



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

KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHONU PŘEDNÍ HNANÉ NÁPRAVY TRAKTORU

DESIGN OF THE TRACTOR'S FRONT AXLE DRIVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Podhora

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. David Podhora
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Aleš Prokop, Ph.D.
Akademický rok:	2017/18

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:

Konstrukční návrh pohonu přední hnané nápravy traktoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce zabývající se konstrukčním návrhem pohonu přední hnané nápravy traktoru. Hlavní náplní práce bude návrh komponentů a zástavby převodového ústrojí pro přenos krouticího momentu z výstupu převodovky na přední hnanou nápravu s respektováním dané stávající zástavby, statických a dynamických silových účinků. Finální konstrukční návrh bude reprezentován formou výkresové dokumentace.

Cíle diplomové práce:

Rešerše dané problematiky.

Konstrukční návrh pohonu přední hnané nápravy traktoru v programovém prostředí Creo Parametric.

Výpočtové ověření pevnostních charakteristik pomocí MKP.

Vyhotovení výkresové dokumentace finální varianty konstrukčního návrhu.

Seznam doporučené literatury:

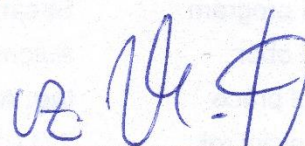
SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUT IUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 26. 10. 2017



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu přední hnané nápravy traktoru za účelem zvětšení brzdné účinnosti stojícího traktoru zajištěného parkovací brzdou. V prvních dvou kapitolách jsou shrnuty základní informace související s danou problematikou. Dále je popsán postup tvorby konstrukčního návrhu včetně základních návrhových výpočtů. V poslední kapitole jsou uvedeny deformačně napěťové analýzy vybraných konstrukčních uzlů výsledného konstrukčního návrhu. Výsledný konstrukční návrh je podložen výkresovou dokumentací.

KLÍČOVÁ SLOVA

traktor, pohon přední nápravy, parkovací brzda, vícelamelová mokrá spojka, talířová pružina, metoda konečných prvků

ABSTRACT

This master's thesis is deal with the design of the tractor's front axle drive to enlarge its braking efficiency of the standing tractor fixed by the parking brake. In the first two chapters, the basic information related to the above stated issue is being summarized. Next, procedure of creating the design including the fundamental calculation proposal is being described. In the last chapter, the strain-stress analysis of the selected partial sections of the design is being presented. The final design is supported with the drawing documentation that is being part of this master's thesis, too.

KEYWORDS

tractor, front wheel drive, parking brake, multi plate wet clutch, disc spring, finite element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PODHORA, D. *Konstrukční návrh pohonu přední hnané nápravy traktoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Aleše Prokopa, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

David Podhora

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Alešovi Prokopovi, Ph.D. za cenné rady poskytované během řešení této diplomové práce. Za odborné rady a materiální podklady děkuji panu Ing. Janu Lukášovi. V neposlední řadě děkuji svým rodičům a přítelkyni za podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Mechanický pohon přední nápravy traktoru.....	10
1.1 Umístění vývodu pohonu přední nápravy	10
1.1.1 Vývod pohonu přední nápravy v oblasti odvození	10
1.1.2 Vývod pohonu přední nápravy v oblasti přírub motoru a převodovky	10
1.2 Spojky řazení pohonu přední nápravy	11
1.3 Spojovací hřídele pohonu přední nápravy	15
1.4 Ovládání řazení pohonu přední nápravy	16
2 Brzdové ústrojí traktorů.....	18
2.1 Provozní brzdy	18
2.2 Parkovací brzda.....	19
3 Konstrukční návrh	22
3.1 Západková parkovací brzda přední nápravy	22
3.2 Spojka pohonu přední nápravy s talířovými pružinami.....	25
3.2.1 Návrh sady talířových pružin	25
3.2.2 Návrh počtu lamel	28
3.2.3 Návrh konstrukce a uspořádání součástí vývodu pohonu	28
3.2.4 Výpočet základních trvanlivostí ložisek.....	30
3.2.5 Výpočty rozměrových obvodů	33
4 Deformačně napěťové MKP analýzy	37
4.1 Zadní pojistný kroužek	37
4.2 Přední pojistný kroužek	43
4.3 Unašeč vnějších lamel.....	45
4.4 Přítlačný válec.....	52
Závěr.....	57
Použité informační zdroje.....	59
Seznam použitých zkratk a symbolů	60
Seznam příloh.....	62

ÚVOD

Traktor je stroj, který byl původně zkonstruovaný k tažení nástrojů využívaných v zemědělství. Původní traktor dosahoval nízkých konstrukčních rychlostí, protože jeho jediným úkolem bylo vyvinout velkou tahovou sílu. Jeho postupným vývojem začal být využíván také k nesení, tlačení a pohonu zemědělských strojů. S těmito změnami zároveň rostly i požadavky na výkon spalovacího motoru, použitého k pohonu traktoru. Vyšší výkony spalovacích motorů zároveň umožňují i zvyšování konstrukční rychlosti traktoru. Z toho vyplývá trend dnešní doby, ve které se traktory stále častěji používají k dopravě po komunikacích. [1]

Ve snaze umožnit přepravení co největšího objemu materiálu najednou, narůstá nejen užitečná hmotnost samotného traktoru, ale i přípojných vozidel. Z toho vyplývají i zvýšené nároky na brzdová ústrojí traktorů, zajišťující bezpečnost provozu. Během jízdy traktoru se k zpomalení či zastavení používají provozní brzdy. V případě plně naložené traktorové soupravy je však nutné dbát i na bezpečnost během stání a zajištění parkovací brzdou. Parkovací brzda běžně zajišťuje pouze kola zadní nápravy traktoru, což však nemusí být dostatečné v situaci, kdy je traktorová souprava odstavena na svahu s nižším součinitelem adheze (např. mokrá travnatá půda). V takovém případě je výhodou schopnost převodového ústrojí přenést brzdný moment parkovací brzdy i na kola přední nápravy traktoru. K zajištění této schopnosti je nutné vybavit převodové ústrojí spojkou pohonu přední nápravy, která umožňuje spojení hnacího hřídele přední a zadní nápravy traktoru nezávisle na chodu motoru.

Úkolem této diplomové práce je tvorba konstrukčního návrhu pohonu přední hnané nápravy traktoru za účelem zajistit výše zmíněnou schopnost převodového ústrojí, přenést brzdný moment parkovací brzdy kol zadní nápravy i na kola přední nápravy v případě, že motor není v chodu.

1 MECHANICKÝ POHON PŘEDNÍ NÁPRAVY TRAKTORU

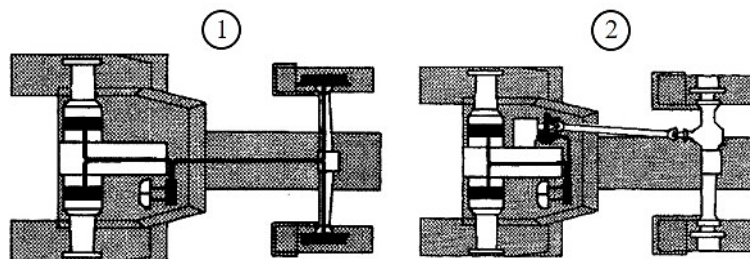
V dnešní době využívá většina výrobců traktorů k pohonu přední nápravy mechanickou vazbu mezi převodovkou a přední hnací nápravou, tj. pomocí hřídele, který může být, v závislosti na konstrukci přední hnací nápravy, kloubový nebo bez kloubů, opatřeného drážkováním na obou koncích. Pohon přední nápravy je odvozen od hnacího hřídele zadní nápravy pomocí ozubeného soukolí. Mezi oběma nápravami je v případě traktorů pevná pohonová vazba, protože se nepoužívá mezinápravový diferenciál.

1.1 UMÍSTĚNÍ VÝVODU POHONU PŘEDNÍ NÁPRAVY

Z hlediska umístění vývodu pro připojení hnacího hřídele přední nápravy lze rozdělit koncepční uspořádání mechanického pohonu přední nápravy traktoru na dvě nejčastěji používaná řešení. Prvním z nich je umístění vývodu v oblasti jeho odvození od hnacího hřídele zadní nápravy a druhým z nich je umístění vývodu v oblasti přírub motoru a převodovky. [1]

1.1.1 VÝVOD POHONU PŘEDNÍ NÁPRAVY V OBLASTI ODVOZENÍ

Hřídelový výstup točivého momentu pro hnací hřídel přední nápravy je uložen v samostatné skříni, která je připevněna ke skříni rozvodovky. V případě použití přední hnací nápravy s nesymetricky umístěnou rozvodovkou a diferenciálem je skříň vývodu pohonu přední nápravy připevněna ke skříni rozvodovky bokem. Výhodou je zejména větší přejezdový úhel, ale v dnešní době už toto řešení není používáno, a to kvůli přechodu na přední hnací nápravy se symetricky umístěnou rozvodovkou a diferenciálem.



Obr. 1-1 Pohon přední nápravy traktoru [1]

- 1 – přední náprava se symetricky umístěnou rozvodovkou a diferenciálem
2 – přední náprava s nesymetricky umístěnou rozvodovkou a diferenciálem

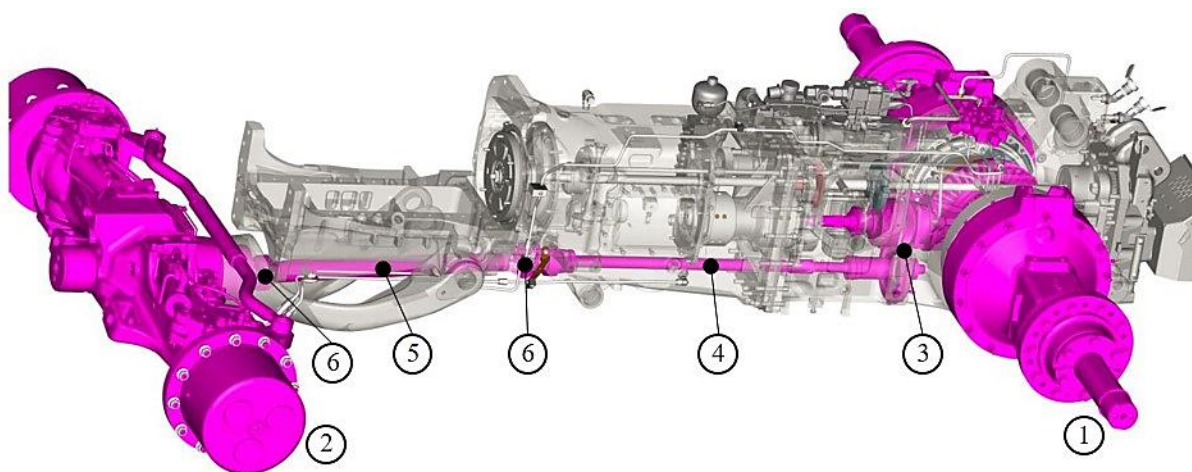
V případě použití přední hnací nápravy se symetricky umístěnou rozvodovkou a diferenciálem je skříň vývodu pohonu přední nápravy připevněna ke skříni rozvodovky zespodu, symetricky vzhledem k podélné střední svislé rovině traktoru. V kombinaci s přední nápravou s nezávislým zavěšením a diferenciálem uchyceným k rámu traktoru umožňuje toto řešení použití hnacího hřídele přední nápravy bez kloubů. Na druhou stranu je skříň vývodu pohonu přední nápravy vystavena riziku poškození při přejezdu přes nerovnosti, protože vzhledem k jejímu umístění tvoří nejnižší bod mezi nápravami traktoru.

1.1.2 VÝVOD POHONU PŘEDNÍ NÁPRAVY V OBLASTI PŘÍRUB MOTORU A PŘEVODOVKY

Tímto řešením bývají zpravidla vybaveny traktory vyšších výkonových tříd, protože to dovolují rozměry skříní pohonného traktu vzhledem k jejich rozměrnější konstrukci. V takovém případě není vývod pohonu přední nápravy uložen v samostatné skříni v oblasti odvození, ale hnací hřídel přední nápravy je částečně veden skříněmi rozvodovky, skupinové a hlavní převodovky.

Výstup ze skříně převodovky pro připojení kloubového hřídele pohonu přední nápravy je umístěn v oblasti spojení motoru a převodovky.

Použitím této koncepce je dosaženo dobré ochrany pohonu přední nápravy proti poškození a umístění vývodu nemá vliv na přejezdový úhel. Dále lze pro spínání pohonu přední nápravy využít lamelovou spojku s větším průměrem než v případě umístění lamelové spojky v samostatné skříně vývodu pohonu přední nápravy. Tím může být dosaženo nejen snížení počtu lamel, ale například i snížení potřebného vypínacího tlaku v případě, že spojení lamelové spojky zajišťují talířové pružiny.



Obr. 1-2 Pohon přední nápravy traktoru [3]

1 – zadní náprava, 2 – přední náprava, 3 – soukolí pohonu přední nápravy, 4 – vnitřní hřídel,
5 – vnější kloubový hřídel, 6 – křížový kloub

1.2 SPOJKY ŘAZENÍ POHONU PŘEDNÍ NÁPRAVY

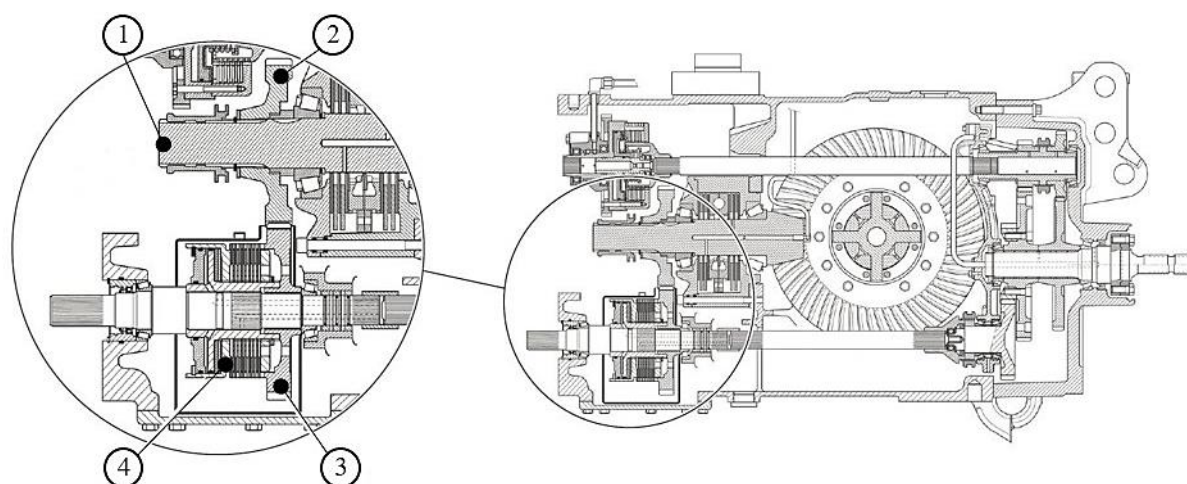
Traktory vybavené přední hnací nápravou mají vždy v soustavě pohonu přední nápravy zahrnutou spojku. Účelem této spojky je zařazení nebo vyřazení pohonu přední nápravy. Jak již bylo zmíněno, mezi přední a zadní nápravou traktoru je pevná pohonová vazba, což znamená, že převodové ústrojí neobsahuje mezinápravový diferenciál. Z tohoto důvodu není možné traktor neustále provozovat v režimu 4x4, protože by docházelo k nadměrnému opotřebení pneumatik a zkracování životnosti převodového ústrojí.

K řazení pohonu přední nápravy byly dříve používány zubové spojky ovládané mechanicky obsluhou traktoru. V současné době se nejčastěji používají mokré lamelové spojky ovládané tlakem oleje. O tom zda je tlak oleje ke spojce přiveden, je rozhodováno prostřednictvím elektromagnetického ventilu, tj. elektrohydraulické ovládání spojky. Pokyn k zařazení nebo vyřazení pohonu přední nápravy dává obsluha stiskem tlačítka nebo lze využít automatický režim pohonu přední nápravy. V takovém případě dává pokyn k spojení či rozpojení spojky řídicí jednotka na základě snímaných veličin, jako např. pojezdové rychlosti, úhlu rejdu předních kol nebo poloze zadního tříbodového závěsu.



Obr. 1-3 Zubová spojka pohonu přední nápravy traktoru [vlastní fotografie]

Zubové spojky pro řazení pohonu přední nápravy se již řadu let nepoužívají. Hlavním důvodem je nemožnost ovládání pohonu přední nápravy pod zatížením. Tuto nevýhodu odstraňují mokré lamelové spojky, které jsou pro tento účel v současné době nejvíce využívané. Tím je umožněno nejen zařazení pohonu přední nápravy při jakémkoliv zatížení a v jakékoliv situaci, ale zároveň, pokud není přední náprava vybavena samostatnými brzdami, je možné po stlačení brzdových pedálů automaticky zařadit pohon přední nápravy a tím přenést brzdný moment zadní nápravy i na kola přední nápravy. Dojde tak k výraznému zvětšení brzdného účinku.

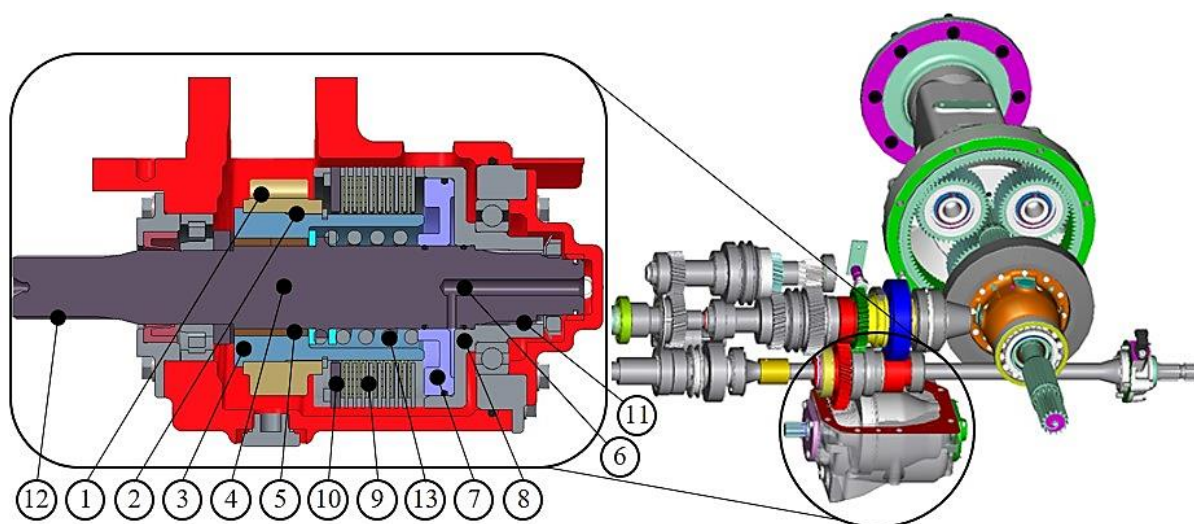


Obr. 1-4 Mokrá lamelová spojka pohonu přední nápravy traktoru [4]

1 – hnací hřídel zadní nápravy, 2 – hnací ozubené kolo uložené na drážkách,
3 – hnané ozubené kolo uložené volně otočně, 4 – těleso spojky

Se zavedením elektrohydraulicky ovládaných lamelových spojek do soustavy pohonu přední nápravy se zároveň nabízí dva možné primární stavy této spojky. Jako primární stav spojky se rozumí stav (rozpojeno/spojeno), ve kterém se spojka nachází v případě,

že není v chodu motor a tím pádem ani olejové čerpadlo hydraulického okruhu, které vytváří tlak potřebný pro ovládání spojky. Konstrukčně a energeticky méně náročné provedení je takové, ve kterém je použita spojka primárně rozpojená. Toto provedení s sebou nese zásadní nevýhodu z hlediska bezpečnosti provozu, protože pokud není traktor vybaven samostatnými brzdami přední nápravy a dojde k závadě na hydraulickém okruhu nebo elektromagnetickém ovládacím ventilu spojky pohonu přední nápravy, tak lze přenést brzdný moment pouze na kola zadní nápravy. Dále se objevuje problém s parkovací brzdou, která v případě potřeby zabrzdění všech čtyř kol traktoru musí být rozdělena na dvě části, ze kterých jedna část brzdí kola zadní nápravy a druhá část brzdí např. hnací hřídel přední nápravy. Oproti tomu, v případě tohoto provedení, lze použít lamely o menším průměru a celou spojku umístit do skříně vývodu pohonu přední nápravy. K spojení spojky přitom stále dostačuje tlak oleje z nízkotlakého okruhu hydrauliky. Výsledkem je kompaktní konstrukce spojky pohonu přední nápravy, která může být kompletně umístěná ve skříni vývodu pohonu přední nápravy.

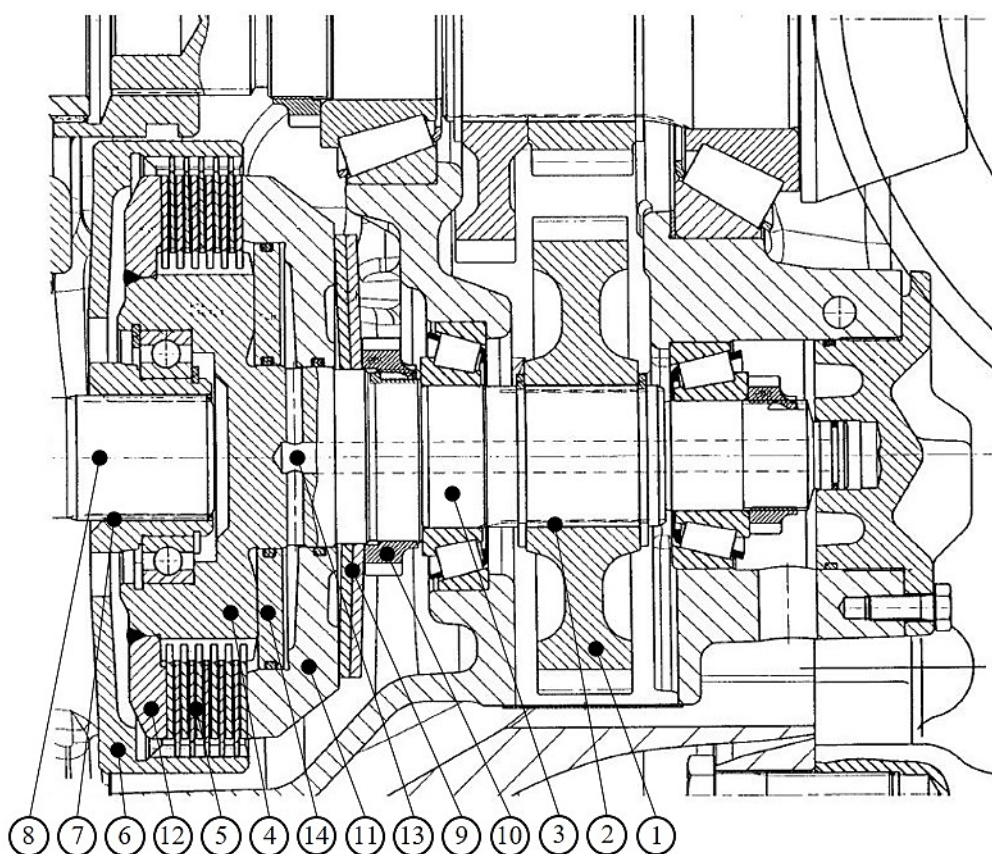


Obr. 1-5 Primárně rozpojená spojka pohonu přední nápravy traktoru [5][3]

Činnost primárně rozpojené spojky je patrná z Obr. 1–5. Točivý moment motoru je sveden soukolím od hnacího hřídele zadní nápravy na hnací ozubené kolo spojky (1), které je drážkováním (2) spojeno s unašečem vnitřních lamel (3). Unašeč vnitřních lamel je uložen volně otočně na hřídeli (4) pomocí jehlových ložisek (5). V případě požadavku na spojení spojky je vývrtem (6) přiveden tlakový olej do prostoru mezi píst (7) a unašeč vnějších lamel (8). Tím dojde k axiálnímu posuvu pístu směrem doleva a přitlačení lamel (9) na opěrný kotouč (10). Stlačením lamel je z prostoru mezi nimi vytlačen olej a následným přitlačení třecích ploch k sobě vznikne třecí síla, kterou je přenášen točivý moment z unašeče vnitřních lamel na unašeč vnějších lamel. Unašeč vnějších lamel je drážkováním (11) spojen s hřídelem (4), ze kterého je točivý moment přenášen na spojovací hřídel pohonu přední nápravy prostřednictvím drážkování (12). Přesun pístu (7) do výchozí polohy, po přerušení dodávky tlakového oleje, zajišťuje vratná pružina (13).

Druhým, a v současné době častěji používaným provedením je takové, ve kterém je použita spojka primárně spojená. Přítlačnou sílu na lamely spojky vytváří nejčastěji pár paralelně uložených talířových pružin. Tlak oleje je v tomto případě využitý, na rozdíl od předchozího provedení, k rozpojení spojky. Síla potřebná na odtlačení pružin od tlačného pístu lamel je závislá na tuhosti použitých pružin. Z tohoto důvodu je spojka umístěná ve skříni rozvodovky aby bylo možné použít lamely o větším průměru a přítlačná síla, resp. tuhost,

talířových pružin nemusela být natolik velká, že by na rozpojení spojky nestačil tlak nízkotlakého hydraulického okruhu. Funkce spínání spojky při brzdění je zachována stejně jako u předchozího způsobu provedení. Zásadně se ale s použitím spojky spínané talířovými pružinami zjednodušuje aplikace parkovací brzdy na všechna čtyři kola vzhledem k tomu, že po zastavení motoru a ztrátě tlaku v hydraulickém okruhu spojka automaticky sepne a zabrzděním kol zadní nápravy parkovací brzdou se přes přímou pohonovou vazbu mezi nápravami zabrzdí i náprava přední. To je významnou výhodou zejména při nutnosti zastavit a zajistit traktorovou soupravu parkovací brzdou na svahu s povrchem s nižším součinitelem adheze.



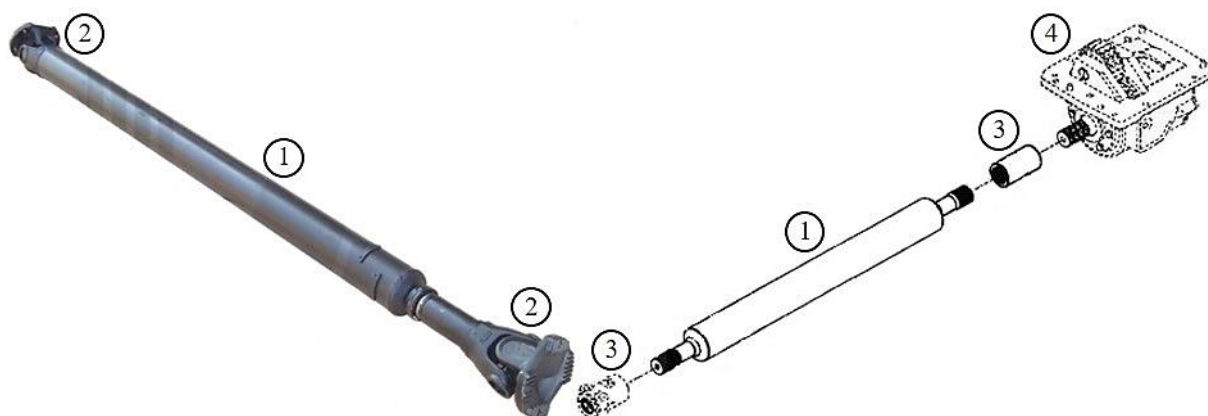
Obr. 1-6 Primárně spojená spojka pohonu přední nápravy traktoru [3]

Činnost primárně spojené spojky je patrná z Obr. 1–6. Točivý moment motoru je sveden soukolím od hnacího hřídele zadní nápravy na hnací ozubené kolo spojky (1), které je drážkováním (2) spojeno s hnacím hřídelem spojky (3). Hnací hřídel spojky zároveň tvoří unašeč vnitřních lamel (4). Z unašeče vnitřních lamel je točivý moment přenášán prostřednictvím sady spojkových lamel (5) na unašeč vnějších lamel (6). Unašeč vnějších lamel je drážkováním (7) spojen s hnacím hřídelem přední nápravy (8). Stlačení lamel, a tedy i přenos točivého momentu, je zajištěno axiální silou dvou paralelně uložených talířových pružin (9), které jsou během montáže předepnuté a zajištěné maticí (10). Axiální síla, působící směrem doleva, je prostřednictvím tlačného válce (11) přenesena na soustavu lamel. Lamely jsou k sobě přitlačeny v prostoru mezi tlačným válcem a opěrným kotoučem (12), čímž dojde k přitlačení jednotlivých třecích ploch k sobě, vzniku třecí síly a přenosu točivého momentu. V případě požadavku na přerušení přenosu točivého momentu (rozpojení spojky) je vývrtem (13) přiveden tlakový olej do prostoru mezi píst (14) a tlačný válec. Tím je tlačný válec posunut v axiálním

směru doprava, prostor mezi třecími plochami lamel vyplní olej a točivý moment z hřídele (3) není dále přenášen na hřídel (8).

1.3 SPOJOVACÍ HŘÍDELE POHONU PŘEDNÍ NÁPRAVY

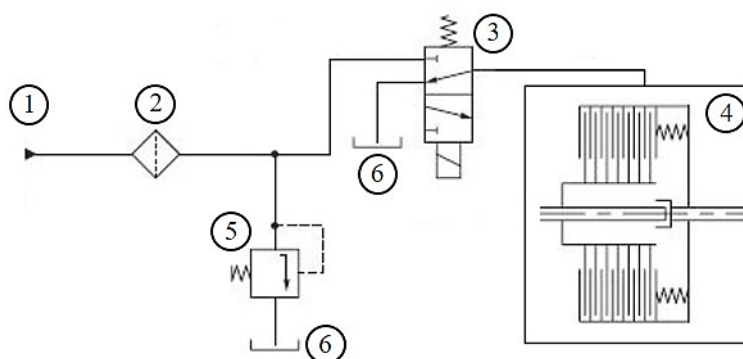
Pro spojení vývodu pohonu přední nápravy se vstupem rozvodovky přední nápravy jsou nejčastěji používané kloubové spojovací hřídele s křížovými klouby. Nutnost použití kloubového hřídele ve většině případů vyplývá z nesouososti výstupu pohonu a vstupu rozvodovky přední nápravy. Nesouosost vznikne vždy, pokud je přední hnací náprava tuhá, neodpružená nebo odpružená, vlivem jejího relativního pohybu vůči rámu traktoru. V případě umístění výstupu pohonu přední hnací nápravy v oblasti příruby motoru a převodovky vzniká nesouosost vlivem rozdílné výškové polohy výstupu pohonu a vstupu rozvodovky přední nápravy. Souososti lze dosáhnout při použití výstupu pohonu přední nápravy v oblasti odvození, umístěném v samostatné skříni připevněné zespodu k rozvodovce zadní nápravy, symetricky vzhledem k podélné střední svislé rovině traktoru a přední nápravy s nezávislým zavěšením a rozvodovkou připevněnou k rámu traktoru. V takovém případě nedochází k vzájemnému pohybu výstupního hřídele pohonu a vstupního hřídele rozvodovky. Výstupní a vstupní hřídel jsou, stejně jako spojovací hřídel, opatřeny vnějším drážkováním. Vzájemného spojení všech tří hřídelů je dosaženo spojkami s vnitřním drážkováním.



Obr. 1-7 Kloubový spojovací hřídel (vlevo) a spojovací hřídel bez kloubů (vpravo) [5]
1 – spojovací hřídel, 2 – křížový kloub, 3 – spojka, 4 – vývod pohonu přední nápravy

1.4 OVLÁDÁNÍ ŘAZENÍ POHONU PŘEDNÍ NÁPRAVY

Jak již bylo zmíněno, tak v dnešní době se s výhodou využívá možnosti elektrohydraulického ovládání lamelových spojek pohonu přední nápravy. Na tento typ ovládání se přešlo z dříve používaného mechanického ovládání používaného pro řazení pohonu přední nápravy zubovými spojkami. Elektrohydraulické řazení se provádí elektrickým tlačítkovým ovladačem, umístěným v kabině traktoru, který sepne nebo rozepne elektrický obvod elektromagnetického ventilu. Elektromagnetický (nejčastěji solenoidový) ventil tvoří součást hydraulického okruhu ovládání spojky pohonu přední nápravy. V závislosti na konstrukci použité spojky (primárně rozpojená, resp. spojená) je elektromagnetickým ventilem umožněn průtok tlakového oleje ke spojce v případě požadavku na zařazení, resp. vyřazení pohonu přední nápravy. Takovýto systém tedy může být, v závislosti na požadavku obsluhy, ve stavu „pohon přední nápravy zařazen“ nebo ve stavu „pohon přední nápravy vyřazen“.

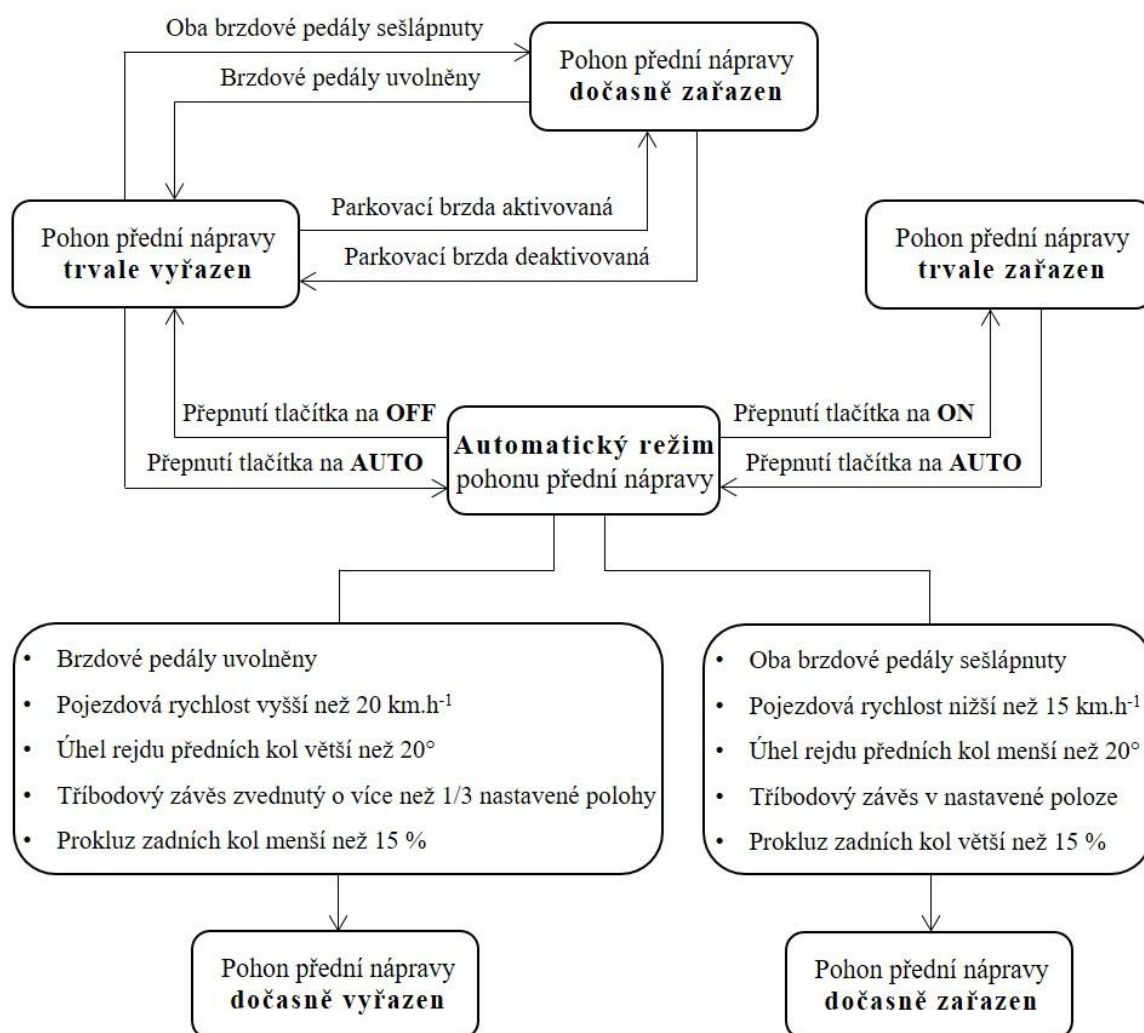


Obr. 1-8 Hydraulické schéma ovládacího okruhu spojky [4]

1 – přívod tlakového oleje, 2 – čistič oleje, 3 – elektromagnetický ventil, 4 – těleso spojky,
5 – pojistný tlakový ventil, 6 – zpětné vedení do olejové nádrže

Moderní traktory mají systém ovládání pohonu přední nápravy vybavený elektronickou řídicí jednotkou. Ta umožňuje rozšířit funkci ovládacího tlačítka pohonu přední nápravy o automatický režim. V případě aktivovaného automatického režimu se pohon přední nápravy aktivuje nebo deaktivuje automaticky na základě vstupů vyhodnocených řídicí jednotkou. Typickými vstupy pro zařazení pohonu přední nápravy je současné stisknutí obou brzdových pedálů, aktivace parkovací brzdy a v případě traktorů vybavených radarem nebo, v dnešní době častěji, GPS přijímačem lze pohon přední nápravy řadit v závislosti na prokluzu kol zadní nápravy. Stejně tak jsou vyhodnocovány podmínky, při kterých je zařazení pohonu přední nápravy neefektivní nebo by mohlo zhoršovat manévrovatelnost. Typickými vstupy pro vyřazení pohonu přední nápravy jsou zejména překročení určité jezdové rychlosti a natočení kol přední nápravy o určitý úhel ředu. Zároveň se řídicí jednotka pohonu přední nápravy často používá i k automatickému ovládání uzávěrek diferenciálů, protože akční členy pohonu přední nápravy a uzávěrek diferenciálů lze řídit na základě stejných vstupních signálů. [6]

Automatický režim řazení pohonu přední nápravy má pozitivní vliv na snížení spotřeby traktoru, snížení opotřebení pneumatik, prodloužení životnosti hnacího ústrojí a v neposlední řadě i na zvýšení komfortu obsluhy. Elektronické ovládání pohonu přední nápravy může pracovat např. dle diagramu uvedeného na Obr. 1.9. V případě aktivního automatického režimu stačí, aby k zařazení, popř. vyřazení pohonu přední nápravy, nastala libovolná z uvedených podmínek.



Obr. 1-9 Diagram ovládání pohonu přední nápravy

2 BRZDOVÉ ÚSTROJÍ TRAKTORŮ

Brzdové ústrojí tvoří povinnou výbavu každého traktoru a zajišťuje bezpečnost provozu jak v polních podmínkách, tak při dopravě po komunikacích. Účelem brzdového ústrojí je bezpečně a účinně zpomalit nebo zastavit traktor, popř. traktorovou soupravu, v jakýchkoliv podmínkách. Dalším účelem je zajištění traktoru, popř. traktorové soupravy, proti samovolnému rozjetí, a to zejména po zastavení na svahu. U traktorů lze ještě navíc využívat brzdy k zmenšení poloměru otáčení. Z tohoto důvodu se traktorové brzdy konstruují jako dvouokruhové s možností odděleného ovládání brzd na levé a pravé straně traktoru. [1]

Z obecného hlediska jsou základními skupinami brzdových soustav ty, které vzniknou rozdělením dle účelu použití, tj. brzdové soustavy:

- provozní – slouží k zpomalení nebo zastavení vozidla během jízdy,
- parkovací – slouží k zajištění vozidla proti samovolnému rozjetí,
- nouzové – slouží k zastavení vozidla při selhání brzd provozních (u traktorů plní funkci nouzové brzdy nejčastěji brzda parkovací),
- zpomalovací – slouží k snižování nebo udržování rychlosti vozidla zejména při jízdě ze svahu aniž by byla použita brzda provozní, parkovací nebo nouzová, ale není určena k zastavení vozidla. [2]

Další dělení, u traktorů nejčastěji používaných, provozních třecích brzd lze provést z hlediska zdroje energie využitého na vyvolání brzdné síly:

- přímočinné – brzdnou sílu vytváří obsluha svou vlastní silou přes mechanický nebo hydraulický převod,
- polostrojní – brzdnou sílu vytváří obsluha svou vlastní silou a posilovací síla pneumatického nebo hydraulického posilovače,
- strojní – brzdnou sílu vytváří jiný zdroj energie než vlastní síla obsluhy, nejčastěji pneumatický nebo hydraulický zdroj energie,

dále z hlediska konstrukce:

- bubnové – čelist'ové nebo pásové,
- kotoučové – třmenové nebo s kotoučem s třecím obložením,
- lamelové – poskládané z více než dvou kotoučů (lamel) s třecím obložením a bez,

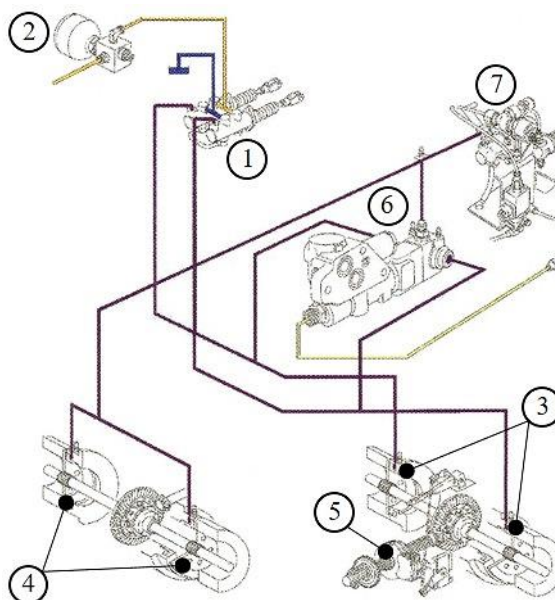
a z hlediska pracovního prostředí:

- mokré – pracující v olejové lázni,
- suché – pracující v suchém prostředí. [1]

2.1 PROVOZNÍ BRZDY

Provozní brzdy moderních traktorů prošly, oproti dříve používaným řešením, značnou obměnou. Mezi hlavní důvody patří trend vývoje stále výkonnějších traktorů poskytujících lepší tahové vlastnosti. S požadavkem na tyto vlastnosti ale zároveň narůstá i hmotnost samotného traktoru. Dalším z důvodů je zvyšování konstrukční rychlosti kvůli větší efektivitě traktorové dopravy po komunikacích, která je v současné době stále častěji využívána. Tyto důvody vedly k tomu, že bubnové čelist'ové brzdy byly nahrazeny kotoučovými

nebo lamelovými brzdami pracujícími nejčastěji v olejové lázni. Zásadní výhodou mokrých kotoučových a lamelových brzd je lepší odvod tepla. Pro dosažení jejich potřebné účinnosti, v případě hydraulického ovládání, je nutné vybavit brzdové ústrojí posilovačem vzhledem k jejich nižšímu vnitřnímu převodu oproti bubnovým čelistovým brzdám. Další z možností je použití strojního pneumatického brzdového ústrojí. Toto řešení je však kvůli vyšší ceně využíváno spíše u traktorů vyšších výkonových tříd. [1]



Obr. 2-1 Schéma dvouokruhových kapalinových brzd s hydraulickým posilovačem [1]

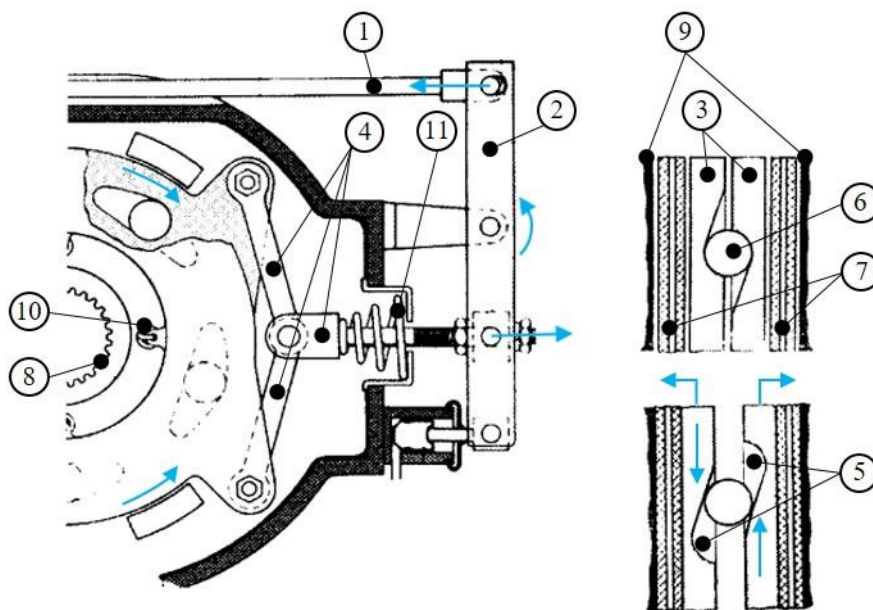
- 1 – hlavní brzdový válec s hydraulickým posilovačem, 2 – akumulátor tlaku,
3 – kotoučové brzdy zadní nápravy, 4 – kotoučové brzdy přední nápravy, 5 – parkovací brzdou,
6 – ventil hydraulických brzd přívěsu, 7 – hlavní brzdič pneumatických brzd přívěsu

2.2 PARKOVACÍ BRZDA

Jak již bylo zmíněno, parkovací brzdou slouží k zamezení samovolného rozjetí traktoru, popř. traktorové soupravy, zejména při stání na svahu. Zároveň parkovací brzdou přebírá funkci nouzové brzdou, protože samostatnou nouzovou brzdou většinou nebývají traktory vybaveny. Díky těmto požadavkům na bezpečnost provozu jsou nejčastěji parkovací brzdy spojené s ovládací pákou brzdou mechanickou vazbou. Ovládací páka brzdou musí být zároveň umístěna v dosahu obsluhy a zajistit aktivovanost brzdou i v případě, že obsluha opustí kabinu traktoru.

U dříve používaných bubnových čelistových brzd se s výhodou pro parkovací brzdou využívala vnější plocha brzdového bubnu, na kterou dosedal brzdový pás s třecím obložení. Po přechodu na kotoučové a lamelové brzdy se konstrukce parkovací brzdou ještě zjednodušila, protože lze využít provozní brzdou zadní nápravy i jako parkovací bez zásadních změn v jejich konstrukci. Aktivace parkovací brzdou je zajištěna ovládací pákou v kabině traktoru, která je nejčastěji pomocí táhla nebo bowdenu spojena s dvouramenným pákovým mechanismem, který zajišťuje aktivaci brzdou. [3] O tom zda je účinek parkovací brzdou přenášen pouze prostřednictvím kol zadní nápravy nebo prostřednictvím všech čtyř kol rozhoduje konstrukční provedení spojky pohonu přední nápravy. Pokud je spojka pohonu přední nápravy primárně rozpojená, tak jsou parkovací brzdou zabrzděna pouze kola zadní nápravy. U traktorů vybavených touto spojkou a parkovací brzdou, která brzdí pouze kola zadní nápravy, je nutné počítat s rizikem překročení maximální podélné síly zejména při nutnosti zastavení traktorové

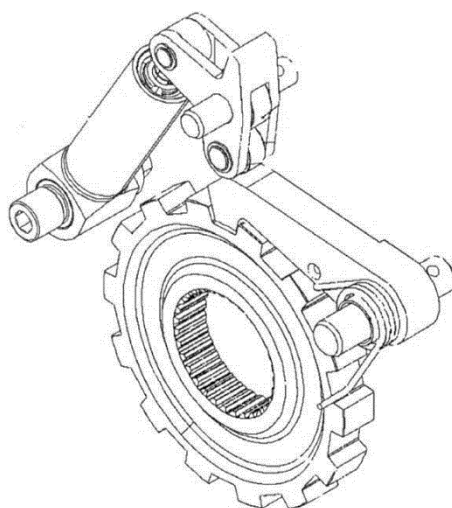
soupravy na prudkém svahu a povrchu s nižším součinitelem adheze. Naopak při použití primárně spojené spojky pohonu přední nápravy je účinek parkovací brzdy přenášen prostřednictvím všech čtyř kol, což významně zvětšuje výslednou brzdnu sílu působící na zajištěný traktor.



Obr. 2-2 Dvoukotoučová suchá třecí provozní a parkovací brzda [1]

Možné řešení parkovací brzdy u traktoru vybaveného dvoukotoučovými provozními brzdami je znázorněno na Obr. 2–2. Při aktivaci parkovací brzdy dojde k posuvu táhla (1) ve směru šipky, které je čepem připojeno k dvouramenné páce (2). Natočením dvouramenné páky jsou proti sobě pootočený přitlačné kotouče (3) prostřednictvím soustavy táhel (4). Pootočením přitlačných kotoučů je zmenšena vzdálenost protilehlých stěn drážek (5), které jsou na vnitřních stranách přitlačných kotoučů. V prostoru mezi drážkami je umístěno rozpěrné těleso (6), které zajistí axiální posuv přitlačných kotoučů směrem ke kotoučům s třecím obložením (7). Kotouče s třecím obložením, drážkováním (8) spojeny s hnacím hřídelem kola, jsou přitlačeny na opěrné třecí plochy (9) a hnací hřídel kola je brzděn. Navrácení přitlačných kotoučů do výchozí polohy po odbrzdění zajišťují pružiny (10) přitahující přitlačné kotouče k sobě a vratná pružina (11) na táhle brzdy.

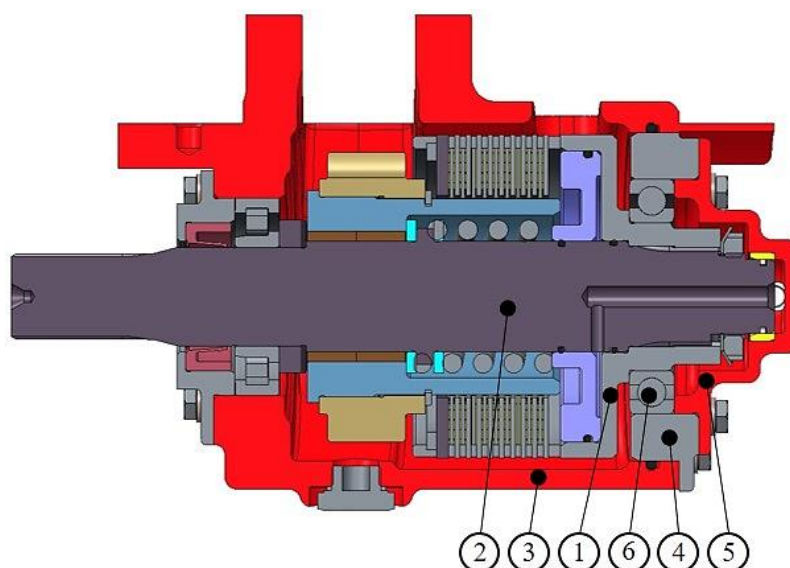
V případech, kdy není jako parkovací brzda použita provozní brzda se lze setkat s blokadí kol západkovým mechanismem. Západková parkovací brzda je v takovém případě umístěna na výstupním hřídeli z převodovky a blokuje zadní nebo všechna kola, v závislosti na použité spojce pohonu přední nápravy. Ovládání tohoto typu parkovací brzdy je provedeno elektrohydraulicky a to z důvodu, že brzda musí být jistěna proti aktivaci během jízdy. S tím souvisí i nemožnost použití této parkovací brzdy zároveň jako brzdy nouzové z důvodu, že západková parkovací brzda funguje na principu tvarového styku (nedovoluje žádný prokluz) a při aktivaci během jízdy by vlivem setrvačnosti traktoru došlo k poškození některé z částí západkového mechanismu. V případě, že je odbrzdění západkové parkovací brzdy zajištěno přivedením tlaku oleje, tak je zároveň nutné umožnit nouzové odbrzdění pro případ, že dojde k poruše traktoru, která znemožní deaktivaci brzdy a je nutné traktor odtáhnout. Oproti těmto nevýhodám se západková parkovací brzda vyznačuje vysokou životností a spolehlivostí zajištění traktoru proti samovolnému rozjetí. [3]



Obr. 2-3 Západková parkovací brzda [3]

3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Tato část diplomové práce se bude zabývat konstrukční úpravou pohonu přední hnané nápravy traktoru za účelem přenosu brzdného momentu parkovací brzdy na všechna čtyři kola traktoru. Stávající vývod pohonu přední nápravy je vybaven mokrou vícelamelovou spojkou, k jejíž spojení je potřebné přivedení tlaku oleje. Jedná se tedy o primárně rozpojenou spojku, která byla, včetně svých nevýhod týkajících se parkovací brzdy, popsána výše. Stávající vývod pohonu přední nápravy, na kterém bude úprava prováděna, je zobrazen na Obr. 3-1. Bližší popis jednotlivých částí a funkce této spojky je uveden v textu pod Obr. 1–5 .



Obr. 3-1 Stávající výstup pohonu přední nápravy [5]

3.1 ZÁPADKOVÁ PARKOVACÍ BRZDA PŘEDNÍ NÁPRAVY

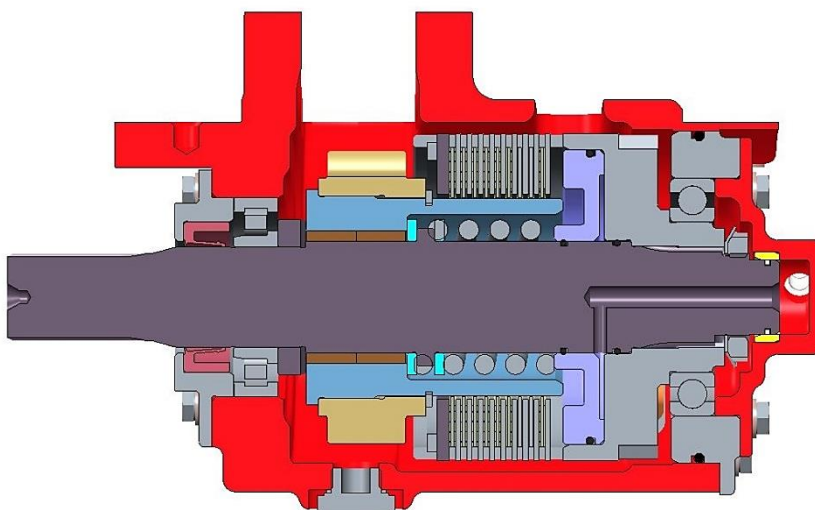
Jedním z možných řešení bylo navrhnutí západkového mechanismu, kterým by byl stávající vývod pohonu vybaven. Západkový mechanismus by v takovém případě sloužil jako samostatná parkovací brzda přední nápravy.

Z hlediska vzájemné interakce všech součástí bylo nejvhodnější upravit unašeč vnějších lamel (1) tak, aby na něm bylo možné vyrobít ozubení, do kterého by zapadala západka, protože je přímo spojen s hřídelem (2) drážkováním a zároveň dosahuje největšího vnějšího průměru. Je tedy nejblíže ke stěně skříně vývodu pohonu (3) a zároveň s rostoucím průměrem, na kterém je vyrobeno ozubení, klesá síla v kontaktu západky a ozubení vyvolaná točivým momentem. Za účelem úpravy unašeče byla prodloužena skříň vývodu pohonu a přepracována zadní víka (4, 5) tak, aby mohlo být posunuto zadní ložisko (6) směrem k zadnímu konci hřídele, čímž bylo umožněno rozšíření stěny unašeče. V rozšířené stěně unašeče bylo následně navrženo potřebné ozubení. V rámci úprav unašeče musel být zároveň zachován jeho vnější průměr vzhledem k nemožnosti zvětšení montážního otvoru ve skříní vývodu pohonu.



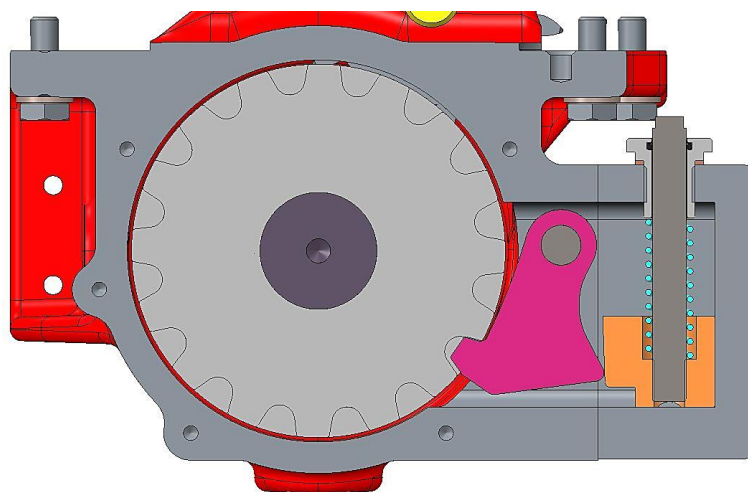
Obr. 3-2 Přepřacovaný unašeč vnějších lamel s ozubením

Po přepracování unašeče byla vytvořena nová sestava vývodu pohonu přední nápravy v programu *Creo Parametric*. Následná úprava skříně spočívala v umístění čepu západky. Po nalezení jeho vhodné pozice byla upravena geometrie ozubení tak, aby normálová síla v kontaktu západky a ozubení vyvolávala k ose čepu západky takový moment, který bude svým smyslem otáčet západkou ve směru jejího „vypadnutí“ z ozubení. Sklon boku zubu byl takto navrhován, aby po deaktivaci parkovací brzdy, a tedy odsunutí aktivačního členu, západka samovolně vyskočila z ozubení a nemusel být za tímto účelem navržen samostatný mechanismus.



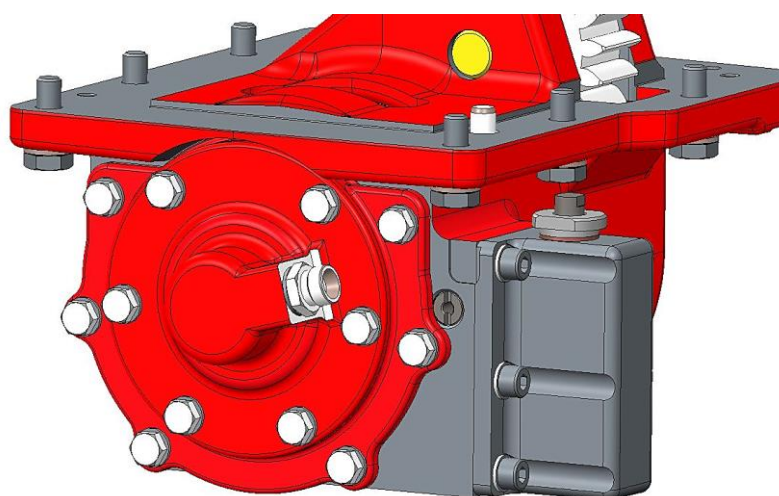
Obr. 3-3 Sestava výstupu pohonu přední nápravy s přepracovaným unašečem vnějších lamel

Jako aktivační prvek byl navržen posuvný klín umístěný v samostatné skříně, která je prostřednictvím příruby připevněna ke skříně vývodu pohonu. Táhlo, spojené s klínem pomocí závitu, prochází horní stěnou samostatné skříně klínu, aby bylo možné spojení s hydraulickým aktuátorem, prostřednictvím kterého dojde k vytažení klínu směrem vzhůru a následné deaktivaci brzdy. K aktivaci brzdy byla zvolena tlačná pružina, umístěná na táhle uvnitř samostatné skříně mezi její horní stěnou a klínem.



Obr. 3-4 Mechanismus západkové parkovací brzdy přední nápravy

K aktivaci takto navržené parkovací brzdy je tedy potřebné přerušit přívod tlaku oleje do hydraulického aktuátoru. Tímto je zároveň zajištěna nezávislost na chodu motoru a tedy i na dostupnosti tlakového oleje. Naproti tomu je nutné bezpečnostním prvkem ošetřit situace, při kterých dojde ke ztrátě tlaku v hydraulickém okruhu během jízdy. To může být způsobeno závadou na hydraulickém systému, přerušením hydraulického vedení nebo nechtěným zhasnutím motoru. V takovýchto případech by došlo k aktivaci parkovací brzdy při vysoké obvodové rychlosti unašeče, což by mělo za následek destrukci některých částí nebo celého mechanismu. Jako bezpečnostní prvek by bylo možné použít např. elektromagnetický akční člen s vazbou na zajišťovací kolík západky v poloze „odbrzděno“. Ovládání elektromagnetu by bylo nutné zajistit elektronickou řídicí jednotkou, která na základě signálu od snímače pojezdové rychlosti vyhodnotí, zda je aktivace západkové parkovací brzdy přední nápravy bezpečná, či nikoliv.



Obr. 3-5 Vývod pohonu přední nápravy vybavený západkovou parkovací brzdou

Vybavení vývodu pohonu přední nápravy západkovou parkovací brzdou vyžaduje změnu odlitku skříně a zadních vík, úpravu unašeče a výrobu nového západkového mechanismu doplněného o hydraulický aktuátor a bezpečnostní elektromagnetický akční člen. Zároveň ale umožňuje zachovat většinu původních součástí a do značné míry respektuje

stávající zástavbu. Přesto se jako další a více vyhovující řešení ukázalo přepracování spojky pohonu přední nápravy na primárně spojenou s talířovými pružinami.

3.2 SPOJKA POHONU PŘEDNÍ NÁPRAVY S TALÍŘOVÝMI PRUŽINAMI

Primárně spojené spojky pohonu přední nápravy s talířovými pružinami jsou často součástí převodového ústrojí moderních traktorů. Jak již bylo uvedeno v kapitole 1.2, spojka pohonu přední nápravy tvoří u moderních traktorů součást brzdové soustavy, protože po sešlápnutí obou brzdových pedálů dojde k automatickému zařazení pohonu přední nápravy a tím je brzdná síla přenášena prostřednictvím zadních i předních kol. Zároveň je takováto spojka schopna přenášet brzdný moment parkovací brzdy díky své nezávislosti na dostupnosti tlaku oleje. Zvýšená účinnost brzdy tedy zůstává zachována i v situaci, kdy není motor v chodu nebo dojde k závadě na hydraulickém okruhu, což neplatí v případě, kdy je použita spojka pohonu přední nápravy primárně rozpojená.

3.2.1 NÁVRH SADY TALÍŘOVÝCH PRUŽIN

Prvotním krokem při konstrukci nové spojky pohonu přední nápravy bylo stanovení maximálního vnějšího průměru talířových pružin. Po úvaze nad možným uspořádáním součástí vývodu pohonu přední nápravy, vzhledem k toku točivého momentu, který je určen umístěním hnacího soukolí, byl vytvořen závěr, že talířové pružiny budou uloženy v samostatné součásti. Vnější průměr této součásti je omezen průměrem montážního otvoru, z čehož vyplývá, že pro zachování dostatečné tloušťky obvodové stěny nemohou talířové pružiny svým vnějším průměrem přesáhnout hodnotu 120 mm. Po určení prvního jmenovitého rozměru talířových pružin následovalo ověření dostupnosti talířových pružin, které se svým vnějším průměrem blíží hodnotě 120 mm. K tomuto ověření byl využit katalog firmy Grewis, ve kterém se podařilo vyhledat talířové pružiny o vnějším průměru 120 mm. Zároveň jsou zde uvedeny ostatní jmenovité rozměry (vnitřní průměr d , tloušťka materiálu t , vnitřní výška H) a závislosti zatížení na průhybu běžně dostupných talířových pružin.

Tab. 3-1 Dostupné talířové pružiny s vnějším průměrem 120 mm [7]

Jmenovité rozměry -				Průhyb, Zatížení, Namáhání -								
D mm	d mm	t+t mm	H mm	Při $S_{max}=h$ (100%)			Při $S_{max}=0,75h$ (75%)			Při $S_{max}=0,50h$ (50%)		
				S max mm	F max N	Q max Mpa	S mm	F N	Q Mpa	S mm	F N	Q Mpa
120	41	3	6,2	3,2	7 050	1 932	2,4	6 225	1 560	1,6	5 030	1 113
120	41	3,5	6,7	3,2	11 200	2 156	2,4	9 500	1 727	1,6	7 355	1 225
120	41	4	7	3	15 700	2 196	2,25	12 785	1 744	1,5	9 490	1 228
120	41	4,5	7,5	3	22 300	2 406	2,25	17 895	1 902	1,5	13 010	1 332
120	41	5	8	3	30 600	2 616	2,25	24 245	2 059	1,5	17 368	1 437
120	41	5,6	9	3,4	48 730	3 328	2,55	38 650	2 620	1,7	27 730	1 830
120	41	6	9	3	52 800	3 035	2,25	41 210	2 374	1,5	28 920	1 647
120	41	7,5	11,5	4	137 720	5 115	3	107 883	4 010	2	76 205	2 790
120	41	8	11,5	3,5	146 251	4 621	2,63	113 161	3 600	1,75	78 374	2 485
120	41	9,5	12,5	3	209 920	4 503	2,25	159 890	3 475	1,5	108 885	2 381
120	41	10	13	3	244 841	4 713	2,25	186 210	3 632	1,5	126 552	2 486
120	52	4,5	8	3,5	27 558	2 715	2,63	22 652	2 166	1,75	16 905	1 527
120	52	6	9	3	55 992	2 823	2,25	43 635	2 211	1,5	30 620	1 535
120	52	8	10,5	2,5	110 600	2 928	1,88	84 430	2 266	1,25	57 326	1 551
120	52	10	12,3	2,3	198 740	3 260	1,73	150 705	2 505	1,15	101 340	1 700
120	52	12	13,7	1,7	253 833	2 790	1,28	191 712	2 132	0,85	127 872	1 435
120	52	13,2	14,8	1,6	317 979	2 865	1,2	239 030	2 177	0,8	159 865	1 470
120	52	14	15,5	1,5	355 657	2 835	1,13	268 400	2 158	0,75	178 595	1 448

Dalším krokem byl výpočet přitlačné síly pístu na sadu lamel, ze které byl následně vypočítán maximální spojkový moment stávající spojky pohonu přední nápravy. Firmou Zetor Tractors zadané hodnoty a rozměry odečtené z CAD modelu využité k výpočtu jsou uvedeny v Tab. 3–2.

Tab. 3-2 Hodnoty pro výpočet přitlačné síly a spojkového momentu

Parametr/rozměr	Hodnota
Vnější průměr pístu D [mm]	118
Vnitřní průměr pístu d [mm]	45
Tlak oleje v hydraulickém systému převodovky p [MPa]	2
Vnější průměr třecího obložení D_L [mm]	120
Vnitřní průměr třecího obložení d_L [mm]	87
Součinitel tření třecího obložení v olejové lázni f_t [–]	0,1
Počet lamel s třecím obložением n_L [–]	9

$$F_p = p \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right), \quad (1)$$

kde F_p je přitlačná síla pístu na sadu lamel [N].

$$M_s = F_p \cdot f_t \cdot r_{L_s} \cdot n, \quad (2)$$

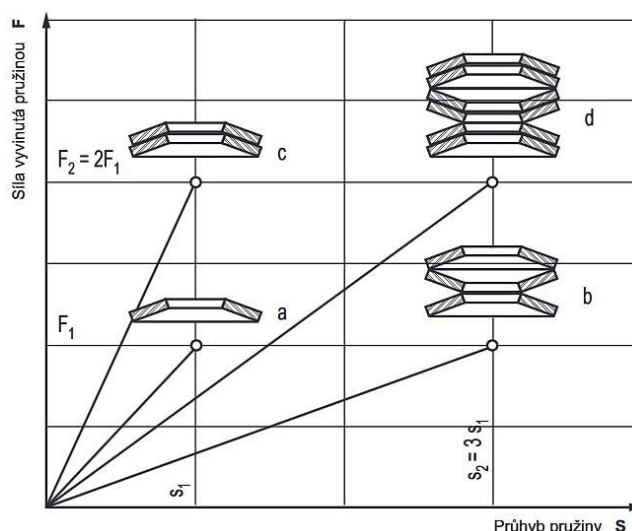
kde M_s je maximální spojkový moment [N·m],
 r_{L_s} je střední poloměr třecího obložení [m],
 n je počet třecích dvojic [–].

Maximální přitlačná síla pístu vypočítaná dle rovnic (1) je 18691 N a maximální spojkový moment stávající spojky vypočítaný dle rovnice (2) je 1741 N·m. Na základě vypočítané přitlačné síly byla dále vybrána vhodná talířová pružina z Tab. 3–1, která je schopna tuto sílu generovat, ale zároveň ještě dává prostor k dalšímu stlačení, které je nutné vyvolat pro rozpojení spojky. Zvolená talířová pružina generuje při maximálním průhybu 3 mm sílu 22300 N a je ji tedy možné předepnout na požadovanou sílu přibližně 18690 N. Jmenovité rozměry této talířové pružiny jsou:

- vnější průměr $D_p = 120$ mm,
- vnitřní průměr $d_p = 41$ mm,
- tloušťka materiálu $t = 4,5$ mm,
- vnitřní výška $H = 7,5$ mm.

Dalším požadavkem na mechanismus ovládání spojky pohonu přední nápravy je dostatečný zdvih přitlačné součásti ve chvíli, kdy je spojka rozpojena. Tento zdvih by měl umožnit oddálení se jednotlivých třecích povrchů lamel od sebe na minimální vzdálenost ideálně 0,2 mm. V případě použití devíti lamel s třecím obložением se jedná o osmnáct dvojic třecích povrchů, z čehož vyplývá požadovaný zdvih přitlačné součásti ideálně 3,6 mm. Zdvih přitlačné součásti musí zároveň umožnit talířová pružina. Ta je však schopna maximálního průhybu 3 mm a k splnění této podmínky je nutné navrhnout sadu talířových pružin. Z Obr. 3–6 vyplývá, že dosáhnout zvětšení průhybu sady talířových pružin při současném

zachování maximální přitlačné síly, jako v případě jedné pružiny, je možné sériovým uložením talířových pružin.



Obr. 3-6 Závislosti síly na průhybu sad talířových pružin dle způsobu uložení [8]
 a – samostatná pružina, b – sériové uložení, c – paralelní uložení,
 d – kombinované uložení

Vzhledem k plánovanému uspořádání vnitřních součástí vývodu pohonu přední nápravy bylo možné začít s výpočtem potřebného počtu pružin v sadě a tomu odpovídající plochy pístu, na kterou bude působit tlak oleje a vyvolávat tak sílu potřebnou k rozpojení spojky. Jak již bylo uvedeno, pružiny budou uloženy v přitlačném válci, jehož zvolený vnitřní průměr 121 mm vychází z vnějšího průměru talířových pružin. Píst bude taktéž uložen vnější plochou v přitlačném válci, takže jeho vnější průměr je shodný s vnitřním průměrem přitlačného válce. Vnitřní průměr přitlačného válce je tedy zdola omezený vnějším průměrem talířových pružin. Zároveň je omezený i vnější průměr přitlačného válce průměrem montážního otvoru ve skříni vývodu pohonu. Mezi vnějším a vnitřním průměrem přitlačného válce musí být zachována patřičná tloušťka obvodové stěny, takže zvětšování vnitřního průměru přitlačného válce není možné. Z tohoto důvodu je jediným východiskem, jak zvětšit vypínací sílu, zmenšování vnitřního průměru pístu. Jelikož má být píst svým vnitřním průměrem uložen na hřídeli vývodu pohonu, tak zmenšování jeho vnitřního průměru bude muset být voleno s ohledem na nadměrné oslabení hřídele.

K výpočtu průhybu sady pružin na základě síly vyvolané působením tlaku oleje 2 MPa na plochu pístu byl využit program *Autodesk Inventor*, který poskytuje nástroj *Generátor talířových pružin*, ve kterém je možné měnit počet sériově uložených pružin v sadě. Souběžně s výpočty v programu *Autodesk Inventor* byly prováděny výpočty síly tlaku oleje působícího na píst s různými (menšími) vnitřními průměry v programu *Mathcad Prime* dle rovnice (1). Po několika iteracích výpočtů v obou programech byla nalezena ideální kombinace počtu pružin a vnitřního průměru pístu s ohledem na celkovou délku vývodu pohonu přední nápravy. Výsledná sada talířových pružin se skládá ze čtyř sériově uložených pružin. Tato sada má nezatíženou délku 30 mm a po předepnutí o 8 mm (na délku 22 mm) vyvolá sílu 16334 N. Této přitlačné síle odpovídá maximální spojkový moment 1522 N·m. Zároveň je při použití pístu s vnitřním průměrem 30 mm možné vyvolat, dostupným tlakem oleje 2 MPa,

sílu 21584 N. Tato síla zvětší průhyb sady o 3,5 mm (na délku 18,5 mm). Parametry sady ve všech zátěžných stavech jsou uvedeny v Tab. 3–3.

Tab. 3-3 Parametry navržené sady talířových pružin

	Nezatížená sada	Maximálně zatížená sada	Spojka spojená	Spojka rozpojená
Průhyb sady [mm]	0	12	8	11,5
Délka sady [mm]	30	18	22	18,5
Vyvolaná síla [N]	0	22300	16334	21584

3.2.2 NÁVRH POČTU LAMEL

Vzhledem k hodnotě maximálního spojkového momentu při přítlačné síle 16334 N, který je výrazně nižší, než maximální spojkový moment stávající spojky byla provedena optimalizace počtu lamel za účelem dosažení vyššího maximálního spojkového momentu. Jako požadovaný spojkový moment byla zvolena hodnota 1750 N·m při přítlačné síle navržené sady talířových pružin 16334 N. Potřebný počet lamel pro přenos daného točivého momentu byl vypočítán z rovnice (3).

$$n_{L-p} = \frac{M_{s-p}}{2 \cdot F_{p-p} \cdot f_t \cdot r_{L-s}}, \quad (3)$$

kde n_{L-p} je potřebný počet lamel [–],
 M_{s-p} je požadovaný spojkový moment [N·m],
 F_{p-p} je přítlačná síla sady talířových pružin [N].

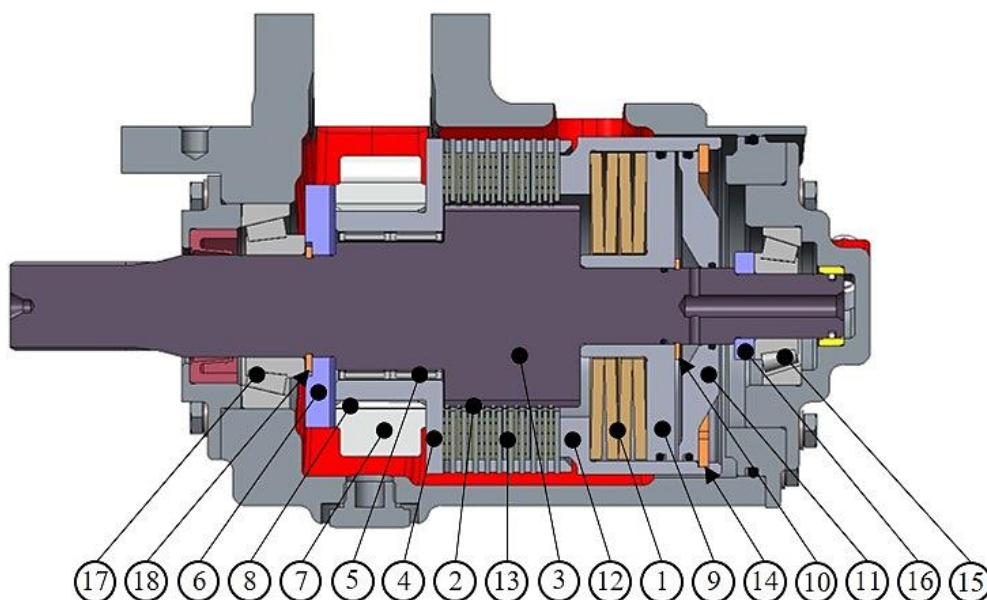
$$M_s = F_{p-p} \cdot f_t \cdot r_{L-s} \cdot n_z, \quad (4)$$

kde n_z je počet třecích dvojic zvoleného počtu lamel [–].

Výsledkem rovnice (3) je potřebný počet lamel $n_{L-p} = 10,35$. Z hlediska spolehlivosti by bylo vhodné použít 11 lamel a maximální spojkový moment tím naddimenzovat oproti stávajícímu. Zároveň by ale použití jedenácti lamel znamenalo další zmenšení prostoru mezi jednotlivými třecími povrchy při rozpojené spojce. Z tohoto důvodu byl zvolený počet lamel 10, který se pozitivně projeví i na úspoře zástavbového prostoru a výrobních nákladech. Přepočítaný maximální spojkový moment dle rovnice (4) při použití deseti lamel je 1691 N·m. Oproti stávající spojce je zde úbytek 50 N·m, který však lze pro danou aplikaci respektovat. Teoretická vzdálenost mezi jednotlivými třecími povrchy při rozpojené spojce s deseti lamelami a zdvihu přítlačného válce 3,5 mm pak vychází 0,175 mm. Takováto vzdálenost by ještě neměla znamenat výrazné zvětšení unášivého momentu spojky, takže ji lze tolerovat.

3.2.3 NÁVRH KONSTRUKCE A USPOŘÁDÁNÍ SOUČÁSTÍ VÝVODU POHONU

Vzhledem k odlišnému ovládání spojky bylo nutné konstrukčně navrhnout zcela nové součásti včetně jejich vnitřního uspořádání ve skříni vývodu pohonu. Návrh a uspořádání musí umožnit použití navržené sady talířových pružin a zajistit spolehlivou funkci primárně spojené spojky. Veškeré úpravy a tvorba CAD modelů byly provedeny v programu *Creo Parametric*.



Obr. 3-7 Nově navržený výstup pohonu přední nápravy

Počáteční úpravy byly provedeny na zadním konci hřídele, na který byla umístěna sada talířových pružin (1). Zároveň je v této oblasti daný maximální průměr hřídele, který vychází z požadavku na zvětšení plochy, na kterou bude působit tlakový olej při rozpojení spojky. Vzhledem k tomuto oslabení zadního konce hřídele bylo vnitřní uspořádání součástí navrženo tak, aby zadní konec hřídele nebyl zatížen točivým momentem. Toho bylo dosaženo odstraněním původního unašeče vnitřních lamel a následným přesunem drážkování (2) pro uložení těchto lamel přímo na hřídel (3). Dále byl upraven unašeč vnějších lamel (4) tak, aby mohl být přesunut na místo původního unašeče vnitřních lamel. Průměr válcové plochy pro uložení jehlových ložisek (5) byl zvětšen, čímž vzniklo osazení pro přední opěrný kroužek (6). Na základě této změny, která vyžadovala použití jehlových ložisek s většími průměry, byla upravena i vnitřní válcová plocha na unašeči vnějších lamel. Pro uložení kola náhonu (7) bylo na unašeči vnějších lamel navrženo evolventní drážkování (8) se středěním na boky zubů. Sestava kola náhonu a unašeče vnějších lamel je tedy na hřídeli uložena prostřednictvím dvou jehlových ložisek $K 50 \times 58 \times 20$. Tím je umožněna rozdílná rychlost otáčení hřídele vůči hnacímu soukolí při rozpojené spojce pohonu přední nápravy. Na tento požadavek bylo během tvorby konstrukčního návrhu nutné dbát, protože převod přední nápravy je u traktorů vždy navržen tak, aby přední náprava byla v mírném předstihu oproti nápravě zadní.

Jako opěrná součást sady talířových pružin byl navržen opěrný kotouč (9) umístěný za pružinami. Přenos axiální síly talířových pružin na hřídel je zajištěn pojistným kroužkem (10) o rozměru 30×2 mm. Vzhledem k vysoké axiální síle byl pro tento účel zvolen pojistný kroužek pro vysoká zatížení, jehož deklarovaná únosnost v drážce s ostrými hranami je 57 kN. [12] Za opěrný kotouč byl následně umístěn píst (11), na který bude působit tlak oleje při rozpojené spojce. Jeho tvar na vnějším obvodu byl uzpůsoben k vytvoření drážky pro těsnicí kroužek kruhového průřezu a tvar u vnitřního obvodu byl navržen tak, aby nedošlo k překrytí přírodního kanálu tlakového oleje do prostoru mezi opěrným kotoučem a pístem. Následně byl navržen přítlačný válec (12), který zajišťuje přenos přítlačné síly sady talířových pružin na sadu lamel spojky (13). Přítlačný válec zároveň uzavírá tlakový prostor mezi opěrným kotoučem a pístem. Na vnitřním obvodu přítlačného válce je vytvořena drážka pro pojistný kroužek (14),

prostřednictvím kterého je rozepínací síla tlaku oleje přenesena na sadu talířových pružin. Po zvětšení průhybu sady talířových pružin dojde k posuvu pístu a přítlačného válce směrem vpravo, čímž se spojka rozpojí. Na zadním konci hřídele bylo dále vytvořeno nezbytně malé osazení průměru, na kterém je uloženo zadní ložisko 31305 (15). Pro zajištění dostatečné opěrné plochy ložiska byl navržen zadní opěrný kroužek (16).

3.2.4 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH TRVANLIVOSTÍ LOŽISEK

V rámci konstrukční úpravy vývodu pohonu přední nápravy bylo nově navrženo uložení hřídele pomocí kuželíkových ložisek firmy SKF. Tato úprava byla provedena s ohledem na plánovanou modernizaci převodového ústrojí, která zahrnuje nahrazení stávajícího čelního ozubení s přímými zuby, použitého na soukolí pohonu přední nápravy, čelním ozubením se šikmými zuby. Z této plánované úpravy vyplývá, že ložiska, ve kterých je hřídel vývodu pohonu přední nápravy uložený budou muset být schopna přenášet nejen radiální, ale i axiální zatížení. Původně však bylo s kuželíkovými ložisky uvažováno i z důvodu, že přední opěrný kroužek nebyl zajištěn vůči hřídeli pojistným kroužkem. Přítlačná síla sady talířových pružin se v takovém případě přenášela na obě ložiska a tvořila jejich axiální zatížení.

Pro výpočet základních trvanlivostí použitých ložisek bylo nejprve nutné stanovit reakce v silových střezech ložisek, které jsou vyvolané přenášením točivého momentu a otáčky hřídele vývodu pohonu. Tyto dvě hodnoty lze určit ze zátěžného stavu traktoru. Zátěžným stavem, definovaným firmou Zetor Tractors, byla jízda traktoru v polních podmínkách s připojenou zadní agregací a předním dotěžovacím závažím. Jako povrch byla zvolena suchá hlína, které byl, dle literatury [1], přiřazen součinitel adheze. Veškeré parametry zátěžného stavu použité k výpočtu točivého momentu na hřídeli vývodu pohonu a otáček tohoto hřídele jsou uvedeny v Tab. 3–4.

Tab. 3-4 Parametry zátěžného stavu

Parametr	Hodnota
Pojezdová rychlost traktoru [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]	12
Hmotnost připadající na přední nápravu [kg]	3500
Dynamický poloměr předního kola 1 [mm]	670
Celkový převod přední nápravy 1 [–]	15,976
Dynamický poloměr předního kola 2 [mm]	620
Celkový převod přední nápravy 2 [–]	14,308
Součinitel adheze suché hlíny [–]	0,6

$$M_{t_h} = \frac{m_p \cdot g \cdot f \cdot r_d}{i}, \quad (5)$$

kde M_{t_h} je točivý moment na hřídeli vývodu pohonu [$\text{N} \cdot \text{m}$],
 m_p je hmotnost připadající na přední nápravu [kg],
 g je gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$],
 f je součinitel adheze [–],
 r_d je dynamický poloměr předního kola [m],

i je celkový převod přední nápravy [–].

$$n_h = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r_d} \cdot i \cdot 60, \quad (6)$$

kde n_h jsou otáčky hřídele vývodu pohonu [min^{-1}],
 v je pojezdová rychlost traktoru [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

Jelikož byly zadány hodnoty dynamického poloměru předního kola a celkového převodu přední nápravy pro dvě odlišné konfigurace přední nápravy, tak byly dle rovnic (5) a (6) stanoveny dva zátěžné stavy, viz Tab. 3–5.

Tab. 3-5 Výsledky zátěžných stavů

	Zátěžný stav 1	Zátěžný stav 2
Točivý moment na hřídeli [$\text{N} \cdot \text{m}$]	864	892
Otáčky hřídele [min^{-1}]	759	735

K výpočtu reakčních sil v ložiscích bylo dále nutné vypočítat silové poměry v ozubení kola náhonu dle rovnic (7), (8), (9). Průměr roztečné kružnice a úhel záběru ozubení byly zjištěny z výrobního výkresu stávajícího kola náhonu, viz Tab. 3–6.

Tab. 3-6 Parametry ozubeného kola náhonu

Parametr	Hodnota
Průměr roztečné kružnice [mm]	104
Úhel záběru ozubení [$^\circ$]	20

$$F_T = \frac{2 \cdot M_{t_h}}{d_r}, \quad (7)$$

kde F_T je tečná síla v ozubení [N],
 d_r je průměr roztečné kružnice [m].

$$F_R = F_T \cdot \tan \alpha, \quad (8)$$

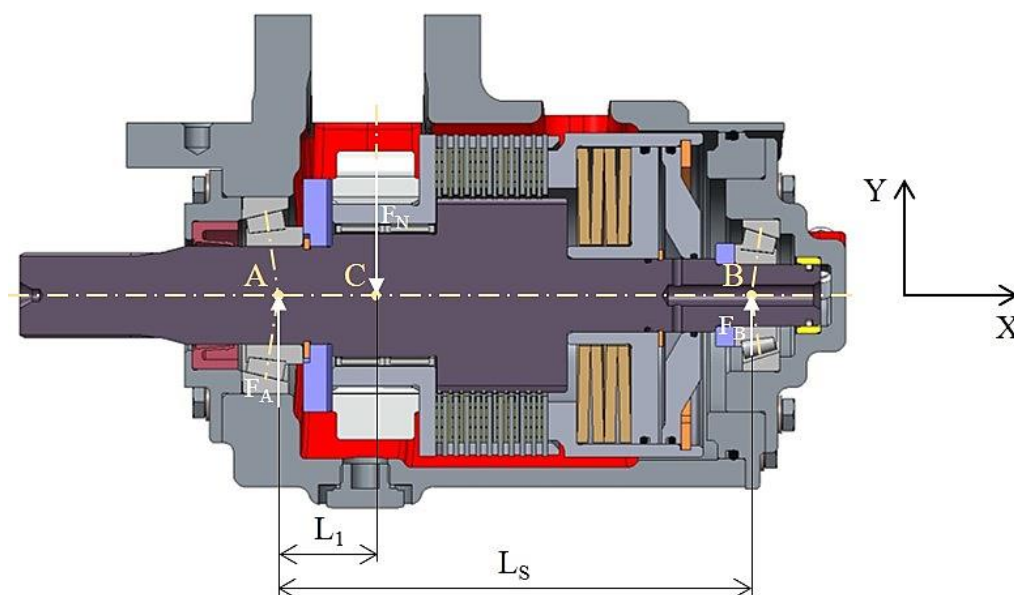
kde F_R je radiální síla v ozubení [N],
 α je úhel záběru ozubení [$^\circ$].

$$F_N = \sqrt{F_T^2 + F_R^2}, \quad (9)$$

kde F_N je normálová síla v ozubení [N].

Po výpočtu silových poměrů v ozubení byly z CAD modelu odečteny vzdálenosti silových středů zakótované na Obr. 3–8. Dále byl z rovnice momentové rovnováhy k bodu B

vyjádřen vztah pro výpočet reakční síly v předním ložisku (10). Vztah pro výpočet reakční síly v zadním ložisku (11) byl vyjádřen z rovnice silové rovnováhy ve směru osy Y.



Obr. 3-8 Silové středy ložisek a ozubeného kola náhonu

Tab. 3-7 Vzdálenosti silových středů

Parametr	Hodnota
Vzdálenost mezi silovými středy ložisek L_S [mm]	186,5
Vzdálenost mezi silovým středem předního ložiska a ozubeného kola náhonu L_1 [mm]	35,5

$$F_A = \frac{F_N \cdot (L_S - L_1)}{L}, \quad (10)$$

kde F_A je reakční síla v silovém středu předního ložiska [N].

$$F_B = F_N - F_A, \quad (11)$$

kde F_B je reakční síla v silovém středu zadního ložiska [N].

Výsledné hodnoty reakčních sil vypočítané pro oba zátěžné stavy jsou uvedeny v Tab. 3–8. Z této tabulky zároveň vyplývá, že méně příznivý je pro ložiska zátěžný stav 2. Výpočty základních trvanlivostí ložisek tedy budou provedeny pro reakční síly z druhého zátěžného stavu.

Tab. 3-8 Výsledné reakční síly v silových středech ložisek

	Zátěžný stav 1	Zátěžný stav 2
Reakční síla v silovém středu předního ložiska [N]	14310	14786
Reakční síla v silovém středu zadního ložiska [N]	3364	3476

K výpočtu základních trvanlivostí ložisek byla využita internetová aplikace *SKF Bearing Calculator*. Původně byla ložiska zatížena nejen radiálně, vypočítanými reakčními silami, ale i axiálně, přítlačnou silou sady talířových pružin. To se ukázalo jako nevyhovující konstrukční řešení, protože základní trvanlivost předního ložiska 32208 (na Obr. 3–7 pozice 17) vyšla 750 hodin, základní trvanlivost zadního ložiska 31305 vyšla 1560 hodin a požadavek minimální trvanlivosti ložisek při tomto zátěžném stavu byl 2000 hodin. V případě zadního ložiska by bylo možným řešením jeho nahrazení ložiskem o větší šířce, které je běžně dostupné. Pro přední ložisko však taková alternativa neexistuje a následující větší, běžně dostupné, ložisko 32308 má nejen větší vnější průměr, ale i větší šířku. Jeho použití bylo zváženo, ale vzhledem k velkému množství nutných úprav celého konstrukčního uzlu nebylo použito. Jako vhodnější řešení, které umožní ložiska odlehčit od axiálního zatížení, bylo v tomto případě zvoleno zajištění axiálního pohybu předního opěrného kroužku vůči hřídeli pojistným kroužkem pro vysoká zatížení o rozměru 40x2,5 mm (na Obr. 3–7 pozice 18). Výsledkem je uzavření toku axiální síly tělesem hřídele prostřednictvím pojistných kroužků označených na Obr. 3–7 pozicemi 10 a 18. Ložiska jsou po této úpravě zatěžována pouze reakčními silami uvedenými v Tab. 3–8 a výsledné základní trvanlivosti ložisek při tomto zatížení jsou uvedeny v Tab. 3–9. Z této tabulky vyplývá, že zvolená ložiska, po výše zmíněné konstrukční úpravě, vyhovují stanoveným požadavkům.

Tab. 3-9 Výsledné základní trvanlivosti ložisek

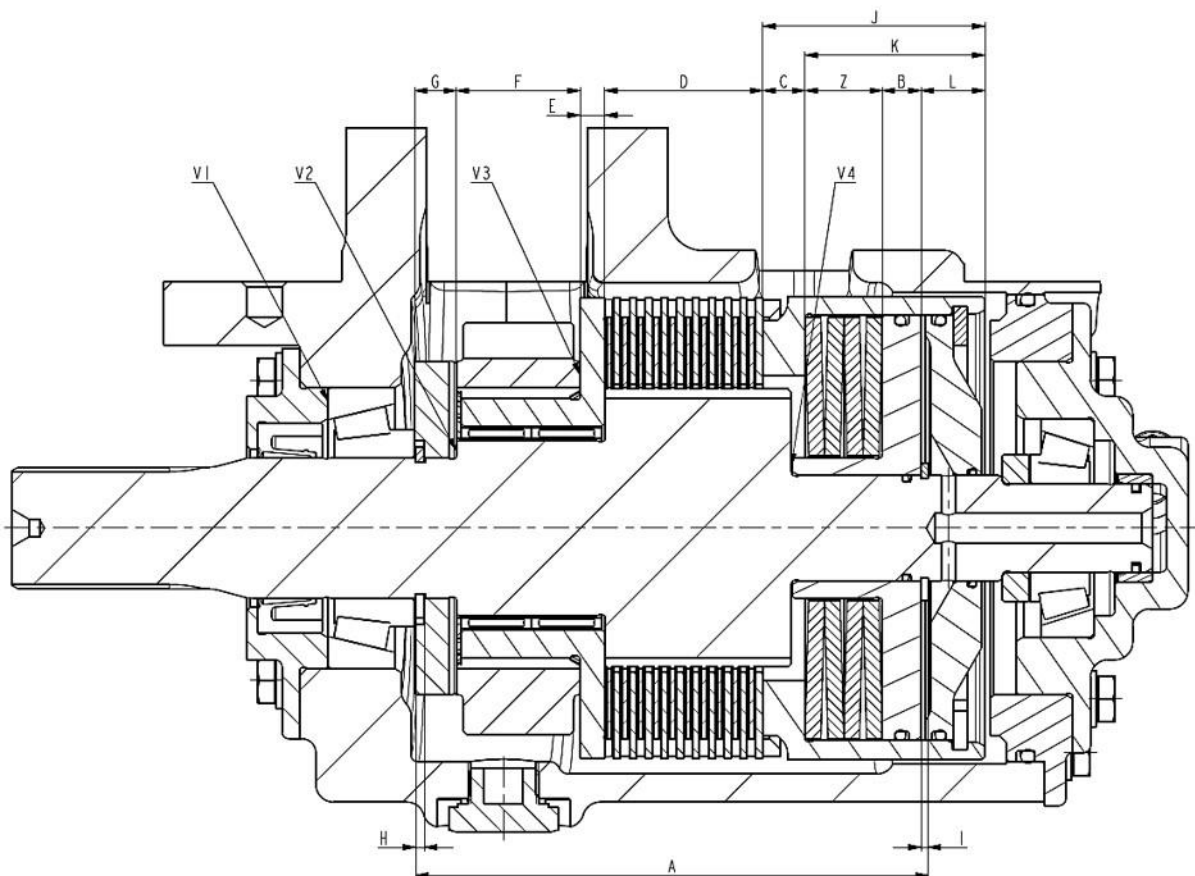
	Přední ložisko 32208	Zadní ložisko 31305
Základní trvanlivost L_{10h} [hod]	9440	155900

3.2.5 VÝPOČTY ROZMĚROVÝCH OBVODŮ

Z rovnice (4) vyplývá lineární závislost maximálního spojkového momentu na přítlačné síle sady talířových pružin, součiniteli tření třecího obložení, středním průměru třecích ploch obložení a počtu třecích dvojic. Součinitel tření je daný typem třecího obložení a pracovního prostředí. Střední průměr třecího obložení je daný zástavbovými rozměry a počet třecích dvojic udává konstrukce spojky. Na tyto parametry nemají vliv výrobní tolerance jednotlivých částí vývodu pohonu přední nápravy. Na co však vliv mají, je výsledný průhyb sady talířových pružin, po kompletaci sestavy vývodu pohonu. Pro správnou funkci spojky pohonu přední nápravy je nezbytné zajistit takový průhyb sady talířových pružin, aby síla touto sadou vyvolaná zajistila dostatečný přítlak na sadu lamel a byl tím zaručen přenos točivého momentu požadované velikosti.

Protože navržená konstrukce neobsahuje kompenzační součást, kterou by bylo možné během kompletace vývodu pohonu nastavit vzdálenost mezi dosedacími plochami sady

talířových pružin, v závislosti na skutečných rozměrech součástí, bylo nutné navrhnout vhodné tolerance výrobních rozměrů jednotlivých součástí a postup montáže, kterým dojde k nastavení požadovaného průhybu sady talířových pružin. Následný postup návrhu tolerancí vychází z písmenky označených kót, zobrazených na Obr. 3–9, které rovněž korespondují se značením rozměrů na Obr. 3–10 a 3–11.



Obr. 3-9 Označení rozměrů použitých ve výpočtech rozměrových obvodů

Jako první rozměrový obvod byla řešena vzdálenost dosedacích ploch sady talířových pružin. K výpočtům rozměrových obvodů byl využit program *MITCalc*, který obsahuje nástroj *Toleranční analýza*. Prostředí tohoto programu, včetně rozměrového obvodu vzdálenosti Z je zobrazeno na Obr. 3–10. Nejprve byly zadány jmenovité rozměry, které byly odměřeny z CAD modelu sestavy vývodu pohonu. Kromě tloušťky pojistných kroužků, která je tolerována normou DIN 471 a délky sady lamel, která je závislá na skutečné tloušťce třecího obložení, byly voleny tolerance jednotlivých funkčních rozměrů součástí tak, aby minimální rozměr uzavíracího členu Z, což je vzdálenost opěrných ploch sady talířových pružin, byl maximálně 22 mm. To je délka, na kterou musí být sada talířových pružin stlačena, aby vyvolala dostatečnou přítláčnou sílu na lamely spojky, viz Tab. 3–3. Poté, co bylo nalezeno nastavení tolerancí funkčních rozměrů tak, aby byl splněn minimální rozměr uzavíracího členu, byly na základě těchto tolerancí dále navrhovány tolerance technologických kót, použitých na výkresech součástí.

Znak	Název členu	Rozměry členu [mm]			
		Jmenovitý	Tolerance	Minimum	Maximum
A	Vzd. mezi drážkami poj. krouž	145.800	+0.50000 -0.10000	145.70000	146.30000
B	Opěrný kotouč-tloušťka stěny	-11.000	-0.20000 -0.40000	10.60000	10.80000
C	Přítlačný válec-tloušťka stěny	-12.000	0 -0.20000	11.80000	12.00000
D	Sada lamel-délka	-45.000	+0.60000 -0.40000	44.60000	45.60000
E	Unašeč-tloušťka stěny	-7.000	-0.15000 -0.45000	6.55000	6.85000
F	Kolo náhonu-šířka	-35.200	-0.15000 -0.30000	34.90000	35.05000
G	Opěrný kroužek-tloušťka	-9.100	-0.10000 -0.30000	8.80000	9.00000
H	Přední poj. krouž-tloušťka h11	-2.500	0 -0.06000	2.44000	2.50000
I	Zadní poj. krouž.-tloušťka h11	-2.000	0 -0.06000	1.94000	2.00000
Z	Uzavírací člen	22.000	+2.67000 -0.10000	21.90000	24.67000

Obr. 3-10 Rozměrový obvod vzdálenosti Z

K navržení tolerancí technologických kót byly sestaveny rozměrové obvody jednotlivých součástí vývodu pohonu. Do těchto rozměrových obvodů byl zadán, jako rozměr uzavíracího členu, výsledek funkčního rozměru, včetně tolerancí, z rozměrového obvodu vzdálenosti Z. Následně byly přizpůsobeny tolerance technologických kót jednotlivých součástí, tolerancím funkčních rozměrů. Jako příklad je na Obr. 3–11 uveden rozměrový obvod přítlačného válce. Značení rozměrů součásti na Obr. 3–11 odpovídá kótám na Obr. 3–9. Z rozměrového obvodu přítlačného válce je patrné, že rozměr C, vyplývající z rozměrového obvodu vzdálenosti Z, byl použit jako rozměr uzavíracího členu a jeho tolerancím byly přizpůsobeny tolerance rozměru J a K, tedy technologických kót uvedených na výkrese součásti.

Znak	Název členu	Rozměry členu [mm]			
		Jmenovitý	Tolerance	Minimum	Maximum
J	Vnější délka	63.200	0 -0.10000	63.10000	63.20000
K	Vnitřní délka	-51.200	+0.10000 0	51.20000	51.30000
C	Uzavírací člen	12.000	0 -0.20000	11.80000	12.00000

Obr. 3-11 Rozměrový obvod přítlačného válce

Jako poslední byl sestaven rozměrový obvod pro celou sestavu vývodu pohonu, zobrazený na Obr. 3–12, pomocí kterého byly navrženy tolerance zbylých součástí tak, aby mezi předním víčkem a předním ložiskem byla zaručena vůle nejméně 0,1 mm. Tato vůle je na Obr. 3–9 označena pozicí V1. Výsledkem tohoto rozměrového obvodu jsou tolerance součástí, zaručující vůli V1 v rozmezí 0,1 až 1,5 mm. Tato vůle zaručuje smontovatelnost celé sestavy a bude vymezena distančními podložkami během kompletace vývodu pohonu. Dalšími vůlemi, které je nutné během kompletace vymežit, aby byla zaručena platnost výsledků rozměrových obvodů, jsou vůle V2 mezi předním opěrným kroužkem a čelní plochou osazení hřídele a vůle V4 mezi opěrným kotoučem a čelní plochou osazení hřídele. Pro zamezení situace, při které by došlo k vypadnutí vnitřní lamely do prostoru mezi unašeč vnějších lamel a hřídel, je nutné zkontrolovat vůli V3 mezi ozubeným kolem náhonu a unašečem vnějších lamel a vymežit ji na hodnotu maximálně 0,2 mm.

Znak	Název členu	Rozměry členu [mm]			
		Jmenovitý	Tolerance	Minimum	Maximum
A	Skříň vývodu pohonu	212.000	+0.40000 +0.20000	212.20000	212.40000
B	Víko zadní	8.000	+0.30000 +0.20000	8.20000	8.30000
C	Zadní víčko	6.000	+0.20000 0	6.00000	6.20000
D	Zadní ložisko	-18.250	+0.20000 0	18.25000	18.45000
E	Kroužek zadní	-7.700	0 -0.10000	7.60000	7.70000
F	Hřídel	-155.400	+0.10000 -0.10000	155.30000	155.50000
G	Kroužek přední	-11.800	0 -0.10000	11.70000	11.80000
H	Přední ložisko	-24.750	+0.20000 0	24.75000	24.95000
I	Víčko přední	-8.000	-0.10000 -0.20000	7.80000	7.90000
Z	Uzavírací člen	0.100	+1.40000 -0.00000	0.10000	1.50000

Obr. 3-12 Rozměrový obvod sestavy vývodu pohonu

Finálním úkonem, který je nutné provést při kompletaci vývodu pohonu, z důvodu zaručení dostatečného stlačení sady talířových pružin, je nastavení vzdálenosti Z , neboli vzdálenosti opěrných ploch sady talířových pružin, na 21,9 až 22 mm. Požadavek tohoto nastavení vyplynul z rozměrového obvodu vzdálenosti Z , zobrazeného na Obr. 3–10, protože maximální velikosti uzavíracího členu dosahuje, při navržených tolerancích, hodnoty 24,67 mm. V případě kompletace vývodu pohonu s takovouto vzdáleností Z by nedošlo k dostatečnému stlačení sady talířových pružin a nebyl by zajištěn přenos požadovaného točivého momentu. Této situaci by nebylo zcela možné předejít ani volbou přísnějších tolerancí technologických rozměrů součástí, protože není možné zaručit jednotnou tloušťku třecího obložení a délka sady lamel by se stále pohybovala v toleranci jednoho milimetru. Z tohoto důvodu byly voleny tolerance v rozmezí jedné desetiny milimetru a více, kterých je možné dosáhnout bez výrazného prodražení výroby součástí. K dosažení požadované vzdálenosti Z je tedy nutné provést změření skutečných rozměrů vyrobených součástí. Konkrétně se jedná o rozměr K přítlačného válce a rozměr B opěrného kotouče. Poté musí následovat sestavení vývodu pohonu od předního pojistného kroužku po zadní pojistný kroužek na hřídeli, s vynecháním sady talířových pružin. Následně je možné změřit skutečnou vzdálenost L mezi zadní čelní plochou opěrného kotouče a zadní čelní plochou přítlačného válce. Po dosazení změřených hodnot do rovnice (12) lze vypočítat skutečnou vzdálenost Z a kompenzovat ji patřičným počtem distančních podložek na vzdálenost 21,9 až 22 mm.

$$Z = K - (L + B), \quad (12)$$

kde Z je vzdálenost mezi opěrnými plochami sady talířových pružin [mm],
 K je délka vnitřního osazení přítlačného válce [mm],
 L je vzdálenost mezi čelními plochami opěrného kotouče a přítlačného válce [mm],
 B je tloušťka stěny opěrného kotouče [mm].

4 DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÉ MKP ANALÝZY

Pro ověření funkčnosti konstrukčního návrhu bylo nutné provést deformačně napěťovou analýzu navržených součástí pomocí metody konečných prvků. Tyto analýzy byly provedeny v programu *Ansys Workbench*.

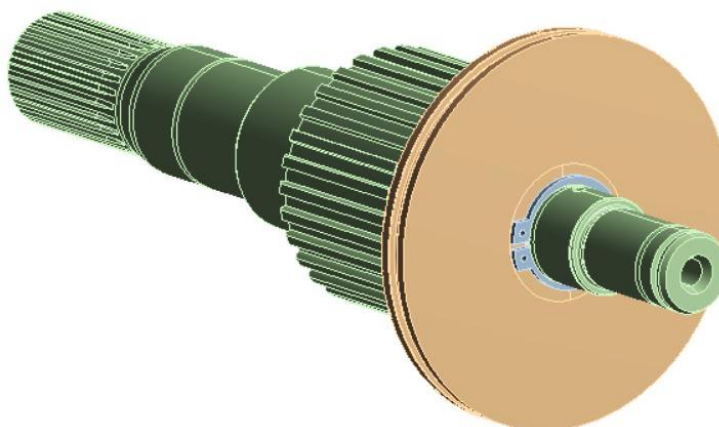
Jednotlivým analýzám vždy předcházela volba materiálu dané součásti. V tomto případě byly pomocí MKP kontrolovány pouze vnitřní, a tedy ocelové, součásti vývodu pohonu přední nápravy. Z tohoto důvodu byl ve všech analýzách nastaven shodný materiál *Structural Steel*, jehož fyzikální a mechanické vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 4–1.

Tab. 4-1 Fyzikální a mechanické vlastnosti konstrukční oceli

Vlastnost	Hodnota
Hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	7850
Youngův modul [MPa]	$2\cdot 10^5$
Poissonovo číslo [–]	0,3
Mez kluzu v tahu a tlaku [MPa]	250

4.1 ZADNÍ POJISTNÝ KROUŽEK

Prvním očekávaným kritickým místem byla drážka v hřídeli zadního pojistného kroužku. Tento pojistný kroužek zamezuje axiálnímu posuvu opěrného kotouče a přenáší sílu stlačené sady talířových pružin na hřídel. Z důvodu relevantnosti výsledku byla tato analýza počítána jako kontaktní úloha mezi opěrným kotoučem, pojistným kroužkem a hřídelem.



Obr. 4-1 Sestava zadního pojistného kroužku

Samotnému nastavení analýzy předcházely drobné úpravy geometrie v nástroji *Design Modeler*. Úpravy spočívaly ve vytvoření zaoblení vnitřních hran drážky v hřídeli pro pojistný kroužek. Toto zaoblení, které ve skutečnosti vznikne výrobní operací, ale na výkresu součásti se neoznačuje, takže nebyl důvod ho vytvářet na CAD modelu, je očekávaným nebezpečným místem. Velikost tohoto zaoblení závisí na použitém výrobním nástroji, resp. na zaoblení jeho špičky. Proto byly vytvořeny dvě varianty geometrie hřídele, přičemž první měla zaoblení

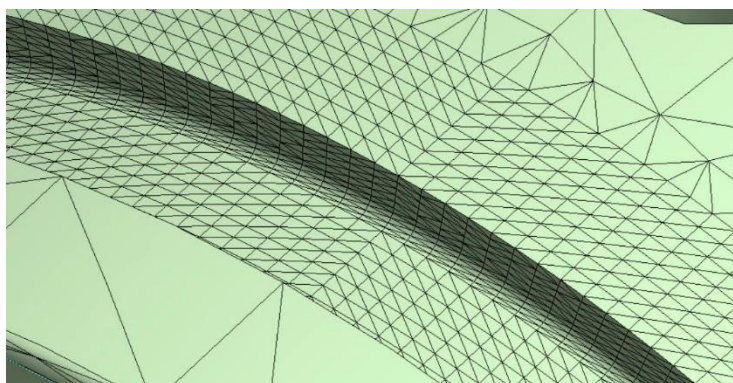
vnitřní hrany 0,1 mm a druhá 0,2 mm. Adekvátně k tomuto zaoblení bylo vytvořeno i zkosení vnitřní hrany pojistného kroužku tak, aby v sestavě těles nedošlo k průniku objemu ostré hrany pojistného kroužku do zaoblené hrany hřídele. Velikost zkosení na pojistném kroužku byla zvolena, s ohledem na velikost zaoblení vnitřní hrany hřídele, 0,25 mm pod úhlem 45° z důvodu, aby v deformačně napěťové analýze, po předpokládané deformaci, nedošlo k dosednutí hrany zkosení přímo na hranu zaoblení a tím k nadměrné koncentraci napětí na těchto hranách. Zároveň byly v nástroji *Design Modeler* rozděleny některé plochy součástí tak, aby na nich později mohla být zjemněna konečnoprvková síť, aplikováno zatížení a okrajové podmínky.

Následovalo nastavení MKP analýzy v nástroji *Mechanical*. Zde byly nejprve definovány kontakty mezi jednotlivými součástmi sestavy. Jejich nastavení je uvedeno v Tab. 4–2. Nastavení počínaje typem kontaktu a faktorem normálové tuhosti konče, uvedené Tab. 4–2, je použito ve všech následujících analýzách. Součinitel tření pro kontakt dvou ocelových povrchů v olejové lázni byl určen na základě tabulky [9].

Tab. 4-2 Nastavení kontaktů 1. analýzy

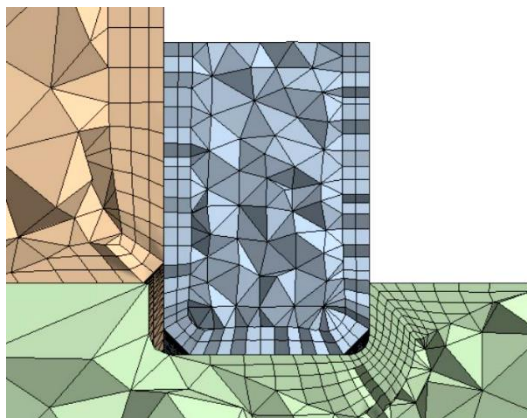
	Kontakt 1	Kontakt 2	Kontakt 3
Kontaktní těleso	Pojistný kroužek	Opěrný kotouč	Pojistný kroužek
Cílové těleso	Opěrný kotouč	Hřídel	Hřídel
Typ kontaktu	Třecí		
Součinitel tření [–]	0,1		
Kontaktní algoritmus	Augmented Lagrange		
Faktor normálové tuhosti [–]	0,1		

Dále následovala tvorba konečnoprvkové sítě. V této a všech dalších analýzách byly pro tvorbu konečnoprvkové sítě využity elementy ve tvaru tetraedrů neboli čtyřstěnů. Nejčastěji bylo využito funkce *Edge Sizing*, která umožňuje nastavit počet elementů po délce vybrané hrany. Tato funkce byla výhodná pro pozdější tvorbu mapované sítě pomocí funkce *Mapped Face Meshing*. Mapovaná síť byla použita zejména na kontaktních plochách, kde bylo zároveň očekáváno nejvyšší napětí.



Obr. 4-2 Detail mapované sítě drážky v hřídeli

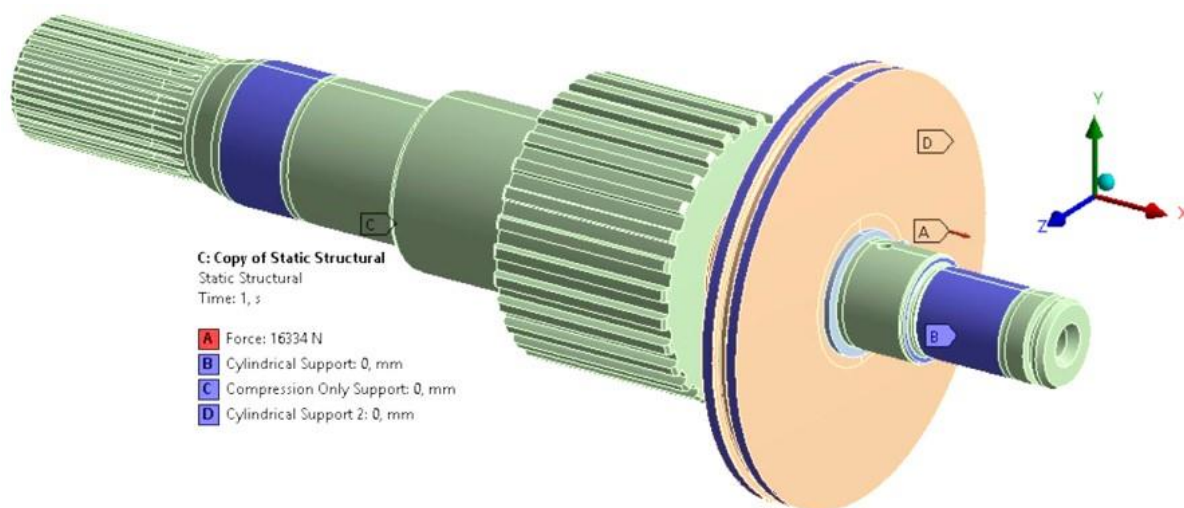
Po vytvoření vyhovující povrchové sítě byla využita funkce *Inflation*, pomocí které lze kvalitu povrchové sítě přenést do zvoleného počtu vrstev objemové sítě. Tato funkce byla aplikována na plochy s mapovanou sítí všech těles, což je vidět na Obr. 4–3.



Obr. 4-3 Konečnoprvková síť v oblasti kontaktních ploch

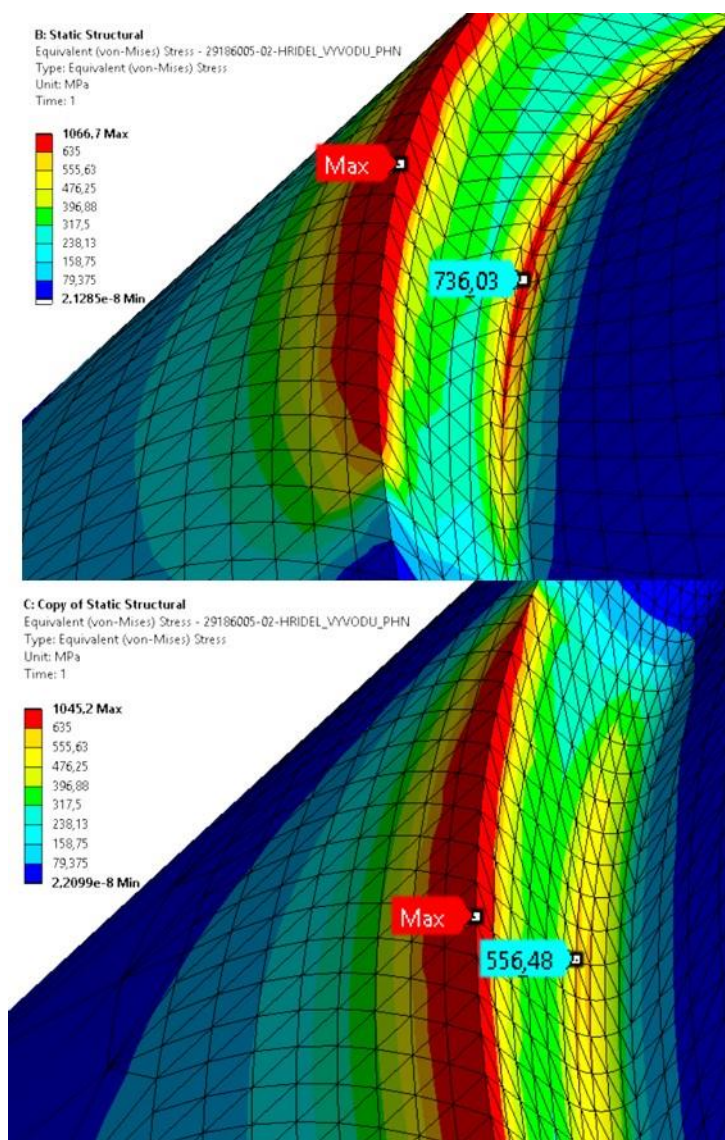
Dalším krokem bylo definování zatížení a okrajových podmínek. Zatížení v této analýze tvoří síla, která působí na opěrný kotouč a svou velikostí 16334 N odpovídá přitlačné síle sady talířových pružin. Proto, aby působiště síly odpovídalo skutečnému kontaktu talířové pružiny a opěrného kotouče, byla na čelní ploše opěrného kotouče vytvořena plocha ve tvaru mezikruží, definovaná vnějším průměrem 120,25 mm a vnitřním průměrem 119,75 mm, na kterou byla síla, působící ve směru X, následně aplikována.

Jako okrajové podmínky, zobrazené na Obr. 4–4, byly v této analýze použity vazby *Cylindrical* a *Compression Only*. Vazbou *Cylindrical*, na válcových plochách hřídele, bylo zamezeno radiálnímu a tangenciálnímu pohybu. Axiálnímu pohybu hřídele zamezovala vazba *Compression Only* na čelních plochách osazení hřídele. Těmito vazbami bylo simulováno uložení hřídele v ložiscích. Další vazba typu *Cylindrical* byla umístěna na vnější obvod opěrného kotouče a simulovala přitlačný válec, ve kterém je opěrný kotouč umístěn. Tato vazba zamezovala radiálnímu a axiálnímu pohybu.



Obr. 4-4 Zatížení a okrajové podmínky sestavy zadního pojistného kroužku

S tímto shodným nastavením byla provedena MKP analýza obou sestav. Průběh redukovaného napětí v drážce pojistného kroužku dle hypotézy HMM je zobrazen na Obr. 4–5. V horní části tohoto obrázku je varianta s poloměrem zaoblení vnitřní hrany 0,1 mm, v dolní části pak varianta s poloměrem zaoblení 0,2 mm. U obou variant dochází k velké koncentraci napětí na vnější hraně drážky. Tento výsledek byl předpokládán a lze očekávat, že po zatížení může dojít na této hraně k minimální plastické deformaci. Z tohoto důvodu byl jako materiál hřídele zvolena ocel 15 230, která je určena k nitridaci. Tvrdost nitridační vrstvy dosahuje u tohoto materiálu hodnoty 750 HV5. [5] Dále je, u varianty s menším zaoblením, patrná na vnitřní hraně větší koncentrace napětí, jehož hodnota zde přesahuje mez kluzu, která je pro zvolený materiál 635 MPa. [10] V případě zaoblení 0,2 mm je patrné, že napětí na vnitřní hraně dosahuje výrazně nižší hodnoty. Z hlediska určení bezpečnosti nebude uvažováno napětí na vnější hraně, protože jeho hodnota je silně ovlivněna koncentrátorem v podobě ostré hrany a bezpečnost vyhodnocená pomocí tohoto napětí by nebyla vypovídající o daném nebezpečném místě.



Obr. 4-5 Redukovaná napětí drážky pojistného kroužku

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{HMH}}, \quad (13)$$

kde k je koeficient bezpečnosti [–],
 R_e je mez kluzu materiálu [MPa],
 σ_{HMH} je redukované napětí dle hypotézy HMH [MPa].

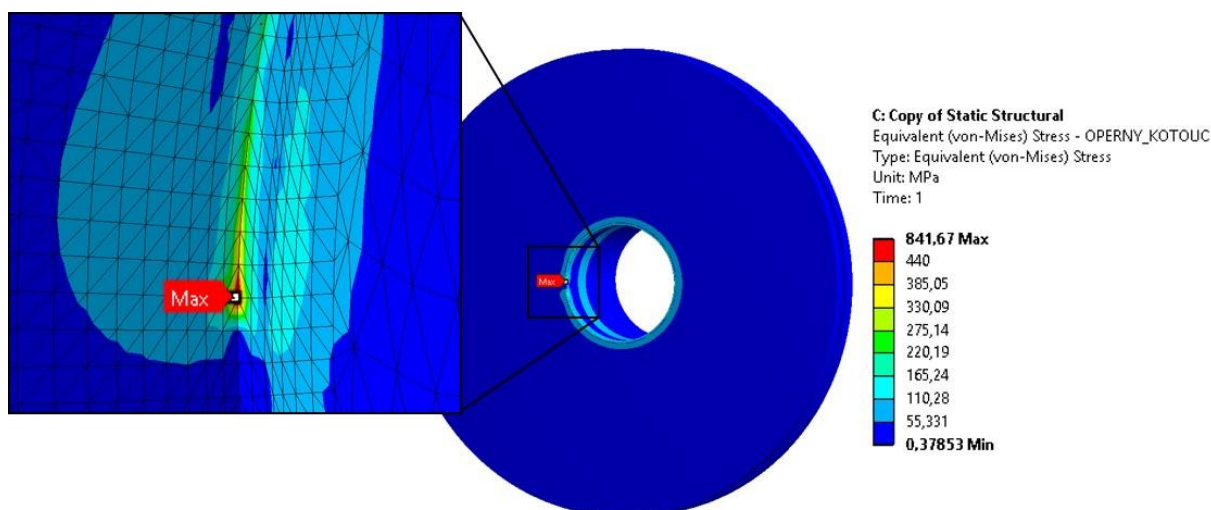
Koeficient bezpečnosti drážky zadního pojistného kroužku byl určen pomocí rovnice (12) pro obě varianty zaoblení vnitřní drážky. Jako redukované napětí byla použita maximální hodnota dosažená v tomto zaoblení. Vypočítané koeficienty bezpečnosti jsou uvedeny v Tab. 4–3.

Tab. 4-3 Koeficienty bezpečnosti drážky zadního pojistného kroužku

	Zaoblení 0,1 mm	Zaoblení 0,2 mm
Koeficient bezpečnosti [–]	0,86	1,14

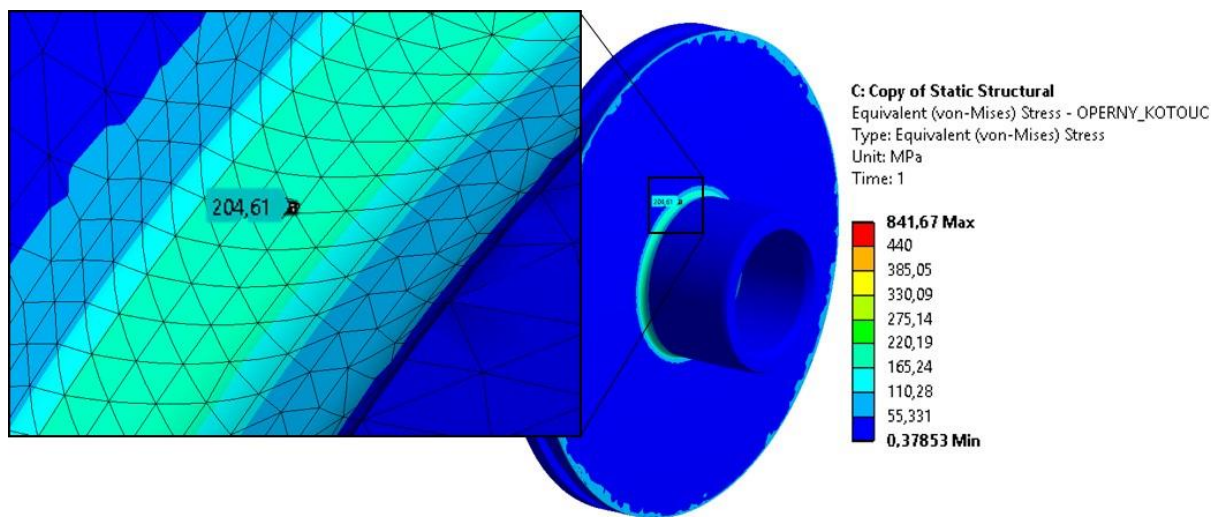
Z vypočítaných koeficientů bezpečnosti vyplývá, že zaoblení vnitřní drážky vzniklé výrobní operací by nemělo být menší než 0,2 mm. Při konzultaci těchto výsledků však bylo zmíněno, že ze zkušeností vyplývá, že velikost zaoblení v drážkách pro pojistné kroužky dosahuje hodnot v rozmezí 0,2 až 0,3 mm. Na základě toho byla drážka zadního pojistného kroužku prohlášena za vyhovující.

Další součástí, jejíž bezpečnost byla v rámci této analýzy vyhodnocena, je opěrný kotouč. Tato součást je určena k přenosu axiální síly sady talířových pružin na pojistný kroužek. Z důvodu předpokládaného vysokého kontaktního tlaku mezi čelem opěrného kotouče a talířovou pružinou byl pro tuto součást zvolen materiál 14 220 určený k cementaci. Mez kluzu tohoto materiálu dosahuje hodnoty 440 MPa. [10] Maximální redukované napětí, na této součásti, vyšlo na kontaktní hraně s pojistným kroužkem v místě, kde je pojistný kroužek přerušeny. Jak je vidět na Obr. 4–6, tak se jedná o lokální výskyt napětí nad mezí kluzu a z hlediska určení bezpečnosti toto není objektivní hodnota redukovaného napětí.



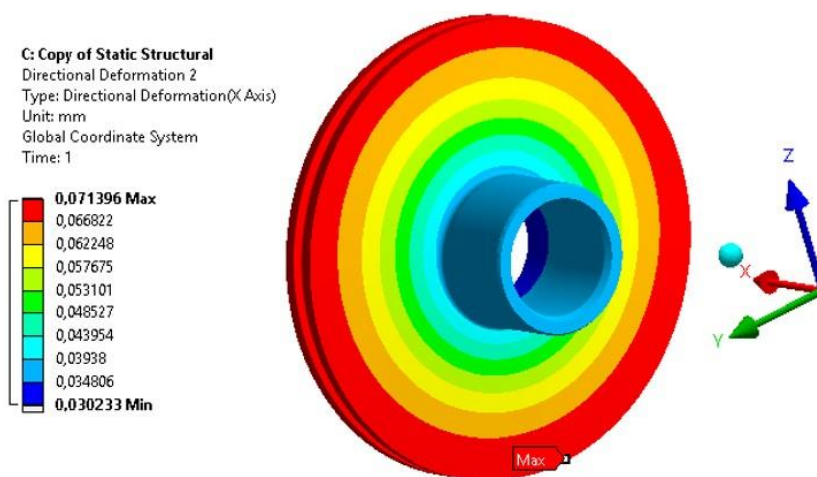
Obr. 4-6 Redukované napětí na hraně opěrného kotouče

Jako napětí pro výpočet koeficientu bezpečnosti opěrného kotouče bylo použito maximální redukované napětí v místě zápichu mezi vnější válcovou plochou středícího průměru a čelní plochou, protože tento zápich byl od počátku považován za nebezpečné místo. Hodnota maximálního redukovaného napětí po obvodu zápichu vyšla 204,6 MPa, viz Obr. 4–7. Koeficient bezpečnosti opěrného kotouče, vypočítaný dle rovnice (12), poté vyšel 2,14.



Obr. 4-7 Redukované napětí v zápichu opěrného kotouče

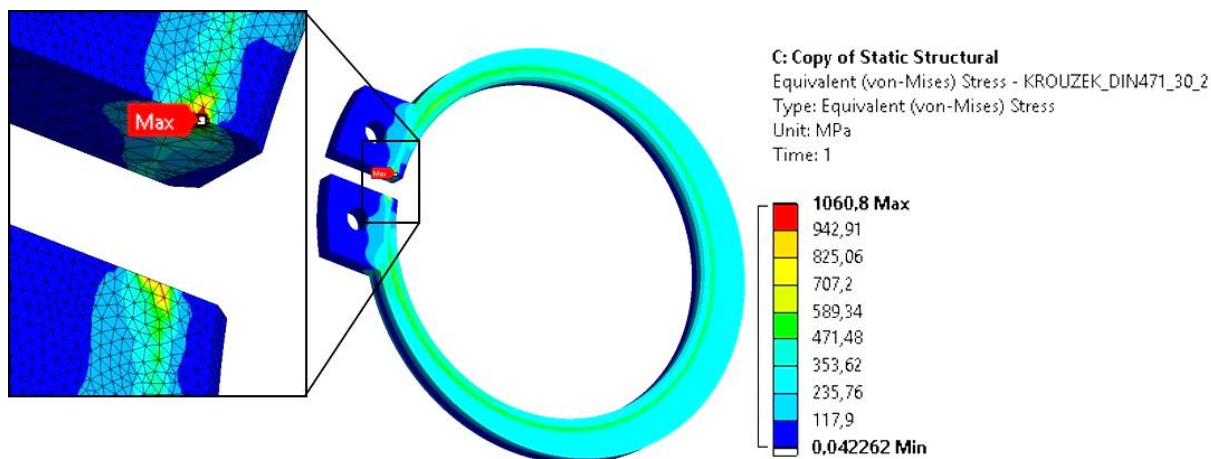
Během tvorby konstrukčního návrhu této součásti byl kladen důraz na zajištění dostatečné tuhosti opěrné plochy, aby nedošlo k situaci, kdy po její deformaci dojde k nadměrnému úbytku stlačení sady talířových pružin. Následně tedy byla provedena i kontrola maximální deformace, která dle očekávání vyšla na vnějším obvodu opěrného kotouče. Směr této deformace byl shodný se směrem působení zatěžující síly. Vzhledem k maximu směrové deformace, zobrazené na Obr. 4–8, která dosahuje hodnoty 0,07 mm, lze tuhost opěrného kotouče ve směru -X považovat za dostatečnou.



Obr. 4-8 Deformace opěrného kotouče ve směru X

Poslední součástí, u které bylo možné na základě této analýzy vyhodnotit koeficient bezpečnosti, byl pojistný kroužek. V případě této součásti bylo, již během konstrukčního

návrhu, uvažováno s velmi vysokým zatížením. Z tohoto důvodu byl zvolen pojistný kroužek pro vysoká zatížení. Materiál, ze kterého se tyto pojistné kroužky vyrábějí je pružinová ocel C75 specifikovaná normou DIN 17222, jejíž mez kluzu je 1480 MPa. [11] Koeficient bezpečnosti vypočítaný dle rovnice (12) z maximální hodnoty redukovaného napětí uvedené na Obr. 4–9 poté vyšel 1,39.



Obr. 4-9 Redukované napětí zadního pojistného kroužku

4.2 PŘEDNÍ POJISTNÝ KROUŽEK

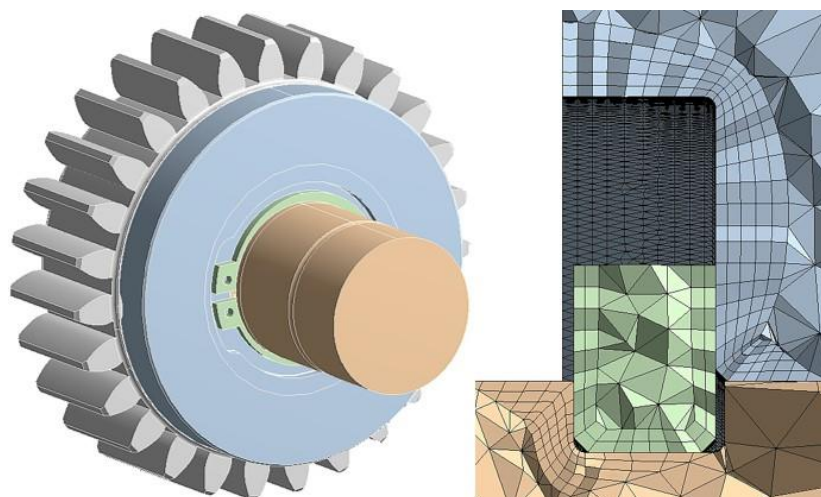
Stejně, jako v předchozím případě je velmi vysokému zatížení, v podobě přitlačné síly sady talířových pružin, vystaven i přední pojistný kroužek, který je umístěn před předním opěrným kroužkem. Prostřednictvím tohoto pojistného kroužku byla zachycena přitlačná síla, aby se v podobě axiálního zatížení nepřenášela na ložiska. Z tohoto důvodu byl opět zvolen pojistný kroužek pro vysoká zatížení o rozměrech 40x2,5 mm vyrobený z výše popsaného materiálu C75.

Další součástí, jejíž pevnost byla prostřednictvím této analýzy ověřena, byl přední opěrný kroužek, ve kterém bylo nutné, pro možnost zástavby předního pojistného kroužku, navrhnout vnitřní osazení. Právě toto osazení bylo považováno za nebezpečné místo, kvůli kterému byla tato analýza primárně provedena.

Analýza byla opět provedena jako kontaktní úloha. Vzhledem k tomu, že nastavení jednotlivých kontaktů je totožné s předchozí analýzou, jsou v následující tabulce Tab. 4–4 uvedena pouze kontaktní a cílová tělesa.

Tab. 4-4 Nastavení kontaktních a cílových těles 2. analýzy

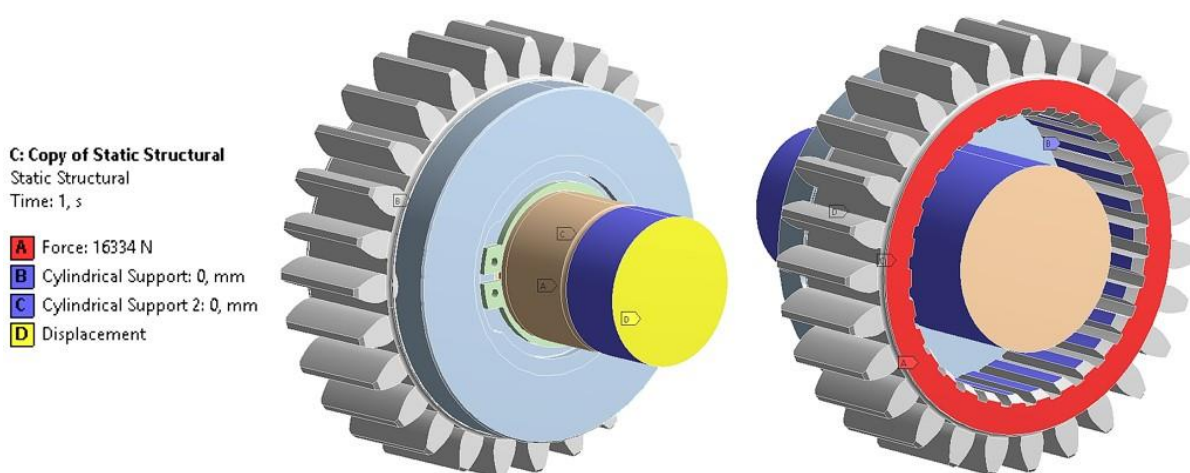
	Kontakt 1	Kontakt 2	Kontakt 3	Kontakt 4
Kontaktní těleso	Opěrný kroužek	Opěrný kroužek	Opěrný kroužek	Pojistný kroužek
Cílové těleso	Kolo náhonu	Pojistný kroužek	Hřídel	Hřídel



Obr. 4-10 Sestava předního pojistného kroužku (vlevo) a detail konečnoprvkové sítě v oblasti kontaktních ploch (vpravo)

K následné tvorbě konečnoprvkové sítě bylo taktéž přistupováno stejným způsobem, jako v první analýze, popsané v kapitole 4.1. Na kontaktních plochách a v oblasti vnitřního osazení opěrného kroužku byla velikost elementů nastavena tak, aby zde byla zaručena přesnost výsledků, viz Obr. 4–10.

Zatížení sestavy bylo vyvoláno silou umístěnou na čelní ploše ozubeného kola. Její velikost odpovídala přitlačné síle sady talířových pružin. K definování okrajových podmínek byly použity dvě vazby *Cylindrical* a jedna vazba *Displacement*. Obě vazby *Cylindrical* zamezovaly radiálnímu a tangenciálnímu posuvu. První z nich byla umístěna na válcové plochy hřídele. Druhá vazba *Cylindrical* byla poté umístěna na hlavy zubů evolventního drážkování ozubeného kola. Poslední vazbou *Displacement* bylo zamezeno axiálnímu posuvu hřídele ve směru působení síly. Umístění zatížení a okrajových podmínek je zobrazeno na Obr. 4–11.



Obr. 4-11 Zatížení a okrajové podmínky sestavy předního pojistného kroužku

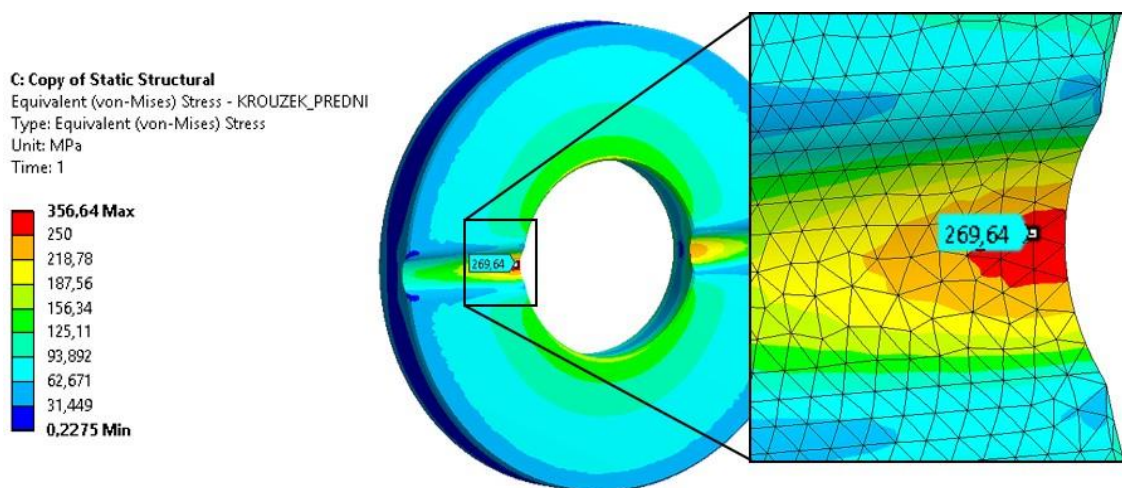
Po vyhotovení výpočtu byla určena bezpečnost součástí. V případě hřídele byla k výpočtu koeficientu bezpečnosti v drážce pojistného kroužku použita nejvyšší hodnota redukovaného napětí v zaoblení vnitřní hrany. Tato analýza byla řešena pouze s jedním

zaoblením vnitřní hrany hřídele o velikosti 0,2 mm. Průběhy redukovaného napětí v drážce hřídele a pojistného kroužku byly velmi podobné těm, které jsou zobrazeny v kapitole 4.1. Z tohoto důvodu jsou hodnoty redukovaných napětí a koeficientů bezpečnosti, těchto dvou součástí, prezentovány pouze formou tabulky Tab. 4–5.

Tab. 4-5 Redukovaná napětí a koeficienty bezpečnosti hřídele a pojistného kroužku

	Hřídel	Pojistný kroužek
Redukované napětí σ_{HMH} [MPa]	283	518,4
Koeficient bezpečnosti k [–]	2,24	2,85

V případě předního opěrného kroužku došlo k největší koncentraci napětí na hraně dotyku s pojistným kroužkem. V tomto případě se opět jednalo o lokální výskyt maximální hodnoty, která není z hlediska objektivního vyhodnocení bezpečnosti součásti relevantní. Následující nejvyšší napětí se však nevyskytlo v oblasti vnitřního osazení, kde bylo očekáváno, ale v oblasti vybrání pro přívod oleje k jehlovému ložisku, viz Obr. 4–12. V tomto místě byl následně, dle rovnice (12), vyhodnocen koeficient bezpečnosti dané součásti. Materiálem zvoleným pro přední opěrný kroužek byla ocel 14 220 s mezí kluzu 440 MPa, na základě které vyšel koeficient bezpečnosti 1,63.



Obr. 4-12 Redukované napětí předního opěrného kroužku

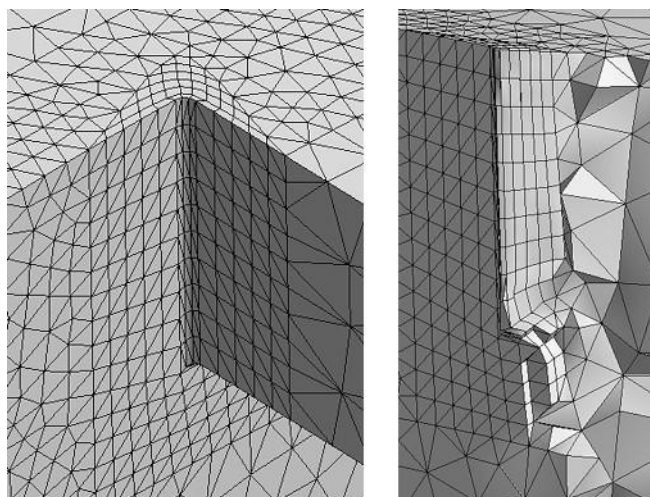
4.3 UNAŠEČ VNĚJŠÍCH LAMEL

Další součástí, jejíž pevnostní charakteristiky byly ověřeny pomocí MKP analýzy byl unašeč vnějších lamel. Konstrukce této součásti vychází z konstrukce stávajícího unašeče vnějších lamel a nebyl zde tedy předpoklad zásadního konstrukčního nedostatku z hlediska výsledků deformačně napěťové analýzy. Funkce této součásti je přenos točivého momentu z ozubeného kola náhonu na vnější lamely spojky, čemuž bude odpovídat i následné nastavení MKP analýzy.

První MKP analýza této součásti nebyla nastavena jako kontaktní úloha, takže zatížení nebylo na unašeč přenášeno prostřednictvím vnějších lamel, ale přímým silovým působením

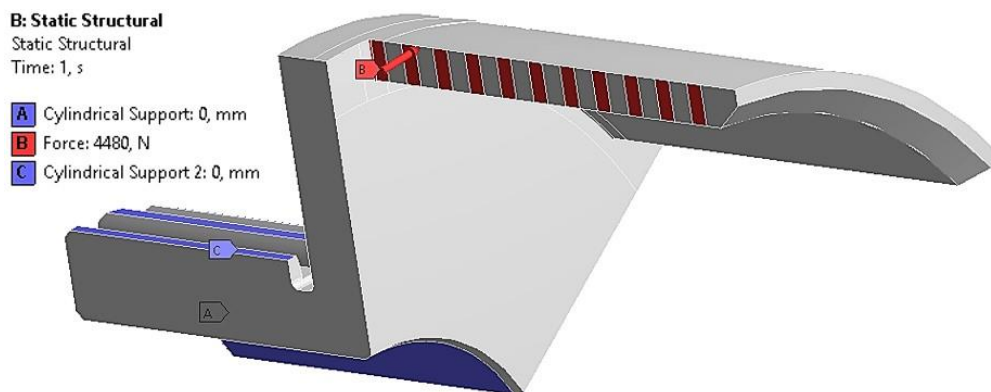
na bok drážky, která je ve skutečnosti s vnějšími lamelami v kontaktu. Jelikož se jedná o kruhově symetrickou součást, tak byla nejprve v nástroji *Design Modeler* vyříznuta pomocí funkce *Extrude* pouze jedna šestina unašeče, se kterou bylo dále pracováno. Využití symetrie bylo vhodné nejen z hlediska výpočetního času MKP analýzy, ale hlavně z hlediska množství úprav, které byly následně provedeny za účelem lokálního zjemňování konečnoprvkové sítě a aplikace zatížení. K co největšímu napodobení skutečného zatížení bylo pro jeho aplikaci vhodné rozdělit bok drážky na počet dílčích ploch, které odpovídají počtu vnějších lamel a na tyto plochy následně zatížení umístit. K rozdělení boku drážky byla použita funkce *Face Split*, stejně jako pro oddělení ploch, na kterých bude následně zvyšována kvalita konečnoprvkové sítě.

Po přechodu do nástroje *Mechanical* byl nejprve vytvořen válcový souřadný systém, který je podmínkou pro užití kruhové symetrie. Poté následovala tvorba konečnoprvkové sítě, při které byl kladen důraz na její dostatečnou kvalitu zejména v oblasti napojení válcových ploch na čelní stěnu unašeče. Stejně jako v předchozích analýzách byly nejčastěji využívanými funkcemi *Edge Sizing*, *Mapped Face Meshing* a *Inflation*. Výsledná konečnoprvková síť je zobrazena na Obr. 4–13.



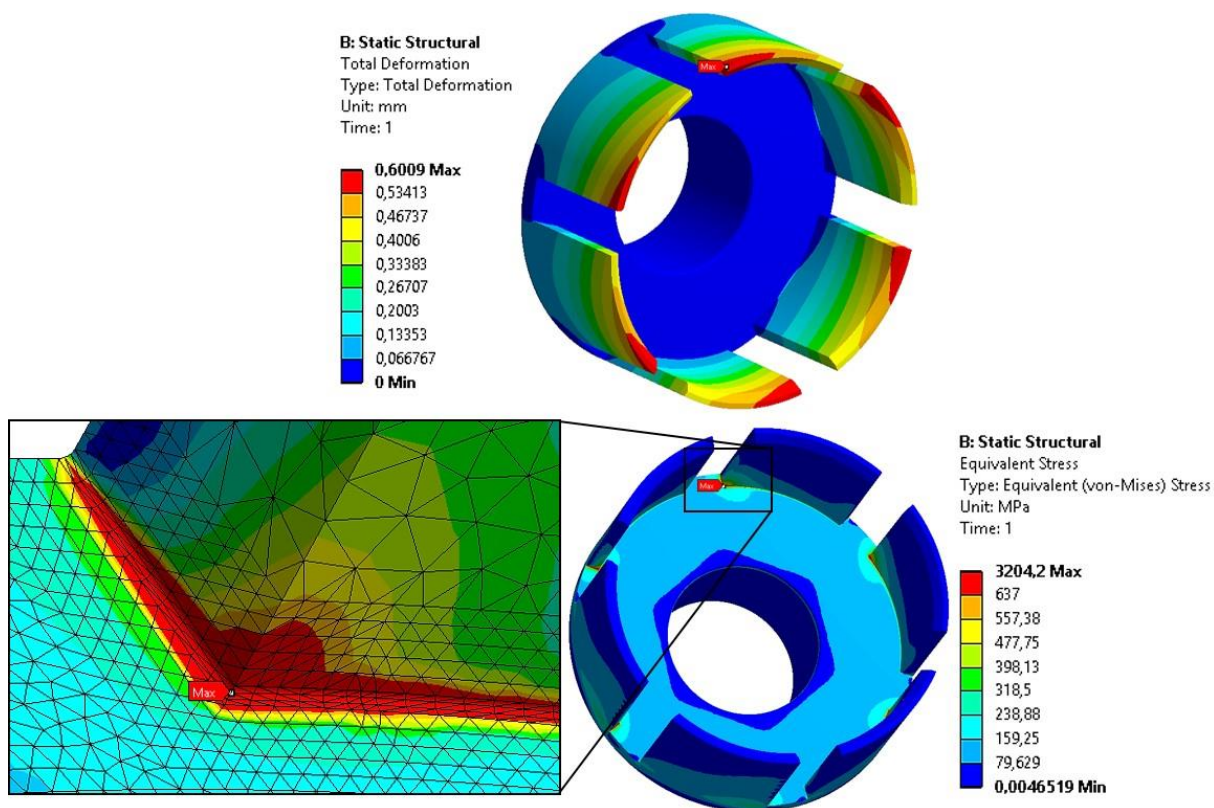
Obr. 4-13 Konečnoprvková síť v oblasti paty drážky

Po vytvoření vyhovující konečnoprvkové sítě následovala aplikace zatížení a okrajových podmínek. Jako zatížení byla zvolena síla působící na jednotlivé plochy boku drážky. Její velikost byla vypočítána z podílu maximálního spojkového momentu a poloměru kružnice procházející středem výšky boku drážky. Jelikož se jedná o symetrickou úlohu, tak velikost síly působící na jeden bok drážky, zadaná v programu *Ansys Workbench*, je rovna jedné šestině vypočítané síly, tj. 4480 N. Dále byly nastaveny okrajové podmínky pomocí dvou vazeb *Cylindrical*. První z těchto dvou vazeb byla umístěna na vnitřní válcovou plochu a zamezovala radiálnímu a axiálnímu pohybu součásti. Druhá byla umístěna na hlavy zubů evolventního drážkování a zamezovala tangenciálnímu pohybu součásti, viz Obr. 4–14.



Obr. 4-14 Zatížení a okrajové podmínky 1. analýzy

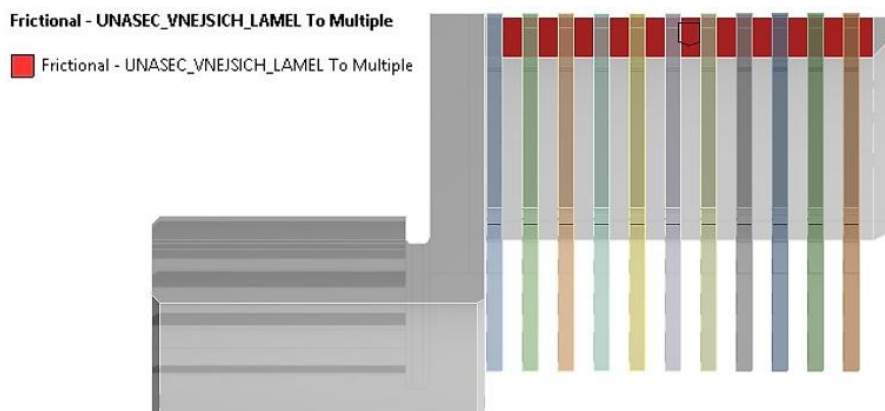
Po provedení analýzy a zobrazení výsledků byla patrná poměrně výrazná deformace na koncích mezikruhových částí, viz Obr. 4–15 nahore. Stejně tak i redukované napětí v oblasti u paty drážky, viz Obr. 4–15 dole, vyšlo daleko za hranici únosnosti. Na základě těchto výsledků bylo přistoupeno k přenastavení analýzy na kontaktní úlohu unašeče a lamel spojky ve snaze reálněji nasimulovat skutečné podmínky.



Obr. 4-15 Průběh deformace a redukovaného napětí 1 analýzy

V počátku nastavení nové analýzy byly k tělesu unašeče nejprve dodány vnější lamely spojky. Zároveň byly odstraněny jednotlivé podplochy na boku drážky, které sloužily k umístění zatížení. Geometrie součásti byla pro první kontaktní úlohu nezměněna, takže nebylo nutné provádět změny konečnoprvkové sítě. Kontakt, viz Obr. 4–16, byl definován

mezi plochou boku drážky unašeče a jednotlivými lamelami. Jako kontaktní těleso byl vybrán unašeč a jako cílové těleso jednotlivé lamely. Nastavení kontaktu bylo shodné s nastavením uvedeným v Tab. 4–2.

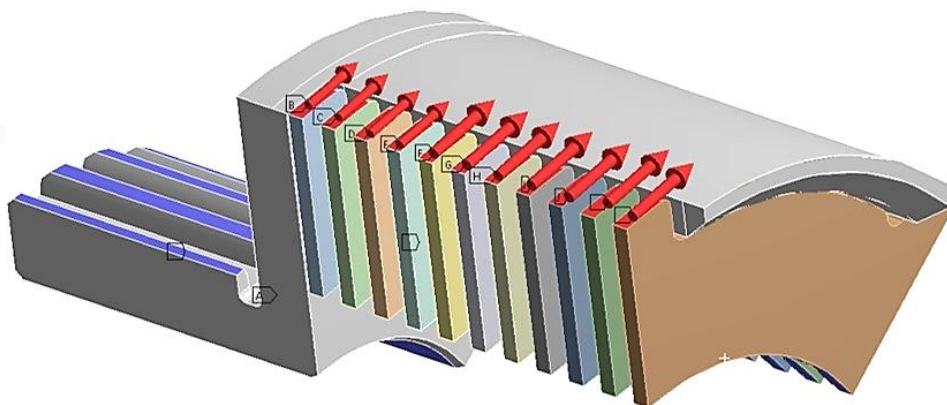


Obr. 4-16 Kontaktní plocha na boku drážky unašeče

Silové zatížení mohlo být v tomto případě umístěno na vnější obvod jednotlivých lamel spojky, přičemž směr byl nastaven tangenciálně k těmto plochám. Jeho velikost byla přepočítána na základě změny průměru působíště tak, aby výsledný točivý moment k ose rotace unašeče odpovídal maximálnímu spojkovému momentu. Umístění zatížení, včetně jeho velikosti, je patrné z Obr. 4–17. Okrajové podmínky zůstaly nezměněny.

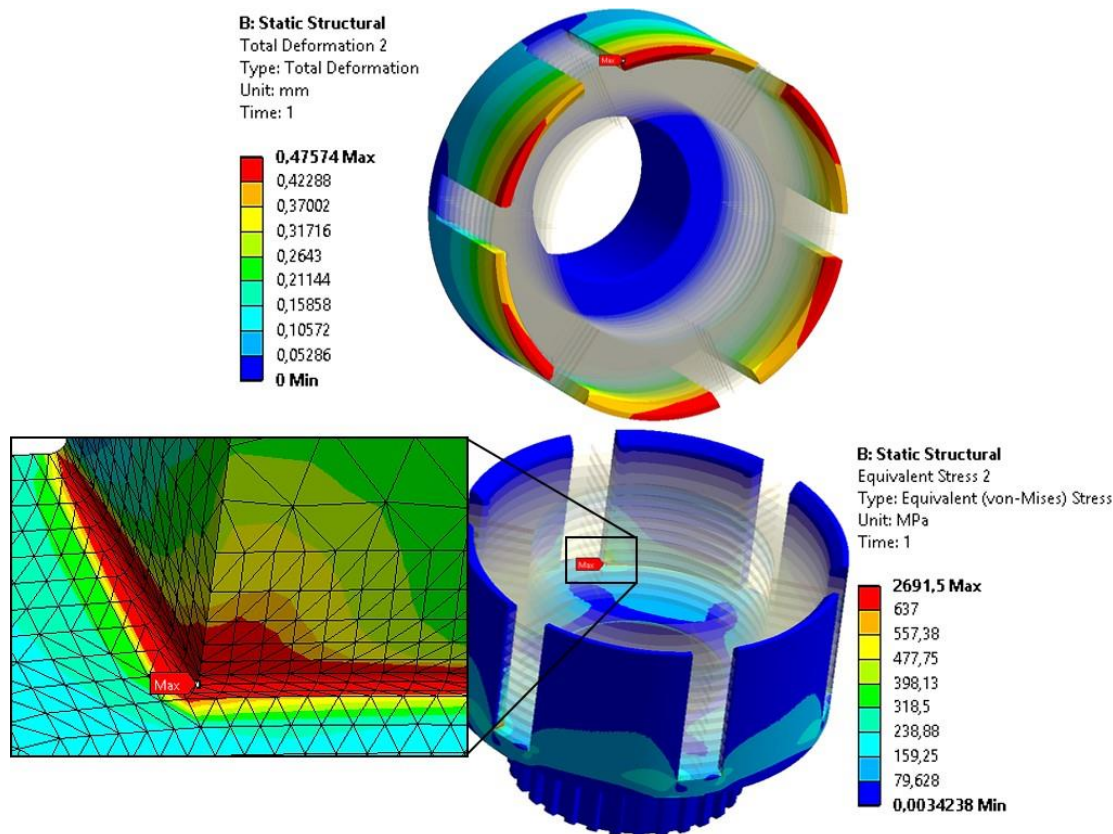
B: Static Structural
Static Structural
Time: 1, s
Items: 10 of 14 indicated

- A** Cylindrical Support: 0, mm
- B** Force: 391, N
- C** Force 2: 391, N
- D** Force 3: 391, N
- E** Force 4: 391, N
- F** Force 5: 391, N
- G** Force 6: 391, N
- H** Force 7: 391, N
- I** Force 8: 391, N
- J** Force 9: 391, N



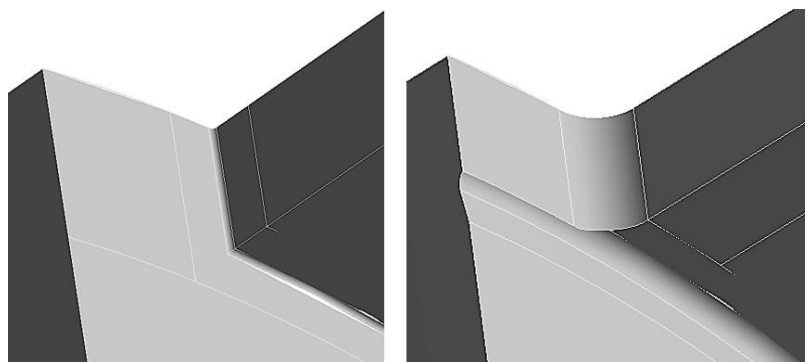
Obr. 4-17 Zatížení a okrajové podmínky 2. analýzy

Z výsledků kontaktní úlohy, viz Obr. 4–18, je patrné, že charakter deformace (nahore) i redukovaného napětí (dole) zůstal podobný, jako v předchozí analýze, ale došlo k snížení jejich maximálních hodnot. Nemalý vliv na výsledek má tedy v tomto případě i tření mezi bokem drážky a lamelami spojky. Nastavení této analýzy jako kontaktní úlohy se tedy ukázalo vhodné z hlediska simulace skutečného zátěžného stavu, avšak maximální hodnota redukovaného napětí je stále za hranicí únosnosti vzhledem k mezi kluzu 637 MPa, oceli 15 330, která byla navržena jako materiál pro výrobu této součásti. [10]



Obr. 4-18 Průběh deformace a redukovaného napětí 2. analýzy

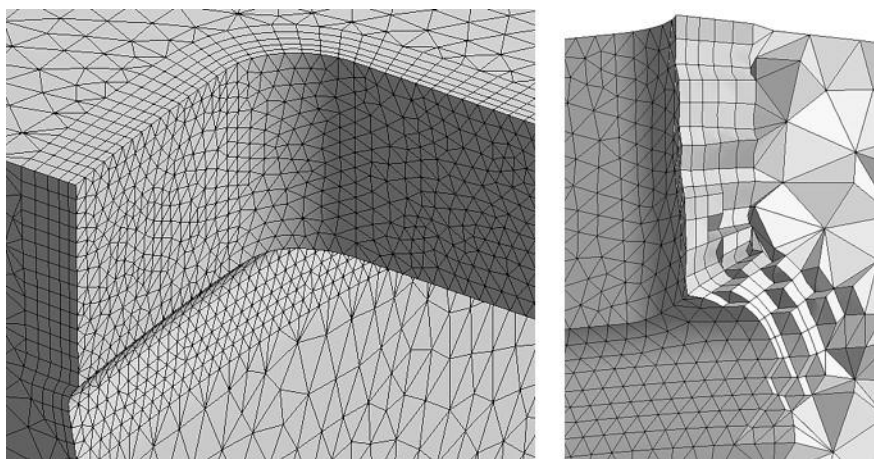
Na základě těchto dvou provedených analýz bylo dále přistoupeno ke konstrukční úpravě unašeče vnějších lamel za účelem snížit maximální hodnotu redukovaného napětí. Díky tomu, že navržená ocel pro výrobu unašeče je v hodná k nitridaci a lze u ní zajistit dosažení vysoké povrchové tvrdosti, bylo možné odstranit první vnější lamelu, která byla doposud v kontaktu s vnitřní čelní plochou. V praxi to znamená, že se sada lamel posune směrem k vnitřní čelní ploše unašeče a třecí obložení první vnitřní lamely bude s touto plochou v kontaktu. Zároveň však vznikne u pat drážek prostor, který lze využít pro zaoblení hran na patách těchto drážek, viz Obr. 4–19. Po provedení konstrukčních úprav následovalo nastavení další deformačně napěťové analýzy unašeče vnějších lamel.



Obr. 4-19 Pata drážky před úpravou (vlevo) a po úpravě (vpravo)

Samotnému spuštění analýzy opět předcházet postup jejího nastavení totožný s výše popsaným postupem u předchozích analýz této součásti. Změna geometrie si však vyžádala

změnu konečnoprvkové sítě, u které byl opět kladen důraz na její dostatečnou kvalitu v oblasti nebezpečného (upraveného) místa. Výsledná konečnoprvková síť je zobrazena na Obr. 4–20.

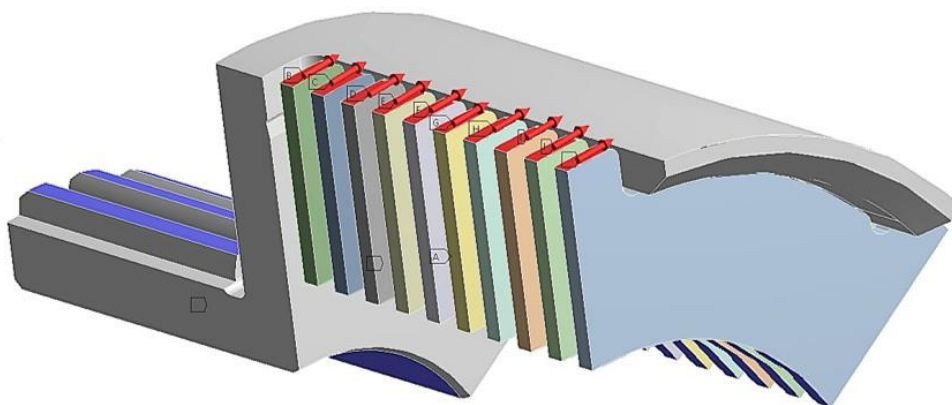


Obr. 4-20 Konečnoprvková síť v oblasti upravené paty drážky

Okrajové podmínky byly v této analýze nastaveny totožně, jako v předchozích analýzách. Změnu bylo nutné učinit v rámci zatížení, protože po úpravě unašeče vnějších lamel má sada lamel spojky o jednu vnější lamelu méně. Tím se mění velikost síly, vyvolávající točivý moment, aplikované jednotlivě na každou vnější lamelu. Velikost nově vypočítané zátěžné síly je patrná z Obr. 4–21.

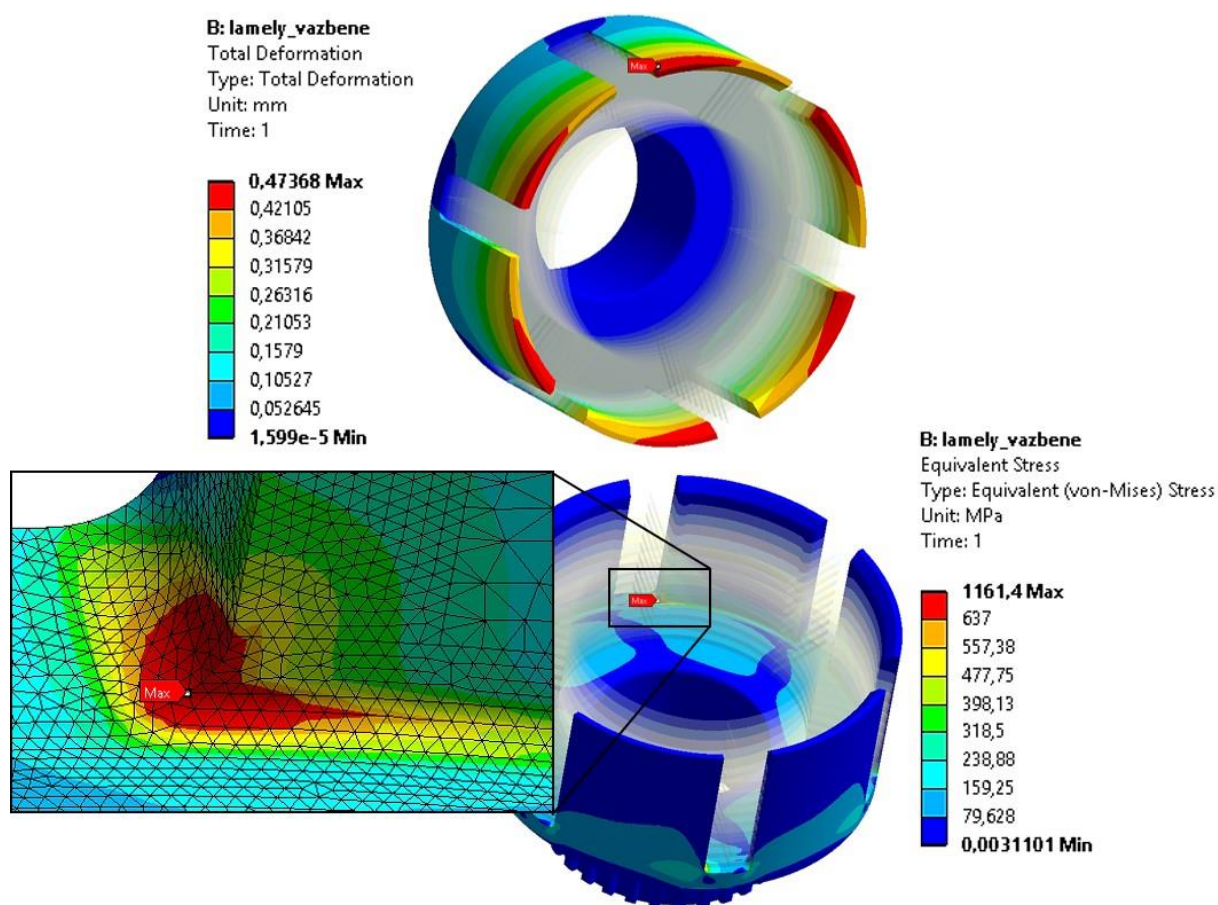
B: lamely_vazbene
Static Structural
Time: 1, s
Items: 10 of 13 indicated

- A** Cylindrical Support: 0, mm
- B** Force: 430,5 N
- C** Force 2: 430,5 N
- D** Force 3: 430,5 N
- E** Force 4: 430,5 N
- F** Force 5: 430,5 N
- G** Force 6: 430,5 N
- H** Force 7: 430,5 N
- I** Force 8: 430,5 N
- J** Force 9: 430,5 N

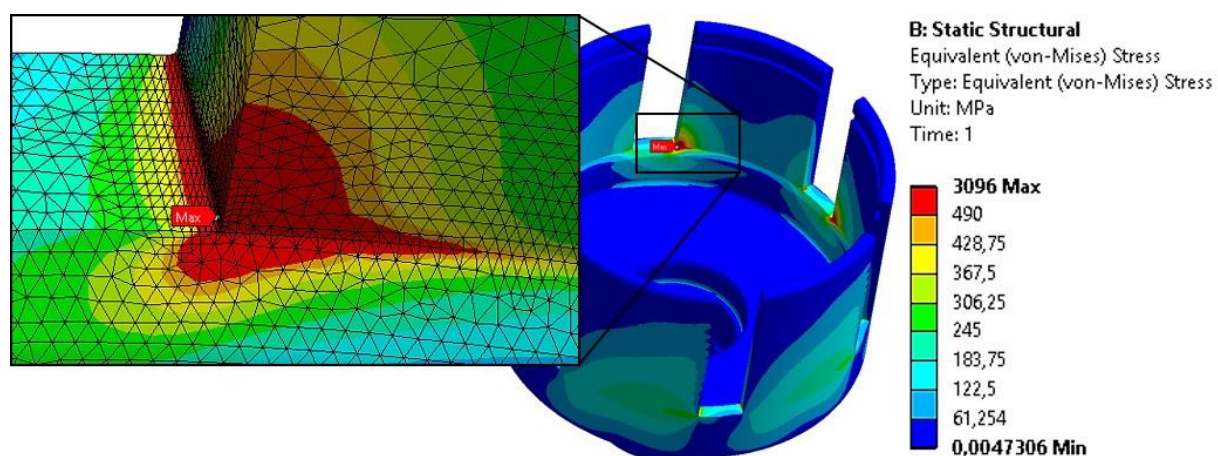


Obr. 4-21 Zatížení a okrajové podmínky 3. analýzy

Výsledky deformačně napěťové analýzy upraveného unašeče jsou zobrazeny na Obr. 4–22. Z nich je patrné, že vlivem úpravy nedošlo k téměř žádnému snížení maximální hodnoty deformace, ale došlo k velmi výraznému snížení maximální hodnoty redukovaného napětí, což bylo účelem konstrukční úpravy. Přesto je tato hodnota maximálního redukovaného napětí, v porovnání s redukovaným napětím ve zbytku unašeče, poměrně vysoká a koeficient bezpečnosti, vypočítaný dle rovnice (12), v tomto nebezpečném místě vyšel pouze 0,55.



Obr. 4-22 Průběh deformace a redukovaného napětí 3. analýzy



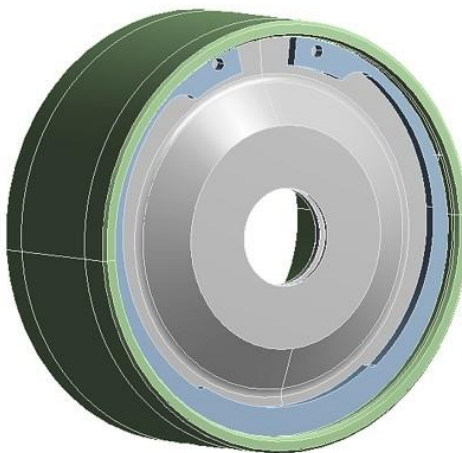
Obr. 4-23 Průběh redukovaného napětí stávajícího unašeče

Na základě předchozích výsledků byla zkušebně provedena deformačně napěťová analýza stávajícího unašeče vnějších lamel. Tato analýza nebyla nastavena jako kontaktní úloha, ale byla pojata jednodušší formou, stejně jako první analýza navrženého unašeče, včetně umístění a velikosti zatížení i umístění a typu okrajových podmínek. Výsledek redukovaného napětí této analýzy je zobrazen na Obr. 4–23 a je z něj patrné stejné nebezpečné místo s hodnotou maximálního redukovaného napětí, která leží těsně pod hodnotou z první analýzy navrženého unašeče. Charakter deformace stávajícího unašeče byl taktéž velmi podobný

a maximální hodnota deformace na volných koncích mezikruhových stěn dosáhla hodnoty 0,68 mm. Po konzultaci těchto výsledků, ze které vyplynulo, že stávající unašeč tvoří jednu z nejspolehlivějších součástí vývodu pohonu přední nápravy, byl navržený unašeč v upravené podobě, tedy se zaoblenými patami drážek, prohlášen za vyhovující.

4.4 PŘÍTLAČNÝ VÁLEC

Poslední sestavou, na které byla provedena deformačně napěťová analýza, je sestava přítlačného válce, zobrazená na Obr. 4–24.



Obr. 4-24 Sestava přítlačného válce

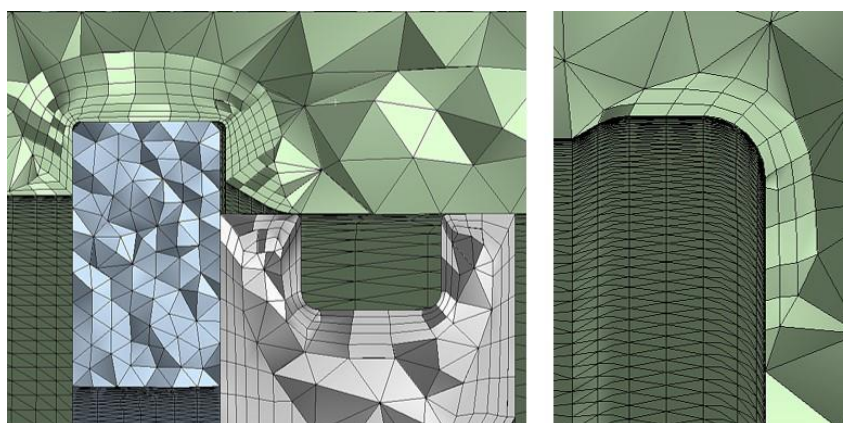
Tato sestava zahrnuje přítlačný válec, pojistný kroužek a píst. Z hlediska namáhání těchto součástí je nejméně příznivý stav, ve kterém je spojka rozpojena. V takovém případě je síla od tlaku oleje, působícího na píst, přenesena na přítlačný válec prostřednictvím pojistného kroužku. Z přítlačného válce je síla dále přenesena na sadu talířových pružin, čímž dojde k zvětšení jejího průhybu a následnému rozpojení spojky. Nebezpečná místa byla v případě této sestavy očekávána zejména na přítlačném válci. Konkrétně se jednalo o zaoblení vnitřní hrany drážky pojistného kroužku a o zápich na vnitřní válcové ploše. Předpokládané nebezpečné místo v podobě zaoblení vnitřní hrany drážky pojistného kroužku, vzniklé výrobní operací, bylo stejně jako v případě analýzy hřídele, popsané v kapitole 4–1 a 4–2, vytvořeno v nástroji *Design Modeler* za účelem přiblížit tvar modelu pro deformačně napěťovou analýzu co nejvíce tvaru skutečné součásti. Druhým předpokládaným nebezpečným místem této součásti je zápich, který tvoří přechod mezi vnitřní válcovou a čelní plochou. Tento zápich je zde navržen pro zajištění rovne dosedací plochy pro talířovou pružinu, které by nebylo možné dosáhnout navržením jednoduchého zaoblení vnitřní hrany z důvodu malého rozdílu vnějšího průměru talířové pružiny a vnitřního průměru přítlačného válce.

Deformačně napěťová analýza byla v tomto případě opět tvořena kontaktní úlohou. Po výše popsaných úpravách geometrie tedy následovalo nastavení kontaktních ploch a samotných kontaktů. Jednotlivé kontakty byly nastaveny shodně s údaji uvedenými v Tab. 4–2, v kapitole 4–1. Volba kontaktních a cílových součástí je uvedena v Tab. 4–6.

Tab. 4-6 Nastavení kontaktních a cílových těles 4. analýzy

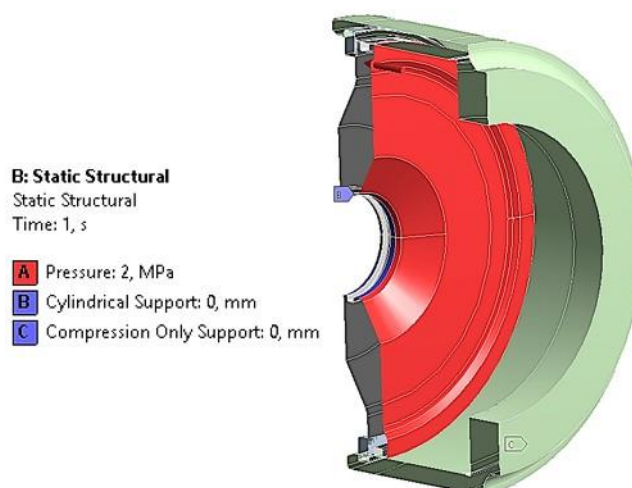
	Kontakt 1	Kontakt 2	Kontakt 3
Kontaktní těleso	Pojistný kroužek	Píst	Pojistný kroužek
Cílové těleso	Píst	Přítlačný válec	Přítlačný válec

Následujícím krokem byla tvorba konečnoprvkové sítě. V případě této analýzy bylo dbáno na její dostatečnou kvalitu zejména v oblasti kontaktních ploch a zmíněného zápichu. K jejímu vytvoření byly opět využity funkce *Edge Sizing*, *Mapped Face Meshing* a *Inflation*. Výsledná konečnoprvková síť je zobrazená na Obr. 4–25 pomocí řezů zmíněnými nebezpečnými místy.



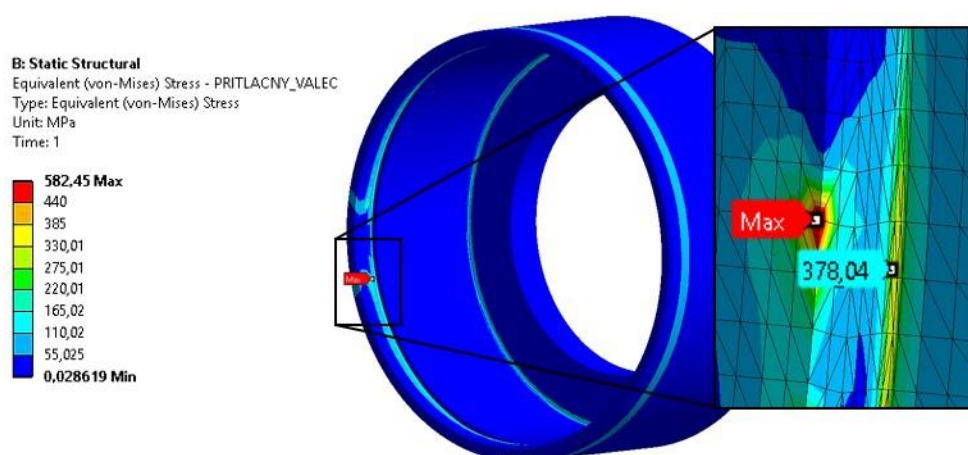
Obr. 4-25 Konečnoprvková síť v oblasti kontaktních ploch (vlevo) a v oblasti zápichu (vpravo)

Po vytvoření vyhovující konečnoprvkové sítě následovala aplikace zatížení a okrajových podmínek. Jako zatížení byl v této analýze využit tlak, působící na čelní plochu pístu, jehož velikost odpovídala systémovému tlaku využívaného k ovládání spojky. Okrajové podmínky byly definovány vazbou *Cylindrical* a *Compression Only*. Vazba *Cylindrical* byla umístěna na vnitřní válcové plochy pístu a zamezovala radiálnímu a tangenciálnímu pohybu. K zamezení axiálního pohybu byla využita vazba *Compression Only* umístěná na vnitřní čelní ploše přítlačného válce. Za účelem umístění této vazby tak, aby napodobovala skutečný dotyk přítlačného válce s talířovou pružinou, byla na vnitřní čelní ploše vytvořena mezikruhová plocha mezi vnějším průměrem 120,25 mm a vnitřním průměrem 119,75 mm. Na tuto plochu, která vymezuje oblast kontaktu přítlačného válce a talířové pružiny, byla vazba *Compression Only* umístěna. Velikost zatížení a umístění okrajových podmínek je taktéž patrné z Obr. 4–26. S tímto nastavením byla deformačně napěťová analýza sestavy přítlačného válce následně provedena.



Obr. 4-26 Zatížení a okrajové podmínky sestavy přitlačného válce

Z průběhu redukovaného napětí na přitlačném válci je patrná jeho koncentrace v očekávaných nebezpečných místech. Maximální hodnoty bylo dosaženo v místě drážky pojistného kroužku, viz Obr. 4–27. V místě zápinu mezi válcovou a čelní plochou vyšlo redukované napětí příznivěji a nebyla zde překročena hodnota 260 MPa. Jak je patrné z Obr. 4–27, maximální hodnoty bylo dosaženo lokálně na vnější hraně drážky. Konkrétně se jedná o místo, kde je pojistný kroužek přerušený a dochází zde k vtlačování jeho hrany do materiálu přitlačného válce. S ohledem na tuto skutečnost byla pro výrobu přitlačného válce navržena ocel 14 220, s mezí kluzu 440 MPa, vhodná k cementování, aby bylo zvýšenou tvrdostí povrchu dosaženou chemicko-tepelným zpracováním, zabráněno vzniku plastických deformací v tomto místě. Dále byla nalezena nejvyšší hodnota redukovaného napětí v oblasti zaoblení vnitřní hrany. Ta se nacházela v blízkosti místa s maximálním redukovaným napětím a hodnota tohoto napětí těsně přesáhla 378 MPa. Toto napětí bylo následně použito k vyhodnocení bezpečnosti součásti z důvodu větší oblasti koncentrace a tahovému charakteru namáhání v tomto místě.



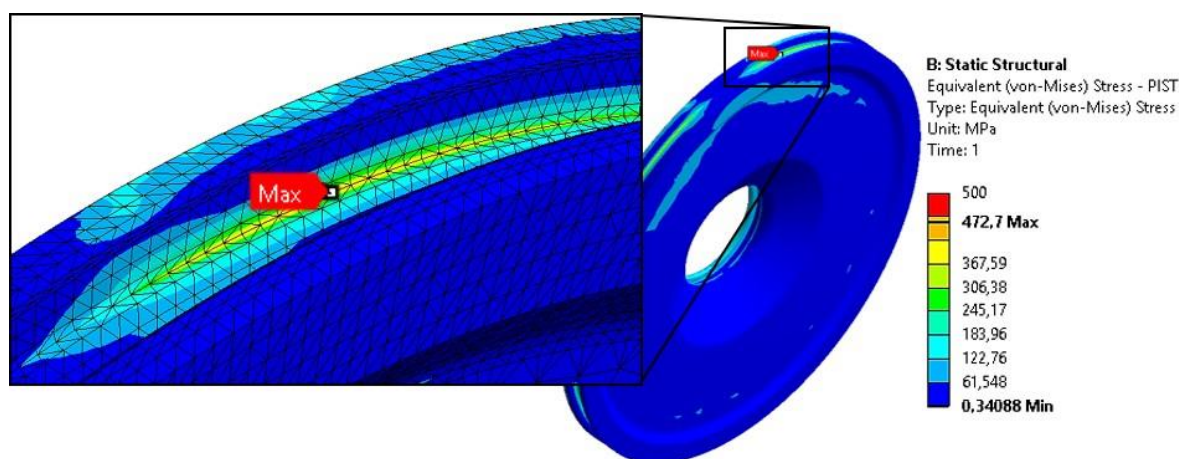
Obr. 4-27 Průběh redukovaného napětí v oblasti drážky pojistného kroužku

Koeficient bezpečnosti přitlačného válce, vypočítaný vzhledem k mezi kluzu dle rovnice (12), v místě zaoblení vnitřní hrany vyšel 1,16. K dosažení vyšší hodnoty by mohlo přispět zvětšení průřezu mezikruhové stěny v oblasti drážky pojistného kroužku.

K tomu by však bylo nutné zvětšit vnější průměr přitlačného válce, který byl už v tomto případě navržen na naprosté maximum, které dovoluje průměr montážního otvoru ve skřini vývodu pohonu. Na základě deformačně napěťové analýzy tedy nebylo možné navrhnout konstrukční úpravu, která by přispěla k snížení redukovaného napětí v zaoblení vnitřní hrany drážky a zároveň nekolidovala s požadavkem respektovat stávající zástavbu.

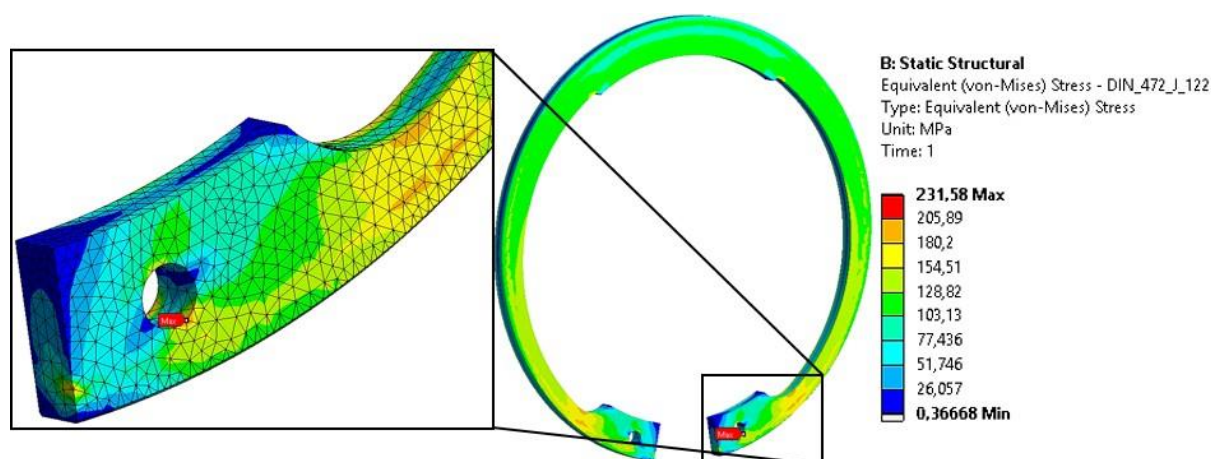
Další součástí, jejíž pevnostní charakteristiky byly pomocí této analýzy ověřeny, byl píst. Píst přenáší sílu od tlaku oleje na pojistný kroužek. Nebezpečné místo bylo v případě této součásti očekáváno na vnějším obvodu, v oblasti kontaktu s pojistným kroužkem, protože se v této oblasti zároveň nachází drážka pro těsnicí kroužek, kterou je způsobeno zeslabení stěny mezi kontaktní plochou a drážkou. Zároveň je ale patrné, že pojistný kroužek, díky své šířce, zasahuje po většině obvodu až do části pístu, kde se již nenachází drážka těsnicího kroužku a šířka stěny pístu zde není zeslabena. Přesto bylo během tvorby konečnoprvkové sítě dbáno na její dostatečnou kvalitu v oblasti drážky pro těsnicí kroužek, aby výsledné redukované napětí, zejména v zaoblení vnitřních hran drážky, bylo co nejpřesnější.

Z průběhu redukovaného napětí pístu, zobrazeného na Obr. 4–28, je zřejmé, že se očekávané nebezpečné místo v zaoblení vnitřní hrany drážky těsnicího kroužku potvrdilo. Maximální velikost redukovaného napětí vyšla přesně v tomto zaoblení v oblasti, kde se nachází konec pojistného kroužku. Materiál, navržený pro výrobu pístu, je ocel 14 140 s mezí kluzu 490 MPa. [10] V případě maximálního redukovaného napětí bylo dosaženo hodnoty 472,7 MPa, z čehož vyplývá koeficient bezpečnosti pístu 1,04. V tomto případě se jedná o namáhání tlakem, které lze při porovnání s tahovým namáháním považovat za příznivější, takže na základě nižšího výsledného koeficientu bezpečnosti nebyly provedeny konstrukční úpravy součásti za účelem snížení maximální hodnoty redukovaného napětí.



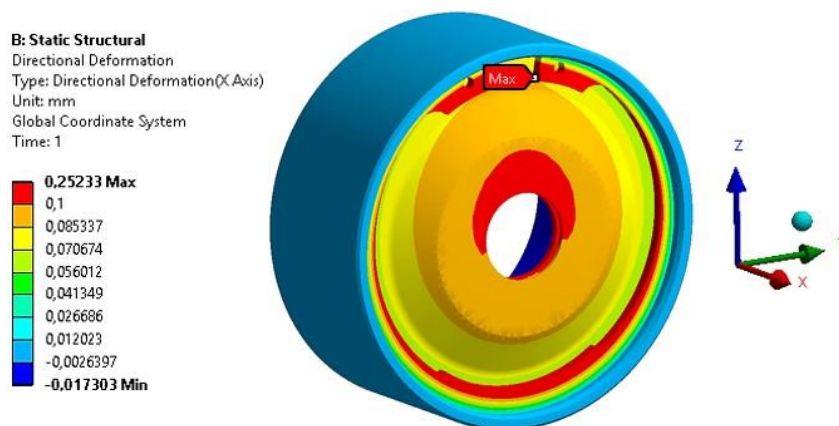
Obr. 4-28 Průběh redukovaného napětí v oblasti drážky těsnicího kroužku

Poslední součástí, u které byl, v rámci této analýzy, vyhodnocen koeficient bezpečnosti je pojistný kroužek. V případě této součásti nebylo předpokládáno překročení některé z materiálových charakteristik, protože se jedná o součást k takovému použití určenou, z čehož vyplývá i materiál zvolený na její výrobu. Opět se jedná o pružinovou ocel C75 s mezí kluzu 1480 MPa, stejně jako tomu bylo v případě pojistných kroužků použitých na hřídeli a popsaných v kapitole 4–1 a 4–2. Průběh redukovaného napětí na tomto pojistném kroužku je zobrazen na Obr. 4–29.



Obr. 4-29 Průběh redukovaného napětí pojistného kroužku

Jak je z Obr. 4–29 patrné, tak ke koncentraci maximálního redukovaného napětí o velikosti 231,58 MPa došlo na hraně montážního otvoru. Pomocí této hodnoty byl následně vyhodnocen koeficient bezpečnosti, který vyšel 6,39 a potvrzuje, že pojistný kroužek J 122 DIN 472 je pro tuto aplikaci vhodný.



Obr. 4-30 Průběh směrové deformace sestavy přítlačného válce

Z průběhu deformace ve směru X, zobrazené na Obr. 4–30, je patrné, že k maximální deformaci 0,25 mm došlo na pojistném kroužku v oblasti jeho nejmenšího průměru. Z hlediska velikosti dále následovala deformace pístu, která v oblasti díry pro hřídel dosáhla hodnoty 0,1 mm. Nejméně deformovanou součástí byl v této sestavě přítlačný válec, jehož axiální prodloužení nepřesáhlo hodnotu 0,02 mm. Deformace žádné ze součástí svou velikostí neovlivní požadovanou funkci a lze tedy sestavu přítlačného válce považovat pro danou aplikaci za vyhovující.

ZÁVĚR

Úkolem práce bylo navržení pohonu přední hnané nápravy traktoru Zetor za účelem přenosu brzdného momentu i na kola přední nápravy v případě, kdy je aktivovaná pouze parkovací brzda a motor není v chodu. Stávající konstrukce pohonu přední nápravy využívá k jeho řazení spojku primárně rozpojenou. Spojení této spojky je závislé na dostupnosti tlaku oleje a prostřednictvím ní není možné zajistit přenos brzdného momentu od brzd kol zadní nápravy na kola přední nápravy v situaci, kdy není motor v chodu. Požadavkem na konstrukční návrh bylo co nejvíce respektovat stávající zástavbu vývodu pohonu přední nápravy.

V první variantě konstrukčního návrhu byla použita západková brzda přední nápravy, umístěná ve skřini vývodu pohonu. Během tvorby tohoto konstrukčního návrhu se ukázala možnost umístit do prostoru ovládacího mechanismu talířové pružiny, kterými by byla vyvolávána přitlačná síla na lamely spojky. V případě takovéto konstrukce je tlak oleje využíván k rozpojení spojky. Tato varianta byla ze strany firmy Zetor Tractors vnímána jako vhodnější. Z tohoto důvodu byl vytvořen druhý konstrukční návrh obsahující spojku s talířovými pružinami. Nejdříve byla navržena sada talířových pružin s ohledem na zástavbové rozměry a velikost dostupného tlaku oleje. Z důvodu zajištění požadovaného zdvihu přitlačné součásti musela být kompenzována nižší přitlačná síla, zvětšením počtu spojkových lamel. Po navržení vyhovující sady talířových pružin a sady spojkových lamel byl proveden konstrukční návrh jednotlivých součástí a jejich uspořádání v programu *Creo Parametric*, kterým bylo dosaženo opačného způsobu ovládání spojky. Tento konstrukční návrh zvětšil zástavbovou délku vývodu pohonu přední nápravy o 15 mm. Ta však neznemožňuje jeho použití po úpravě spodního závěsu traktoru. Připojovací rozměry skříně vývodu pohonu byly zachovány.

Po provedení konstrukčního návrhu následovaly deformačně napěťové analýzy s využitím metody konečných prvků. Tyto analýzy, určené k ověření pevnostních charakteristik navržených součástí, byly prováděny v programu *Ansys Workbench*. Deformačně napěťové analýze byly podrobeny čtyři podsestavy obsahující stěžejní součásti navrženého vývodu pohonu přední nápravy. Všechny analýzy měly charakter kontaktní úlohy. První byla analyzována sestava zadního pojistného kroužku. Vzhledem k využití pojistného kroužku pro vysoká zatížení s deklarovanou únosností bylo hlavním úkolem této analýzy ověření pevnosti drážky pojistného kroužku v hřídeli a opěrného kotouče. Ve snaze přiblížit MKP model hřídele skutečnému tvaru součásti, bylo vytvořeno zaoblení vnitřních hran drážky pojistného kroužku, které vznikne během výrobní operace v důsledku zaoblení špičky výrobního nástroje. V tomto zaoblení bylo očekáváno nebezpečné místo a proto byly vytvořeny dvě varianty hřídele, každá se zaoblením o jiné velikosti, na kterých proběhla deformačně napěťová analýza. Výsledky obou analýz potvrdily očekávané nebezpečné místo, které se nacházelo v oblasti drážky pojistného kroužku. Z průběhů redukovaných napětí dle podmínky plasticity *HMH* je patrná koncentrace redukovaného napětí přesahujícího mez pevnosti materiálu na vnější hraně hřídele přilehlé k pojistnému kroužku. Na této hraně lze očekávat vznik plastické deformace a z tohoto důvodu byla pro výrobu hřídele zvolena ocel vhodná k nitridaci, zaručující dosažení vysoké tvrdosti povrchu. Koeficienty bezpečnosti byly následně vyhodnoceny na základě maximálního redukovaného napětí v zaoblení vnitřní hrany. V případě zaoblení o velikosti 0,1 mm vyšel koeficient bezpečnosti 0,86 a v případě zaoblení o velikosti 0,2 mm vyšel koeficient bezpečnosti 1,14. Velikost vzniklého zaoblení na skutečné součásti byla později konzultována a ze zkušeností vyplývá, že velikost 0,2 mm lze považovat za minimální. Následovala analýza předního pojistného kroužku, která byla díky své podobnosti s předchozí analýzou nastavena totožně. Vzhledem k většímu průměru,

na kterém je přední pojistný kroužek umístěn, bylo logicky dosaženo příznivějších výsledků. Koeficient bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti v oblasti zaoblení vnitřní hrany drážky pojistného kroužku se v tomto případě rovná 2,24. V případě redukovaných napětí, dle podmínky plasticity HMM, je patrné, že nikdy nepřekračují mez kluzu až na místa, kde bylo možné očekávat zvýšenou koncentraci napětí, např. na vnějších hranách drážek pro pojistné kroužky na hřídeli. Této skutečnosti však nelze předejít žádnou konstrukční úpravou kromě volby jiného jisticího prvku. Pojistné kroužky však byly pro dané aplikace zvoleny zejména z důvodu nedostatku prostoru, který vyplynul ze snahy respektovat co nejvíce stávající zástavbu.

Výjimku z hlediska koeficientu bezpečnosti tvoří unašeč vnějších lamel, který byl zpočátku zatěžován prostým silovým působením. Vzhledem k nepříznivým výsledkům byla analýza, pro zpřesnění výsledků, přenastavena na kontaktní úlohu s využitím kruhové symetrie. Přesto musel být unašeč, na základě výsledků deformačně napětěových analýz, později konstrukčně upraven, což přineslo výrazné snížení redukovaného napětí, avšak výsledné redukované napětí v nebezpečném místě se nepodařilo snížit pod hodnotu meze pevnosti daného materiálu, čemuž odpovídá koeficient bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti 0,55. Vzhledem k podobnosti konstrukce stávajícího a nově navrženého unašeče byla provedena porovnávací deformačně napětěová analýza stávajícího unašeče, jež je bezproblémovou součástí, ze které vyplynulo stejné nebezpečné místo s hodnotou redukovaného napětí 2,5x vyšší než v případě upravené konstrukční varianty navrženého unašeče. Po konzultaci těchto výsledků tedy bylo dospěno k závěru, že navržený unašeč v upravené podobě nebude dále zkoumán, protože dalšími kroky vývoje této součásti by bylo komplexnější nastavení deformačně napětěové analýzy s definováním reálně naměřeného průběhu zatížení, což by vyžadovalo nejen realizaci měření, ale i možnost využití větších výpočetních kapacit, s čímž nebylo zpočátku počítáno.

Následovala poslední deformačně napětěová analýza sestavy přítlačného válce. Jejím úkolem bylo ověření pevnostních charakteristik přítlačného válce a pístu, na který působí tlak oleje při rozpojené spojce. Na obou těchto součástech se vyskytují drážky, které opět fungují jako koncentrátoři napětí. V případě přítlačného válce se jedná o drážku pro pojistný kroužek, v jejímž zaoblení vnitřní hrany vyšel koeficient bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti 1,16. Na pístu se jedná o drážku pro těsnicí kroužek kruhového průřezu a koeficient bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti v zaoblení vnitřní hrany této drážky vyšel 1,04. V obou případech se jedná o poměrně úzkou oblast koncentrace napětí, která se nachází v místech konců pojistného kroužku, takže jeho tuhost je zde vlivem přerušení snížena. Tomu odpovídá i přibližně poloviční velikost redukovaného napětí po zbylém obvodu drážek a obě součásti tedy lze při daném zatížení považovat za bezpečné.

V poslední fázi byla vyhotovena výkresová dokumentace tvořená výkresem sestavy vývodu pohonu přední nápravy a dílčími výkresy navržených součástí.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vydání. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [2] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 2., aktualizované vydání. Brno: Avid, 2009. ISBN 978-80-87143-11-7.
- [3] Materiály, poskytnuté firmou Agrotec, Hustopeče
- [4] Materiály, poskytnuté firmou Agrall, Bantice
- [5] Materiály, poskytnuté firmou Zetor Tractors, Brno
- [6] Materiály, poskytnuté firmou Strom, Praha
- [7] *Rozměry a charakteristiky talířových pružin* [online]. Plumlov: Grewis, 2009 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: http://www.grewis.cz/download/tp_3.pdf
- [8] *Talířové pružiny: technické parametry* [online]. Litoměřice: Hennlich Industrietechnik, 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tal%C3%AD%C5%99ov%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_technick%C3%A9_parametry.pdf
- [9] *Součinitel tření: Tabulka hodnot součinitele smykového tření pro různé kombinace materiálů* [online]. Praha: E-konstruktor, 2013 [cit. 2018-04-18]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [10] *Mechanické vlastnosti ocelí* [online]. Pardubice: T-prom, 2009 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/wiki/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [11] *Retaining rings: materials* [online]. Italy: Gandini, 2015 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://www.gandini.it/www/anelliarresto/index.cfm?languageid=gb&td=25&ctg=1&fuseaction=doctec>
- [12] *Pojistné kroužky pro hřídele: pro vysoká zatížení* [online]. Čistá u Litomyšle, Briol s.r.o., 2018 [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/ke-stazeni/?action=download&did=106>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>CAD</i>		Počítačová podpora konstruování (Computer Aided Design)
<i>MKP</i>		Metoda konečných prvků
<i>B</i>	[mm]	Tloušťka stěny opěrného kotouče
<i>D</i>	[mm]	Vnější průměr pístu
<i>D_L</i>	[mm]	Vnější průměr třecího obložení
<i>D_p</i>	[mm]	Vnější průměr talířové pružiny
<i>d</i>	[mm]	Vnitřní průměr pístu
<i>d_L</i>	[mm]	Vnitřní průměr třecího obložení
<i>d_p</i>	[mm]	Vnitřní průměr talířové pružiny
<i>d_r</i>	[mm]	Průměr roztečné kružnice
<i>F_A</i>	[N]	Reakční síla v silovém středu předního ložiska
<i>F_B</i>	[N]	Reakční síla v silovém středu zadního ložiska
<i>F_N</i>	[N]	Normálová síla v ozubení
<i>F_T</i>	[N]	Tečná síla v ozubení
<i>F_p</i>	[N]	Přítlačná síla na sadu lamel
<i>F_{p-p}</i>	[N]	Přítlačná síla sady pružin
<i>F_r</i>	[N]	Radiální síla v ozubení
<i>f_t</i>	[–]	Součinitel tření třecího obložení v olejové lázni
<i>f</i>	[–]	Součinitel adheze
<i>g</i>	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
<i>H</i>	[mm]	Vnitřní výška talířové pružiny
<i>i</i>	[–]	Celkový převod přední nápravy
<i>K</i>	[mm]	Délka vnitřního osazení přítlačného válce
<i>L</i>	[mm]	Vzdálenost mezi čelními plochami opěrného kotouče a přítlačného válce
<i>L_S</i>	[mm]	Vzdálenost mezi silovými středy ložisek
<i>L₁</i>	[mm]	Vzdálenost mezi silovým středem předního ložiska a ozubeného kola náhonu
<i>L_{10h}</i>	[hod]	Základní trvanlivost ložiska
<i>M_{t-h}</i>	[N·m]	Točivý moment na hřídeli vývodu pohonu
<i>M_s</i>	[N·m]	Maximální spojkový moment
<i>M_{s-p}</i>	[N·m]	Požadovaný spojkový moment
<i>m_p</i>	[kg]	Hmotnost připadající na přední nápravu

n	[-]	Počet třecích dvojic
n_h	[min ⁻¹]	Otáčky hřídele vývodu pohonu
n_L	[-]	Počet lamel s třecím obložením
n_{L_p}	[-]	Potřebný počet lamel
n_z	[-]	Počet třecích dvojic zvoleného počtu lamel
p	[MPa]	Tlak oleje v hydraulickém systému převodovky
r_d	[m]	Dynamický poloměr předního kola
r_{L_s}	[m]	Střední poloměr třecího obložení
t	[mm]	Tloušťka materiálu talířové pružiny
v	[m·s ⁻¹]	Pojezdová rychlost traktoru
Z	[mm]	Vzdálenost mezi opěrnými plochami sady talířových pružin
α	[°]	Úhel záběru ozubení
π	[-]	Ludolfovo číslo

SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy k této práci jsou tvořeny výkresovou dokumentací. Seznam výkresové dokumentace je řazen dle čísla výkresu, od výkresu sestavy k výkresům dílčích součástí.

VYVOD_PRED_NAHONU	NC.186.000
SKRIN_VYVODU	NC.186.001
UNASEC_VNEJSICH_LAMEL	NC.186.002
PIST	NC.186.003
HRIDEL_VYVODU_PHN	NC.186.005
VIKO_ZADNI	NC.186.006
VICKO_PREDNI	NC.186.007
ZADNI_VICKO	NC.186.011
POUZDRO	NC.186.012
KROUZEK_PREDNI	NC.186.015
KOLO_NAHONU	NC.186.027
SADA_LAMEL	NC.186.040
KROUZEK_ZADNI	NC.186.042
OPERNY_KOTOUČ	NC.186.043
PRITLACNY_VALEC	NC.186.044
SADA_TALIR_PRUZIN	NC.186.045