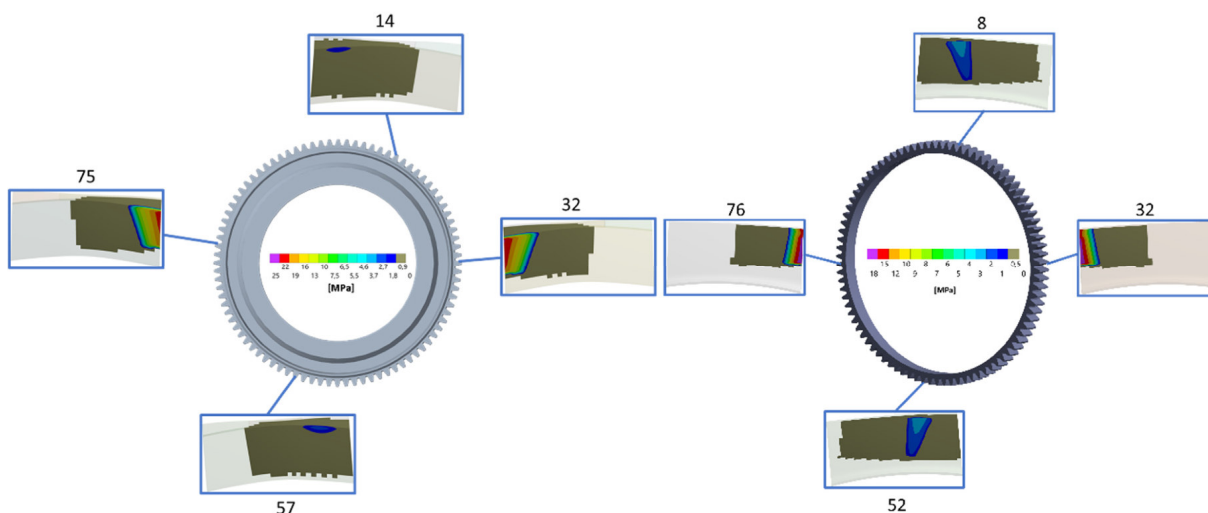
Pri stave „A“ s krútiacim momentom 600 N·m došlo ku strate kontaktného tlaku pri zuboch s označením číslami 5 až 23 a na opačnej strane s číslami 49 až 65. Strata styku s náprotivkom pri týchto zuboch spôsobila preťaženie zubov 31 až 35 a na opačnej strane s číslami 75 až 79, kde sa nachádza maximálna hodnota kontaktného tlaku na hranici 17 MPa.

V ďalšom stave označeného ako „B“ je zvýšená záťaž na úrovni 1500 N·m, čo dostalo všetky zuby znova do záberu. Je evidentná postupná strata styku ale nie až na nulovú hodnotu. Zuby sú na svojich krajoch preťažované v najvyššej miere s tlakom 25 MPa. Miesto kontaktného tlaku na bokoch zubov v oblasti vysokého zaťaženia sa presúva z hornej časti zuba až k jeho spodnej časti.

Stav „C“ je charakterizovaný novou geometriou tvaru zuba pri 1500 N·m záťažového momentu. Aj v tomto prípade je badateľné strácanie styku so svojim náprotivkom, no k úplnej strate taktiež nedôjde. Maximálna hodnota sledovaného kontaktného tlaku sa dostala na hranicu 18 MPa. Čo je hodnota, ktorá je o 7 MPa nižšia ako pri stave „B“, ktorý disponuje rovnakým krútiacim momentom. Je to spôsobené väčšou oblasťou kontaktu na bokoch zubov rozdielneho tvaru barelizácie prstenca s vonkajším ozubením. Miera strácania kontaktného tlaku je menej výrazná, takže viacej zubov pomáha prenášať požadovaný moment.

6.4 POROVNANIE KONTAKTNÉHO TLAKU V ŠPECIFICKÝCH MIESTACH NA NÁBOJI

Toto porovnanie ponúka nahliadnuť na kontaktný tlak pri dvoch stavoch na náboji zubovej spojky. Obidva stavy sa nachádzajú v rovnakom vyklonení voči puzdru spojky a to 5 stupňov. Disponujú rovnakým záťažovým krútiacim momentom, ktorý je konštantných 1500 N·m. Jedinou zmenou v tomto porovnaní je rozdielna barelizácia zubov na prstenci s vonkajším ozubením. Obr. 100 nižšie predstiera pohľad na správanie kontaktného tlaku dvoch modelov s rozdielnym tvarom boku zuba.



Obr. 100 Kontaktný tlak na dvoch rozdielnych modeloch zubovej spojky pri vyklonení 5 stupňov

Kritéria vybratia zubov pri tomto porovnaní boli určiť zuby v oblasti najnižšieho a najvyššieho kontaktného tlaku na náboji danej geometrie. Analogicky to sú oblasti najvyššej a najnižšej výchylky prstenca pri jeho vyklonení. Zuby s poradovým číslom 14 a 57 spoločne s číslom 8 a 52 sa nachádzajú v oblasti najvyššej výchylky, kde je ich kontaktný tlak na minimálnej úrovni. Je možné pozorovať ako model vpravo využíva väčšiu plochu boku zuba na styk s jeho náprotivkom v podaní puzdra spojky. Rovnaká hodnota záťažového momentu sa nepreniesla do rovnakého kontaktného tlaku na zuboch v oblasti minimálnej výchylky, kde tlak dosahuje svoje maximum. Sú to dvojice zubov s číslom 32 a 75, spoločne s 32 a 76. Model pôvodnej geometrie (vľavo) dosahuje tlaku na zuboch 25 MPa, zatiaľ čo model s novou geometriou (vpravo) je na hodnote 18 MPa. Model s novou geometriou dosahuje nižšie špičkové hodnoty, vďaka rovnomernejšiemu rozloženiu kontaktného tlaku, kedy odlahčené zuby strácajú styk menej výrazne.

ZÁVER

Diplomová práca predkladá deformačne-napäťovú analýzu korunových zubových spojok pri rozdielnych pracovných podmienkach. Pozornosť je primárne venovaná štúdiu a popisu problematiky rozloženia kontaktného tlaku na zuboch náboja spojky pri jeho vychýlení. Sledovanie priebehu zaťaženia bolo realizované na každom zube a v každom stupni simulácie pri vyklápaní alebo rotácii modelu. Za týmto účelom boli vytvorené viaceré výpočtové modely v MKP programe Ansys Workbench.

Za účelom spracovania danej problematiky bolo nutné stanoviť súčasný stav poznania obsiahnutý v rešeršnej časti práce, ktorý rozoberá vlastnosti a náležitosti korunových zubových spojok. V kapitole sa nachádza predstavenie týchto spojovacích komponentov a vysvetlenie v čom tkvie význam tohto typu spojok so zubovým záberom. Sú spomenuté aj dôležité faktory pri využívaní spojok ako je nutnosť mazania a známe poruchové stavy. Teoretické predpoklady dostupných štúdií a účinkov zakrivenia zuba, uhlového vychýlenia, krútiaceho momentu alebo trenia. Sú zmienené dostupné prístupy a pohľady na riešenie problematiky popisu rozloženia zaťaženia. Analytický, experimentálny a výpočtový prístup pomáhajú lepšie pochopiť a navrhnúť zubový tvar spojkového ozubenía.

Po stanovení nutných teoretických predpokladov sa práca plynulo preklápa do praktickej časti, ktorá začína predstavením komplexnej geometrie korunovej zubovej spojky s prírubovým puzdrom a plným prevodom. Pre náročnosť modelu bolo nutné zo začiatku zvoliť zjednodušený výpočtový model, ktorý obsahoval len 10 vzájomných kontaktov, čo zabezpečovalo výpočtový čas v rámci hodín a nie v rámci dní. Na zjednodušenom modeli bolo odskúšané a vybraté najlepšie nastavenie kontaktu z hľadiska parametrov ovplyvňujúcich kontaktnú dvojicu. Predpoklad teórie rovnomerného rozloženia kontaktného tlaku pri nulovom vychýlení bol overený na prítomnej geometrii pri pôsobení krútiaceho momentu 600 N·m. Nerovnomerný stav pri vychýlení modelu o 5 stupňov voči svojej súosovosti bol taktiež overený s teoretickými predpokladmi. Pri čiastočnom modeli, kedy je len istý úsek zubov z celého prstenca v zábere, ešte nie je možné určiť presun kontaktného tlaku a zaťaženia po celom obvode. Preto bolo nutné prejsť na riešenie plných ozubených prstencov, čo bolo možné vďaka zjednodušenému výpočtovému modelu.

Celkový výpočtový model sa vyznačoval vysokou výpočtovou náročnosťou a nárokmí na hardvér. V plnej zostave sa jedná o simultánny kontaktný záber 88 zubových dvojíc. Požiadavky na diskretizáciu modelu a zhustenie elementov sa nachádzalo v oblasti zubov, kde bolo nutné mať pre potreby kontaktnej analýzy čo najpresnejšie výsledky. Veľkosť a počet elementov v oblasti zubov bolo možné plne ovládať, vďaka vytvorenému unifikovanému postupu, čo zabezpečilo rovnaké nastavenie siete pre následné porovnávanie simulácii. Prvý záťažový stav, ktorému bol model vystavený, je krútiaci moment na hodnote 600 N·m pri vyklonení celého náboja spojky o 5 stupňov voči jeho náprotivku v podaní puzdra. Výsledky priebehov kontaktného tlaku boli sledované v každom stupni vychýlenia ozubenía a na každom zube. Pre prehľadnosť bol vykreslený tlak na každom druhom zube a naklonení náboja o 1, 3 a 5 stupňov. Maximálna hodnota kontaktného tlaku dosiahla 17 MPa pri 6 sekundách simulácie, čomu zodpovedá vychýlenie 5 stupňov. Pri takomto vychýlení sa kontaktný tlak dostáva na hrany zubov a je prenášaný cez ich okraje. Zároveň zuby v oblasti najväčšieho vychýlenia náboja strácajú styk s puzdrom, čo je zapríčinené aj nižším krútiacim momentom. Výsledný súbor obsahuje aj prezentáciu redukovaného napätia na celej zubovej spojke, so zameraním na náboj, kde je priebeh intenzívnejší. Hodnota redukovaného napätia sa pri tomto krútiacom momente dostala na maximálnu mieru 147 MPa.

Druhý záťažový stav sa vyznačoval zvýšeným záťažovým momentom až na hodnotu 1500 N·m pri ponechaní vychýlenia náboja spojky o 5 stupňov, no zároveň sa pri tomto vysokom vychýlení pridá rotácia celej zubovej spojky ako celku o 4 stupne. Hodnota 4 stupňov je zvolená schválne, keďže sa jedná o ekvivalent šírky zubovej medzery. Celkový čas simulácie bol rozdelený do 10 krokov, kde 5 krokov zaberá vyklonenie náboja, 4 kroky rotácia spojky a 1 krok bol využitý pre úvod simulácie na predpätie zubov. Výsledný kontaktný tlak bol opäť vykreslený v hodnotách naklonenia 1, 3 a 5 stupňov. Maximálna hodnota tlaku sa v tomto prípade zvýšila až na 25 MPa práve v najvyššom stupni naklonenia náboja. Pri zvýšení krútiaceho momentu sa dostáva aj viac zubov do záberu, čo sa pri rovnakom naklonení potvrdilo aj v tomto prípade, kedy ostali v zábere všetky styčné plochy zubov. Kontaktný tlak bol sledovaný na každom zube aj počas rotácie modelu, kedy je vidieť presun tlaku medzi jednotlivými zubmi. Zároveň je prezentovaný pohľad na konkrétne vybrané zuby počas každého stupňa rotácie, kde je sledovaný presun tlaku jedného zuba. Samozrejmosťou je prítomnosť porovnania priebehov v prehľadných obrázkoch, kde je viditeľné postupné zvyšovanie pôsobenia kontaktného tlaku na okrajoch zubov. Redukované napätie bolo v tomto prípade prezentované v poslednom kroku simulácie na ozubenom prstenci náboja s detailom na jeho maximálnu hodnotu 184 MPa. Výpočtový čas modelu s rotáciou trval 244 hodín, čo odpovedá približne 10 dňom.

Posledným výsledkovým súborom štúdie bol model s úplne novou geometriou na strane náboja spojky ale aj jej puzdra. Najvýraznejšou zmenou prešli zuby prstenca s vonkajším ozubením, ktoré disponujú nižšou barelizáciou tvaru boku zuba. Nastavenie siete a aj kontaktných dvojíc sa zvolilo pre čo najlepšie konfrontovanie s predchádzajúcim modelom aby bolo možné výsledky čo najlepšie medzi sebou porovnať. Vplyvom nižšej barelizácie je nová geometria zuba o trochu jednoduchšia a disponuje menším celkovým počtom využitých telies. Záťažový stav bol nastavený na hodnotu krútiaceho momentu 1500 N·m s rovnakým uhlom naklonenia 5 stupňov, aby bolo porovnanie s predošlou geometriou objektívne a vecné. Rozloženie kontaktného tlaku bolo vyšetrované v krokoch simulácie 2, 4 a 6 sekúnd, čomu zodpovedá naklonenie 1, 3 až 5 stupňa, kde bol tlak v poslednom kroku analýzy na jeho maximálnej hodnote 18 MPa. Nižší výsledný tlak na zuboch pri rovnakom zaťažení je prisudzovaný využitiu väčšej plochy na zube novej geometrie. Taktiež platí, že aj pri vysokom naklonení ostali všetky zuby v zábere a rovnomernosť rozdelenia kontaktného tlaku s novým tvarom zuba je na lepšej úrovni. Pohľad na výsledný kontaktný tlak je zobrazený formou 2D pásu s umiestnenými bokmi zubov vedľa seba. Iné zobrazenie výsledkov je pomocou celého ozubeného kola a vybraných špecifických miest na jeho obvode. Posledné zmieňované zobrazenie ponúka pohľad na styčné plochy zubov pri najväčšej výchylke ozubení, kde je kontaktný tlak najnižší a na druhej strane pri najmenšej výchylke, kde je tlak najvyšší. Redukované napätie sa podľa očakávaní oproti predchádzajúcej geometrii výrazne nezmenilo, keďže záťažový moment ostal na pôvodnej hodnote. Redukované napätie na prstenci v poslednom čase simulácie bolo 183 MPa s umiestneným jeho špičkovej hodnoty na päte zuba.

Záverečnou pasážou je celkové porovnanie výsledkov z každého záťažového stavu na jednom mieste. Bol porovnávaný priebeh kontaktného tlaku na bokoch zubov náboja pri 1, 3 až 5 stupňoch naklonenia. Pri záťaži 600 N·m dochádza pri veľkom vyklonení k strate styku tlaku s náprotivkom a zároveň na preťažovaných zuboch k jeho maximálnej hodnote 17 MPa. V druhej záťaži pri 1500 N·m kvôli zvýšenej hodnote sú v zábere všetky zuby a hodnota tlaku je na úrovni 25 MPa. Pri novej geometrii s inou barelizáciou je zaťaženie rovnaké ako v druhom záťažovom stave ale hodnota tlaku na zuboch sa dostala na maximálnu mieru len 18 MPa. Čo je výsledkom rovnomernejšieho rozloženia kontaktného tlaku a využitia väčšej plochy zuba od

jeho vrchu až k päte. Rozdiel výslednej maximálnej hodnoty tlaku na zuboch medzi pôvodnou a novou geometriou koná 7 MPa, čo sa najviac prejavuje v poslednom stupni vychýlenia. Strácanie styku je pri pôvodnej geometrii výraznejšie ale preťažované zuby prenášajú kontaktný tlak s väčšou styčnou plochou, čo je žiadúce. Je možné vyvodiť, že bok zuba s vyššou barelizáciou zvláda extrémnejšie vychýlenie preniesť cez okraje zubov v lepšej miere. Nový tvar zuba je efektívnejší pri nižších hodnotách vyklonenia, do 4 stupňov, do kedy je rozloženie tlaku rovnomernejšie a záber spojky plynulejší. Zároveň je hodnotu naklonenia 5 stupňov možné považovať za kritickú, keďže sú v tomto stave výrazne preťažované okraje hrán zubov v oboch prípadoch dostupnej geometrie.

Budúce rozšírenie diplomovej práce a pokračovanie v štúdiu je možné zvyšovaním krútiaceho momentu, keďže v tomto pojednávaní sa hodnota dostala len na 1500 N·m, čo je pre zubové spojky miera s ktorou sa nedostanú na svoj limit. Návrhom zlepšenia by mohli byť ďalšie úpravy barelizácie zuba či jeho výškovej modifikácie. Pri zmenách geometrie by sa mohlo zísť ešte ďalej a skúsiť pôvodný prstenec s 88 zubmi na každom ozubení porovnať s vyšším alebo nižším počtom zubov pri rovnakej záťaži. Taktiež zaujímavým pohľadom by bolo meniť rôzne vlastnosti materiálu ozubenia a jeho tvrdosti. Z výpočtového a časového hľadiska je náročné vychýliť už jeden pár zubových prstencov ale skutočnou výzvou je vykloniť a odsimulovať komplexnú geometriu zubovej spojky aj s príslušnými hriadeľmi a druhým párom ozubenia.

Priložená štúdia dala nahliadnuť na rozloženie kontaktného tlaku na zuboch pri postupnom vyklápaní prstenca s vonkajším ozubením pri modifikáciách na strane tvaru zuba, krútiaceho momentu ale aj pracovných podmienok v každom stupni naklonenia či rotácie. Vytvorený MKP model je možné do budúcnosti pri určitých úpravách využiť na návrh a odskúšanie prototypového tvaru zuba. Model ponúka možnosť lepšie pochopiť presun zaťaženia a pri návrhu sa vyhnúť drahému experimentálnemu testovaniu, či chýb, ktoré sa dajú odhaliť už vo výpočtovej časti vývoja.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] GUAN, Yabin, Zongde FANG, Xiaohui YANG a Guoding CHEN. *Tooth contact analysis of crown gear coupling with misalignment*. Mechanism and Machine Theory [online]. 2018, (126), 295-311 [cit. 2020-03-17]. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.04.019. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X17314118>
- [2] ALFARES, M.A., A.H. FALAH a A.H. ELKHOLY. *Clearance distribution of misaligned gear coupling teeth considering crowning and geometry variations*. Mechanism and Machine Theory [online]. 2006, 41(10), 1258-1272 [cit. 2020-03-17]. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2005.11.004. ISSN 0094114X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X05002077>
- [3] Shaft Coupling: Flexible Shaft Coupling. In: *Ksb: Centrifugal Pump Lexicon* [online]. [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/shaft-coupling/191984/>
- [4] BAE, JunWoo, JongSig KWON, JinHo SEO, HyuongWoo LEE, KeunHyo LEE a Sookeun PARK. *A GEAR COUPLING WITH TAPERED SHRINK SLIP PAD FOR EXCESS LOAD ABSORPTION*. International Journal of Mechanical Engineering and Technology [online]. 2018, 9(12), 928-942 [cit. 2020-04-02]. ISSN 0976-6359. Dostupné z: http://www.iaeme.com/MasterAdmin/Journal_uploads/IJMET/VOLUME_9_ISSUE_12/IJMET_09_12_093.pdf
- [5] YOUNG, Fred. Reduce Gear Noise and Misalignment Problems with Crowning: Forest City Gear. In: *Designworldonline* [online]. 2011 [cit. 2020-04-06]. Dostupné z: <https://www.designworldonline.com/reduce-gear-noise-and-misalignment-problems-with-crowning/>
- [6] INVOLUTE GEAR PROFILE: Gear Tooth Modifications. In: *Khkgears: Stock Gear Manufacturer* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/involute_gear_profile.html
- [7] GUO, Yi, Scott LAMBERT, Robb WALLEN, Robert ERRICHELLO a Jonathan KELLER. *Theoretical and experimental study on gear-coupling contact and loads considering misalignment, torque, and friction influences*. Mechanism and Machine Theory [online]. 2016, 98, 242-262 [cit. 2020-04-25]. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.11.015. ISSN 0094114X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X15002748>
- [8] SHAH, K. P. Construction, Installation and Maintenance of Flexible Couplings: Coupling Failure. In: *Particalmaintenance: Improve the Quality of Life* [online]. 2017 [cit. 2020-04-28]. Dostupné z: <https://practicalmaintenance.net/wp-content/uploads/Construction-Installation-and-Maintenance-of-Flexible-Couplings.pdf>

- [9] GUAN, Yabin, Xiaohui YANG, Zongde FANG a Guoding CHEN. *Comparative analysis of three geometric models for crown gear coupling*. Mechanism and Machine Theory [online]. 2019, 136, 269-283 [cit. 2020-04-30]. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.02.016. ISSN 0094114X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X18316951>
- [10] Types of G couplings and How They're Used. In: *Mardustrial: Mar-Dustrial Sales, Inc.* [online]. 2012 [cit. 2020-05-02]. Dostupné z: <https://www.mardustrial.com/blog/g-couplings-types-and-uses-01-30-2012/>
- [11] Grid Coupling vs. Gear Coupling. In: *Pumpsandsystems: Hydraulic Institute* [online]. 2018 [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: <https://www.pumpsandsystems.com/grid-coupling-vs-gear-coupling>
- [12] AGRAWAL, Saurabh. What is the difference between full gear coupling and half gear coupling? In: *Quora* [online]. 2017 [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-the-difference-between-full-gear-coupling-and-half-gear-coupling>
- [13] GEAR COUPLING AND THEIR TYPES. In: *Coalhandlingplants: A complete details about coal handling plant equipments* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.coalhandlingplants.com/gear-coupling/>
- [14] Full Flexible Gear Coupling. In: *Indiamart* [online]. [cit. 2020-05-25]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/full-flexible-gear-coupling-15122681997.html>
- [15] Gear: Continuous Sleeve Gear Couplings. In: *Lovejoy-inc: Coupling Solutions* [online]. 2010 [cit. 2020-05-27]. Dostupné z: <https://www.lovejoy-inc.com/wp-content/uploads/2018/01/Gear2010.pdf>. G-15, 129.
- [16] LEI, Xue Mei, Yu Zhu GE, Yue Chun ZHANG a Ping LIU. *Design and Analysis for High-Speed Gear Coupling*. Applied Mechanics and Materials [online]. 2011, 86, 658-661 [cit. 2020-06-02]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.86.658. ISSN 1662-7482. Dostupné z: <https://www.scientific.net/AMM.86.658>
- [17] WARRIER, Prasanth. Why We Love Gear Coupling (And You Should, Too!). In: *Rubbermachineryworld* [online]. 2016 [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://rubbermachineryworld.com/2016/04/20/why-we-love-gear-coupling/>
- [18] Gear Couplings: Types and Applications. In: *Rathicouplings* [online]. 2019 [cit. 2020-06-18]. Dostupné z: <https://rathicouplings.com/blog/gear-couplings-types-and-applications/>
- [19] What are Gear Couplings and its Types? In: *Rathicouplings* [online]. 2019 [cit. 2020-06-18]. Dostupné z: <https://rathicouplings.com/blog/gear-couplings-and-its-types/>
- [20] Escogear: FLEXIBLE GEAR COUPLINGS. In: *Esco-aandrijvingen* [online]. [cit. 2020-05-27]. Dostupné z: <https://esco-aandrijvingen.nl/wp-content/uploads/2018/10/Brochure-foto-CST.jpg>

- [21] AmeriGear Couplings: Standard and Modified Designs. In: *Altraliterature: Altra Industrial Motion* [online]. P-1819-AC. 2018 [cit. 2020-08-29]. Dostupné z: <https://www.altraliterature.com/-/media/Files/Literature/Brand/ameridrives-couplings/catalogs/p-1819-ac.ashx>
- [22] Kupplungen und Bremsen: Nicht schaltbare Kupplungen. In: *Docplayer: 30/77* [online]. [cit. 2020-08-29]. Dostupné z: <https://docplayer.org/32769421-Kupplungen-und-bremsen.html>
- [23] MANCUSO, Jon R. a James H. PALUH. Ameridrives Coupling: Diaphragm Couplings Versus Gear Couplings for Marine Applications. In: *Altraliterature: Altra Industrial Motion* [online]. P-7487-AC. 2014 [cit. 2020-08-29]. Dostupné z: <https://www.altraliterature.com/-/media/Files/Literature/article-reprints/ameridrives-couplings/p-7487-ac.ashx>
- [24] KALYAN. How gear couplings fail. In: *Turbomachinerymag: The global journal of energy equipment* [online]. 2018 [cit. 2020-08-30]. Dostupné z: <https://www.turbomachinerymag.com/how-gear-couplings-fail/>
- [25] LOCKE, Stephen R., Joseph P. CORCORAN, Michael J. BURGESS a Thomas D. HESS. COUPLING CREDIBLE FAILURE MODES AND OWNER OPTIONS TO INTERVENE: Proceedings of the Forty-Second Turbomachinery Symposium. In: *OAKTrust: The OAKTrust Digital Repository* [online]. Houston, Texas, 2013 [cit. 2020-08-30]. Dostupné z: <https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/162947/LectureT08.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [26] CALISTRAT, M. M. Friction Between High Speed Gear Coupling Teeth. *Journal of Mechanical Design* [online]. 1981, 103(1), 54-58 [cit. 2020-08-30]. DOI: 10.1115/1.3254878. ISSN 0161-8458. Dostupné z: <https://asmedigitalcollection.asme.org/mechanicaldesign/article/103/1/54/432531/Friction-Between-High-Speed-Gear-Coupling-Teeth>
- [27] HU, Yunbo, Huibin WANG, Yuanqiang TAN, Likuan JIANG a Shengqiang JIANG. *Study on the meshing force of misaligned gear coupling*. Proceedings of the 2016 International Forum on Mechanical, Control and Automation (IFMCA 2016) [online]. Paris, France: Atlantis Press, 2017, 113, - [cit. 2020-09-01]. DOI: 10.2991/ifmca-16.2017.70. ISBN 978-94-6252-307-4. ISSN 2352-5401. Dostupné z: <http://www.atlantispress.com/php/paper-details.php?id=25871874>
- [28] YI, Chuan-yun. *Analysis of the meshing of crown gear coupling*. Journal of Shanghai University (English Edition) [online]. 2005, 9(6), 527-533 [cit. 2020-09-01]. DOI: 10.1007/s11741-005-0012-3. ISSN 1007-6417. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s11741-005-0012-3>
- [29] ELKHOLY, A.H. a M.A. ALFARES. *Misalignment loads in splined gear couplings*. International Journal of Computer Applications in Technology [online]. 2002, 15(1/2/3), 128-137 [cit. 2020-09-02]. DOI: 10.1504/IJCAT.2002.000288. ISSN 0952-8091. Dostupné z: <http://www.inderscience.com/link.php?id=288>

- [30] GUAN, Yabin, Zongde FANG, Xiaohui YANG a Guoding CHEN. *Effects of misalignment and crowning on contact characteristics of crown gear coupling*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science [online]. 2019, 233(12), 4397-4417 [cit. 2020-09-02]. DOI: 10.1177/0954406218815516. ISSN 0954-4062. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0954406218815516>
- [31] CURÀ, Francesca a Andrea MURA. *Experimental and theoretical investigation about reaction moments in misaligned splined couplings*. Mechanical Systems and Signal Processing [online]. 2014, 45(2), 504-512 [cit. 2020-09-03]. DOI: 10.1016/j.ymssp.2013.12.005. ISSN 08883270. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S088832701300650X>

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

b	[mm]	Efektívna šírka ozubenia
d	[mm]	Priemer rozstupovej kružnice
e	[mm]	Excentricita plávajúceho člena
h	[mm]	Pracovná výška zuba
K	[mm]	Veľkosť bočného zakrivenia zuba
m	[kg]	Hmotnosť plávajúceho člena
M_k	[N·m]	Dovolený krútiaci moment
$M_{k_{min}}$	[N·m]	Minimálny krútiaci moment
P	[N·mm ⁻²]	Dovolený povrchový tlak
z	[-]	Počet zubov
θ	[°]	Uhol naklonenia zuba náboja spojky
ω	[rad·s ⁻¹]	Uhlová rýchlosť