



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZVÝŠENÍ BRZDNÉHO ÚČINKU MOKRÝCH DISKOVÝCH BRZD

INCREASE THE BRAKING EFFECT OF WET DISC BRAKES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Martin Falta

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Falta

který/která studuje v magisterském navazujícím studijním programu

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Zvýšení brzdného účinku mokrých diskových brzd

v anglickém jazyce:

Increase the braking effect of wet disc brakes

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh úpravy na současném brzdovém systému traktoru s mokkými diskovými brzdami s ohledem na zvýšení brzdného účinku z důvodu zvyšování celkové hmotnosti traktoru.

Cíle diplomové práce:

1. Zhodnocení používaných brzdových systémů traktorů ve stejné výkonnostní kategorii jako ZETOR Forterra HSX
2. Výpočet současného brzdového systému traktoru ZETOR Forterra HSX
3. Provedení konstrukčního návrhu úprav brzdového systému s ohledem na zvýšení účinnosti brzd traktoru ZETOR Forterra HSX.
4. Zhodnocení vlivu konstrukčních úprav na cenovou kalkulaci traktoru

Seznam odborné literatury:

1. BAUER, František a kolektiv. Traktory a jejich využití. 2. vydání. Proffi press, s.r.o., Praha, 2013 ISBN 978-80-86726-52-6
2. VLK,F. Dynamika motorových vozidel. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000
3. VLK,F. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. ISBN 80-234-6573-0. Nakladatelství VLK, Brno 2000

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem brzdového systému traktoru Zetor Forterra HSX. Začátek práce je věnován přehledu konstrukcí brzdových systémů jiných světových výrobců traktorů. Následuje vlastní konstrukční činnost od výběru varianty po konečný návrh. Práce obsahuje potřebné výpočty celého zařízení a její součástí je také výpočtová analýza napětí a deformace vybraných součástí s využitím numerického přístupu metody konečných prvků a výkresová dokumentace těchto součástí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Traktor, Zetor, brzdový systém, náprava, brzdová lamela, brzdny účinek, rozvodová skříň, napětí

ABSTRACT

This Master's thesis deals with construction design of brake system of the tractor Zetor Forterra HSX. At the beginning, there is an overview of different possibilities breaking system from other world's producers of tractors. Afterwards there is constructional working from selection variant of suspension to final project. In this case the thesis contains required calculations of the whole device. Thesis also contains the stress and strain analysis of selected components of construction using a numerical approach of finite element method and drawing documentation of the selected components.

KEYWORDS

Tractor, Zetor, brake system, axle, brake plate, braking effect, junction boxes, stress



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FALTA, M. Zvýšení brzdného účinku mokrých diskových brzd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 60 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Bc. Martin Falta



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlu Chlupovi, Ing. Miloši Ševčíkovi a Ing. Antonínu Šťastnému za poskytnutí podkladů, rad a zkušeností při vypracování této práce. Poděkování patří také mé rodině za podporu ve studiu.



OBSAH

Úvod	10
1 Základní požadavky na systém brzd traktorů	11
1.1 Rozdělení brzdových systémů	11
1.2 Dynamika brzdění traktoru	12
1.3 Legislativní požadavky na brzdny systém zemědělských strojů	14
1.3.1 Požadavky na konstrukci a montáž	14
1.3.2 Vlastnosti brzdových systémů	14
1.3.3 Zkoušky brzdění	15
2 Konstrukce brzd traktorů	17
2.1 Konstrukce brzd traktoru Valtra N 113	18
2.2 Konstrukce brzd traktoru Case IH Maxxum 140.....	19
2.3 Konstrukce brzd traktoru John Deere 6930	21
2.4 Zhodnocení konstrukčních rozdílů brzdových systémů	22
3 Konstrukce brzdového systému traktoru Zetor Forterra HSX.....	23
3.1 Popis systému brzd	23
3.2 Prvky systému brzdění traktoru Zetor Forterra HSX	23
3.3 Základní výpočty soustavy brzd traktoru Forterra HSX	25
3.4 Zkouška brzd traktoru Forterra HSX	27
4 Návrh změny konstrukce brzdového systému	30
4.1 Systém s hydraulickým posilovačem.....	30
4.2 Zvýšení účinnosti stávajícího systému	30
4.2.1 Zvětšení průměru brzdového válce.....	30
4.2.2 Změna geometrie brzdové lamely	31
4.2.3 Zvětšení třecí plochy	31
5 Pevnostní kontrola vybraných součástí	44
5.1 Kontrola pevnosti nové součásti „deska levá“ (96.227.406)	44
5.1.1 Síť a okrajové podmínky nové součásti „deska levá“	44
5.1.2 Deformace a napětí nové součásti „deska levá“	45
5.2 Kontrola pevnosti nové součásti „deska pravá“ (96.227.401).....	47
5.2.1 Síť a okrajové podmínky nové součásti „deska pravá“	47
5.2.2 Deformace a napětí nové součásti „deska pravá“	49
6 Návrh změny montážního postupu	51
7 Vliv navržených změn na kalkulaci traktoru	53
7.1 Posouzení ceny jednotlivých součástí.....	53
7.2 Vedlejší náklady spojené se změnou konstrukce.....	55



Závěr.....	56
Použité informační zdroje.....	57
Seznam použitých zkratk a symbolů	58
Seznam příloh.....	60



ÚVOD

Firma Zetor Tractors a.s. je největším výrobcem traktorů v České republice. Její výrobky se prodávají po celém světě. Ročně se vyrobí více jak 5000 kusů traktorů značky Zetor. Její portfolio zahrnuje traktory o výkonu od 70 HP do 150 HP. V příštích letech je plánováno rozšíření výroby o traktory o výkonu až 200 HP.

Cílem této diplomové práce je návrh úpravy systému provozní brzdy tak, aby došlo ke zvýšení brzdného účinku, tedy zkrácení brzdné dráhy. Po úvodní rešerši, ve které budou popsány brzdové systémy jiných výrobců traktorů, bude prezentován současný brzdový systém Forterry HSX. Následně budou popsány zkoušky brzd dle směrnice EU a vypočteny důležité parametry brzdové soustavy. Na základě výsledků bude navržena úprava systému tak, aby došlo ke zvýšení brzdného účinku a zároveň k co nejmenším změnám v konstrukci traktoru. Budou vytvořeny 3D modely a výkresy nově navržených součástí. Výkresy jsou tvořeny podle zvyklostí a vzorových výkresů společnosti Zetor Tractors a.s. Následně bude proveden pevnostní výpočet nových součástí. Na závěr této práce budou zhodnoceny provedené konstrukční změny a jejich dopad na ekonomiku výroby traktoru.

Konstrukční návrh celé sestavy bude vytvořen v programu Autodesk Inventor a následná pevnostní analýza v programu Ansys Workbench.



1 ZÁKLADNÍ POŽADAVKY NA SYSTÉM BRZD TRAKTORŮ

Brzdové ústrojí musí zajistit snížení rychlosti jízdy nebo zastavení traktoru, popř. soupravy traktoru s připojeným nářadím. Další z funkcí systému je zabránění traktoru v samovolném rozjetí. U traktorů jsou brzdy používány i k zatáčení. Díky tomu má stroj podstatně menší poloměr otáčení. Traktor se během procesu brždění nesmí vychýlit ze své dráhy. Brzdy musí být vysoce spolehlivé a musí mít vysokou životnost. Jako u všech zařízení je také kladen důraz na minimální potřebu údržby a snadnou ovladatelnost systému.[1]



Obr.1 Zetor Forterra 140 HSX [2]

1.1 ROZDĚLENÍ BRZDOVÝCH SYSTÉMŮ

Brzdy stavebních a zemědělských strojů se dělí podle různých hledisek.

Podle účelu použití systému:

- a) provozní – systém se používá při jízdě stroje
- b) parkovací – systém zajišťuje stroj proti pohybu při stání
- c) nouzové – zajišťuje zastavení při poruše provozní brzdy
- d) zpomalovací (odlehčovací) – snižuje nebo udržuje rychlost stroje, nezajišťuje zastavení



Podle prostředí, ve kterém je brzdňý element:

- a) mokré – pracují v olejové lázni, brzdy jsou chlazeny kapalinou
- b) suché – pracují v suchém prostředí

Podle konstrukce třecích elementů:

- a) bubnové – čelist'ové nebo pásové
- b) kotoučové – třmenové nebo s kotoučem s třecím obložením
- c) lamelové – s více kotouči (lamelami) bez obložení a s obložením

Podle způsobu přenosu síly u provozních brzd

- 1) přímočinné – ovládané pouze silou obsluhy stroje
 - a. mechanické – ovládané pouze pomocí mechanických převodů (pákový, lanový, atd.)
 - b. hydraulické – ovládací síla je zesílena (zeslabena) hydraulickým převodem
- 2) strojní – brždění způsobuje jiný zdroj energie, nikoliv síla řidiče
 - a. hydraulické – tlak kapaliny z jiného zdroje
 - b. pneumatické – tlak vzduchu z jiného zdroje
- 3) polostrojní – spolu se silou obsluhy působí ještě jiný zdroj (posilovač)
 - a. hydraulické
 - b. pneumatické – přetlakové nebo podtlakové

1.2 DYNAMIKA BRZDĚNÍ TRAKTORU

Pohybovou energii vozidla můžeme vyjádřit pomocí vztahu:

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad [\text{J}] \quad (1)$$

Kde: E_k – kinetická energie vozidla [J]

m – hmotnost vozidla [kg]

v – pojezdová rychlost vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Kinetická energie vozidla tedy roste úměrně s hmotností a se čtvercem rychlosti. [1]



Při brzdění vzniká setrvačná síla F_a , která se rovná brzdné síle F_b na obvodu kola. [1]

$$F_a = m \cdot a = F_b \quad [\text{N}] \quad (2)$$

Kde: a – zpomalení brzděného vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Brzdná síla závisí na tíze vozidla G a součinitele záběru μ . [1]

Je možno ji určit ze vztahu:

$$F_b = G \cdot \mu = m \cdot g \cdot \mu \quad [\text{N}] \quad (3)$$

Kde: G – tíha traktoru [N]

μ - součinitel záběru [-], závisí na povrchu, po němž se vozidlo pohybuje a na pneumatikách

g – tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Pro zastavení vozidla na dráze se musí kinetická energie vozidla rovnat práci vykonané brzdou silou F_b na dráze s_b . [1]

$$E_k = F_b \cdot s_b \quad [\text{J}] \quad (4)$$

Po dosazení a úpravě dostaneme vztah pro brzdnu dráhu vozidla.

$$s_b = \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \mu} \quad [\text{m}] \quad (5)$$

Z uvedeného vztahu je zřejmé, že délka brzděné dráhy na zastavení vozidla je přímo závislá na čtverci rychlosti a nepřímo na součiniteli záběru. To platí pouze v případě, že jsou všechna kola brzděna stejným účinkem. Pokud je brzděna pouze jedna náprava, závisí síla F_b na hmotnosti připadající na tuto nápravu. [1]

$$F_{b1} = m_1 \cdot g \cdot \mu \quad [\text{N}] \quad (6)$$

Kde: m_1 – hmotnost traktoru připadající na brzděnou nápravu [kg]

Brzdná dráha potom bude:

$$s_b = \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \mu} \cdot \frac{m}{m_1} \quad [\text{m}] \quad (7)$$

Poměr hmotností m a m_1 pro brzděnou jednu nápravu je >1 , proto bude brzdná dráha delší.



Celková brzdňá dráha traktoru je však složena z dráhy, kterou projede vozidlo v reakční době řidiče (asi 0,5 – 1 s) s_1 , dráhy ujeté v reakční době brzd (asi 0,2 – 0,3 s) s_2 a vlastní dráhy brzdění s_b . [1]

$$s = s_1 + s_2 + s_b = v \cdot t_1 + v \cdot t_2 + \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \mu} \quad [\text{m}] \quad (8)$$

Kde: t_1 – reakční doba řidiče

t_2 – reakční doba brzdového systému

Tab.1 Součinitele záběru μ pro vybrané povrchy [7]

Druh povrchu	Součinitel záběru	
	suchý	mokký
Beton	0,8-1,0	0,5-0,8
Asfalt	0,7-0,9	0,5-0,7
Makadam	0,8	0,5
Hlinitá cesta	0,5-0,6	0,3-0,4
Písčítá cesta	0,5-0,6	0,4-0,5

1.3 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY NA BRZDNÝ SYSTÉM ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

Traktory musí splnit směrnici Evropského parlamentu a rady o brzdových zařízeních kolových zemědělských a lesnických traktorů z roku 2010. Jedná se o směrnice 76/432/EHS a 96/63/ES. Tato směrnice je závazná pro všechny státy Evropské unie. Směrnice pojednává o konstrukčních podmínkách, které musí stroj splnit, aby byl schválen pro provoz na komunikacích EU. Směrnice definuje pojmy, požadavky na konstrukci a montáž a podmínky zkoušky brzdňého systému. V následujících podkapitolách budou vypsány nejdůležitější body této směrnice.

1.3.1 POŽADAVKY NA KONSTRUKCI A MONTÁŽ

- Brzdové zařízení musí být konstruováno, vyrobeno a namontováno tak, aby odolávalo korozi a stárnutí v průběhu provozu, které by mohly způsobit náhlou ztrátu brzdňého účinku. [4]
- Řidič musí být schopen brzdít ze svého místa sedění a přitom dále ovládat systém řízení traktoru s alespoň jednou rukou na ovládacím orgánu řízení. [4]
- Systém parkovacího brzdění musí umožňovat, aby se traktor udržel v nehybném stavu na stoupajícím nebo klesajícím sklonu i v nepřítomnosti řidiče, přičemž brzdící součásti musí být drženy v poloze pro zabrzdění čistě mechanickým zařízením. [4]

1.3.2 VLASTNOSTI BRZDOVÝCH SYSTÉMŮ

- Systém provozního brzdění musí působit na obě kola nejméně jedné nápravy. [4]
- Účinek systému provozního brzdění musí být rozdělen mezi kola téže nápravy souměrně vzhledem ke střední podélné rovině traktoru. [4]



- Každý traktor, který má systém provozního brzdění uváděný do činnosti energií ze zásobníku energie, musí být kromě případně namontovaného manometru opatřen i výstražným zařízením, jestliže nelze bez energie ze zásobníku dosáhnout s touto brzdou předepsaného účinku. Toto výstražné zařízení signalizuje opticky nebo akusticky, že zásoba energie v kterékoli části soustavy před brzdícím poklesla na 65% své jmenovité hodnoty nebo na nižší hodnotu. Výstražné zařízení musí být do okruhu zapojeno přímo a trvalým způsobem. [4]
- Vedlejší spotřebiče smějí odebírat energii jen takovým způsobem, aby jejich činnost, i v případě poškození zdroje energie, nemohla způsobit, že zásoby energie plnicí brzdové systémy poklesnou pod úroveň 65% jmenovité hodnoty. [4]

1.3.3 ZKOUŠKY BRZDĚNÍ

- Síla, kterou se během zkoušek působí na ovládací orgán, aby se dosáhlo předepsaného účinku, nesmí překročit 60 daN pro pedály a 40 daN pro ruční ovládací orgány. [4]
- Silnice musí mít povrch s dobrou adhezí. [4]
- Zkoušky se provedou jen tehdy, pokud výsledky nemohou být ovlivněny větrem. [4]
- Na počátku zkoušek musí být pneumatiky studené a nahuštěné na tlak předepsaný pro zatížení skutečně nesené koly, je-li traktor v klidu. [4]
- Předepsaného účinku se musí dosáhnout bez blokování kol, aniž by traktor vybočil z vytyčené dráhy a bez abnormálních vibrací. [4]

ZKOUŠKA TYPU O

(základní zkouška účinku se studenými brzdami)

- Teplota měřená na kotouči nebo na vnějšku bubnu je nižší než 100 °C. [4]
- U úplně zakrytých brzd, včetně brzd ponořených v oleji, musí být teplota měřená na vnějšku krytu nižší než 50 °C. [4]
- Brzdy byly mimo činnost po dobu jedné hodiny. [4]
- Silnice musí být vodorovná. [4]

ZKOUŠKA TYPU I

(zkouška ztráty brzdného účinku)

- Naložené traktory se zkoušejí tak, aby se při naloženém traktoru pohlcovala v brzdách tatáž energie, jaká vzniká za stejnou dobu u naloženého traktoru udržovaného na ustálené rychlosti 80 ± 5 % rychlostí stanovené pro zkoušky typu 0 na klesání 10 % na vzdálenosti 1 km, s odpojeným motorem. [4]
- Na konci této zkoušky se musí změřit zbývající účinek systému provozního brzdění za stejných podmínek jako pro zkoušku typu 0 s odpojeným motorem (teploty mohou být ovšem odlišné). [4]



ÚČINKY BRZDOVÝCH SYSTÉMŮ

- Systém provozního brzdění traktoru musí za podmínek zkoušky typu 0 dosáhnout brzdné dráhy, která se vypočte takto:

$$S_{max} \leq 0,15 \cdot v + \frac{v^2}{116} \quad [\text{m}] \quad (9)$$

Kde: v – maximální konstrukční rychlost $[\text{km} \cdot \text{h}^{-1}]$

S_{max} – maximální brzdná dráha $[\text{m}]$

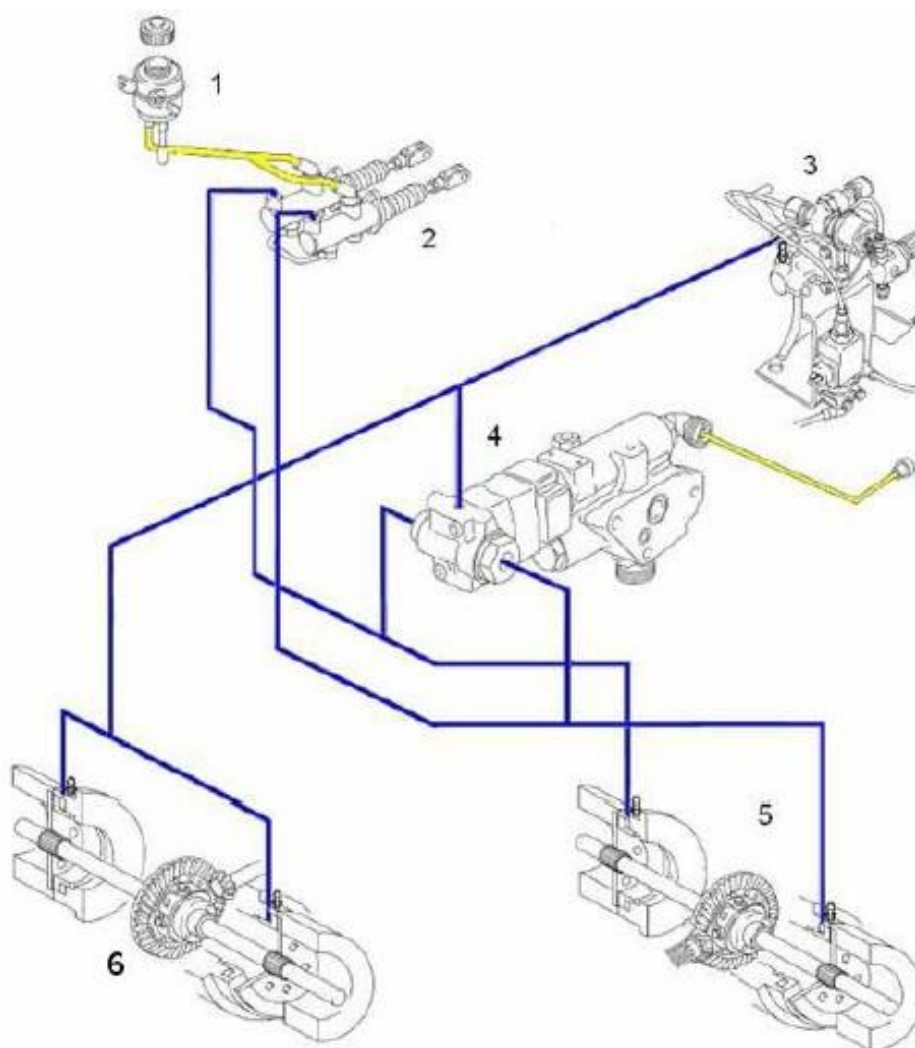
- Systém provozního brzdění traktoru musí po zkoušce I dávat zbývající účinek nejméně 75 % předepsaného účinku a nejméně 60 % hodnoty zaznamenané při zkoušce typu 0 (s odpojeným motorem). [4]
- Systém parkovacího brzdění musí udržet stojící naložený traktor na stoupání nebo klesání o sklonu 18 % i tehdy, je-li kombinován s některým z ostatních brzdových systémů. [4]



2 KONSTRUKCE BRZD TRAKTORŮ

V současné době se u traktorů používá mnoho konstrukčních řešení. Jedná se v podstatě o kombinace všech druhů brzdných systémů podle rozdělení v kapitole 1.1.

Nejčastěji používané provozní brzdy jsou hydraulické, dvouokruhové, třecí, mokré a lamelové. U traktorů nižší výkonové třídy je brzděna pouze zadní náprava. Brzdový systém hydraulický je velmi často vybaven posilovačem. Z důvodu menšího poloměru otáčení stroje, má téměř každý traktor provozní brzdy dvouokruhové. Odlehčovací brzdu je možné najít u strojů, které jsou určeny hlavně k dopravě po pozemních komunikacích. Traktory o výkonu větším jak 100 HP mají většinou brzděny obě nápravy. Pokud tomu tak není, je „pomocné“ brzdění zajištěno zapnutím pohonu přední nápravy. Zemědělské stroje s nejlepší úrovní výbavy jsou osazeny antiblokačním systémem brzd (ABS). Jako parkovací brzdy se většinou používá systém provozní brzdy s mechanickým ovládním.



*Obr.2 Schéma dvouokruhových kapalinových brzd traktoru s hydraulickým posilovačem [1]
1-akumulátor tlaku, 2-hlavní brzdový válec s hydraulickým posilovačem, 3-hlavní brzdíč
pneumatických brzd přívěsu, 4-ventil hydraulických brzd přívěsu, 5-provozní mokré kotoučové
brzdy zadní nápravy, 6-provozní mokré kotoučové brzdy přední nápravy*

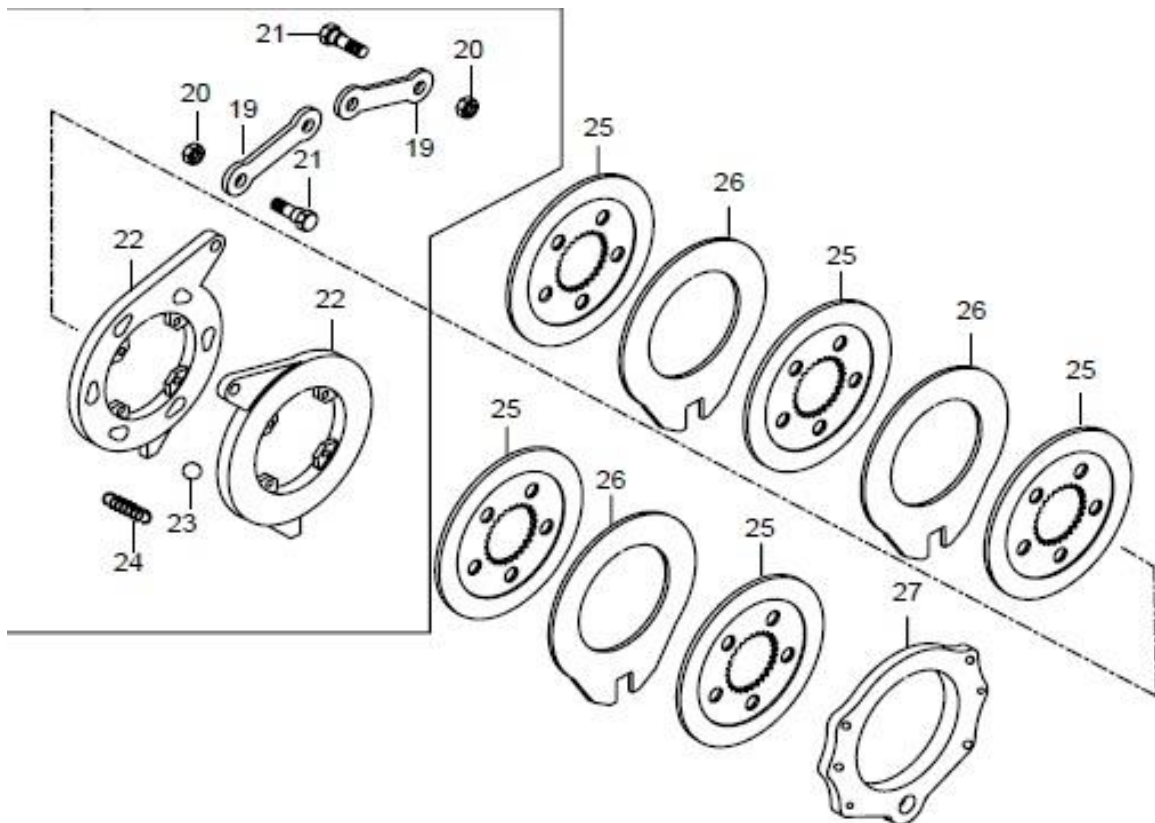


2.1 KONSTRUKCE BRZD TRAKTORU VALTRA N 113

Traktory finského výrobce byly původně určeny pro práci v lese. Dnes jsou tyto stroje k vidění i na polích. Robustní konstrukce stroje byla ovšem zachována. Podobné konstrukční řešení je možné najít i u traktorů značky Massey Ferguson.

Provozní brzda

System je hydraulický a bez posilovače brzdného účinku. Hlavní brzdový válec mění sílu vyvolanou působením chodidla obsluhy na pedál na tlak v brzdové kapalině. Tento tlak je poté přeměněn na sílu v brzdovém válci na rozvodové skříně. Válec pomocí pákového mechanismu pootočí kruhovými segmenty, mezi kterými jsou „kapkové“ drážky s kuličkami. Tím dojde k roztažení segmentů, které přitlačí na brzdové lamely a tak vzniká brzdný efekt. Na každé straně rozvodové skříně (na jedno zadní kolo) je použito 5 lamel v olejové lázni. Princip systému je téměř shodný se systémem brzd traktorů Zetor. Rozdíl je pouze v umístění brzdového válečku a v orientaci segmentů s kuličkami. Váleček je umístěn na horní stěně rozvodové skříně.



Obr.3 Prvky uvnitř rozvodové skříně jedné provozní brzdy traktoru Valtra N 113 [5]



Parkovací brzda

Jako parkovací brzda se používá systém provozní brzdy. Obsluha traktor zabrzdí pomocí páky reverzace. Brzdný účinek je vyvolán pomocí kolébkového mechanismu a pružiny. Brzdy jsou odblokovány tlakem oleje, který přetlačí pružinu. Zde je patrná nevýhoda tohoto systému parkovací brzdy. Pokud by došlo k poruše olejového čerpadla nebo motoru, není možné traktor odbrzdit.

Brzda přední hnané nápravy

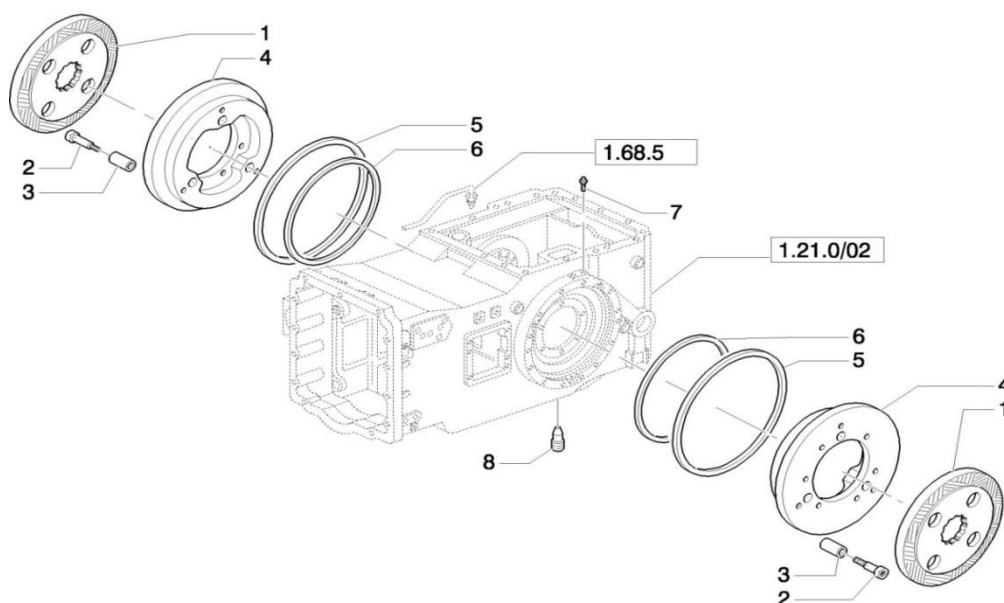
Přední náprava není brzděna klasickou brzdou. Brzdění je zapříčiněno řídicí jednotkou traktoru, která po zaznamenání signálu z čidla sepne pohon přední nápravy. Díky tomu traktor zpomaluje odpor motoru proti jízdě, protože mu není dodáván dostatek paliva a jeho otáčky klesají. Tento systém je velmi často používaný u traktorů o výkonu do 140 HP. Není však úplně šetrný ke spojce pohonu přední nápravy.

2.2 KONSTRUKCE BRZD TRAKTORU CASE IH MAXXUM 140

Značka Case IH vyrábí řadu traktorů Maxxum v Rakousku. Velmi podobný systém brzd najdeme i u traktorů značky New Holland.

Provozní brzda

Systém provozní brzdy je velmi odlišný oproti traktorům Valtra nebo Zetor. Brzdy jsou hydraulické, bez posilovače a mokré. Tento traktor má úplně odlišnou část systému v rozvodové skříně. Tlakový olej je veden přímo pod přitlačný talíř (pozice 4), který je utěsněn v rozvodové skříně. Tím dochází k působení kapaliny na velkou plochu a je vytvořena velká přitlačná síla na brzdovou lamelu (pozice 1). Traktor má proto pouze jednu lamelu na každé straně stroje.

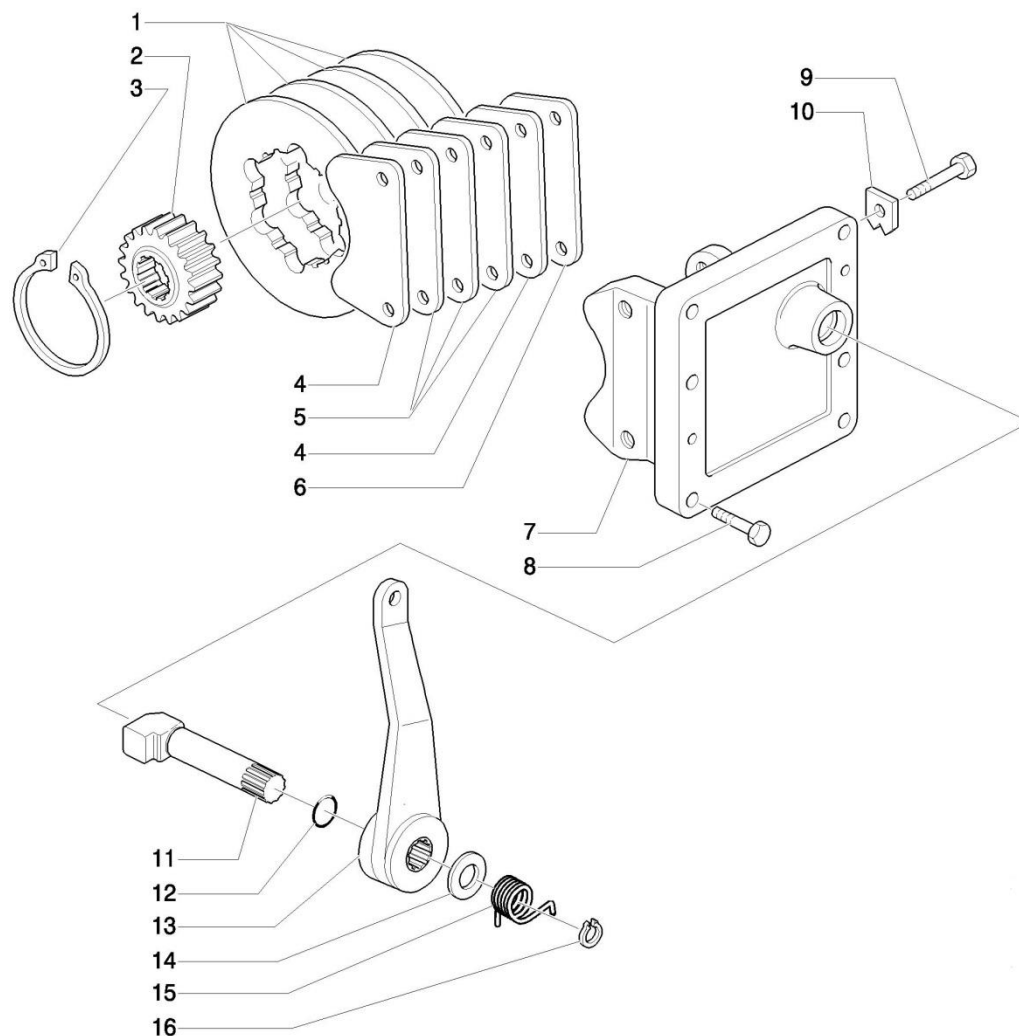


Obr.4 Prvky uvnitř rozvodové skříně provozní brzdy traktoru Case IH Maxxum 140 [6]



Parkovací brzda

Parkovací brzda je ovládána mechanicky pomocí lanka a páky ruční brzdy. Ostatní konstrukce se také liší od výrobců Zetor a Valtra. K parkovacímu brzdění není používán systém provozní brzdy. Parkovací brzda má čtyři lamely o menším průměru a tloušťce. Brzda je umístěna na hnací hřídeli převodovky. Tímto způsobem se brzdí nejen stroj, ale i celá jeho převodovka.



Obr.5 Prvky parkovací brzdy traktoru Case IH Maxxum 140 [6]

Brzda přední hnané nápravy

System brzdění přední hnané nápravy je stejný jako v případě traktorů Valtra. Traktor je zpomalován sepnutím pohonu přední nápravy.



2.3 KONSTRUKCE BRZD TRAKTORU JOHN DEERE 6930

Provozní brzda

System provozní brzdy je téměř stejný jako systém, který používají traktory Case IH. Pokud je traktor vyroben v komfortní variantě výbavy, je pod brzdovým pedálem snímač stlačení pedálu, který ovládá hydraulický rozvaděč. Ten dodává potřebné množství oleje do systému brzd.

Parkovací brzda

U traktorů John Deere je rovněž parkovací brzda samostatným systémem od provozní brzdy, který brzdí hnací hřídel převodovky. Brzda je ovládána mechanicky pákou ruční brzdy a lankem. Hnací hřídel je brzděna pásovou brzdou, nikoliv lamelovou.

Brzda přední hnané nápravy

Ve standartní výbavě je brzdění přední nápravy pomocí spínání pohonu nápravy. Pokud si ale uživatel přeje, je možné traktor osadit nápravou, která má v koncových převodech lamelové brzdy.



Obr.6 Traktor John Deere 6930 [8]



2.4 ZHODNOCENÍ KONSTRUKČNÍCH ROZDÍLŮ BRZDOVÝCH SYSTÉMŮ

Podobnost systémů značky Case IH a John Deere může být způsobena tím, že vývoj těchto systémů proběhl na americkém kontinentu, kdežto Valtra je značkou evropskou. Z toho můžeme vyvodit i podobnost se systémem Zetor.

Pokud bude porovnáván systém provozní brzdy, je zřejmé, že systém Case IH a John Deere se skládá z méně součástí, je montážně a servisně jednodušší. Tím se snižuje možnost poruch a úniku kapaliny. Jako brzdové médium slouží převodový olej. Tato skutečnost je v případě servisu značnou výhodou. Brzdění je méně náročné na sílu, kterou obsluha působí na brzdový pedál. Tím se stává komfortnějším. Jeho násobnost síly působící na lamelu je podstatně větší. Systém má větší nároky na kvalitu a velikost brzdové lamely.

Parkovací brzda u značky Valtra a Zetor nevyžaduje další systém, jak je tomu u systému Case IH. Tím se snižuje počet součástí a systém je jednodušší. Na systému Valtra je patrné, že i v tomto případě je možné parkovací brzdu ovládat elektronicky. Systém parkovací brzdy u traktorů Valtra a Zetor je konstrukčně jednodušší a pro případné servisní úkony přístupnější.

Systém brzdění přední nápravy je u všech výrobců téměř totožný. Rozdíly jsou pouze v kvalitě spojky pohonu přední nápravy. V této výkonnostní kategorii se dnes téměř jiný systém brzdění přední nápravy nepoužívá. Pokud ano, tak je to velmi specifický požadavek zákazníka. Toto řešení je pro rychlosti traktorů do 50 km/h dostačující.



3 KONSTRUKCE BRZDOVÉHO SYSTÉMU TRAKTORU ZETOR FORTERRA HSX

Forterra HSX je v současné době největší a nejsilnější model traktoru tuzemského výrobce Zetor. Jedná se o stroj s maximálním výkonem 136 HP, pohonem všech kol, elektrohydraulickým systémem BOSCH, maximální rychlostí 40 km/h a hmotností až 5816 kg.

3.1 POPIS SYSTÉMU BRZD

Brzdový systém je podobný systému, který používají traktory Valtra nebo Massey Ferguson.

Provozní brzda

Systém provozní brzdy je dvouokruhový, hydraulický, bez posilovače a mokrá. Působící síla řidiče na pedál je v hlavním brzdovém válci převedena na tlak brzdové kapaliny. Tlak je poté převeden na sílu v brzdovém válci na zadní straně rozvodové skříně. Válec působí pomocí pákového mechanismu na segmenty diskové brzdy s kapkovitými drážkami, mezi kterými jsou v těchto drážkách kuličky. Působící silou se segmenty vůči sobě vyosí a tím dojde k jejich oddálení a tlaku na brzdové lamely, kterých je na každé zadní kolo pět. Lamely jsou v olejové lázni převodového oleje.

Parkovací brzda

Traktor využívá systému brzdy provozní. Pomocí páky parkovací brzdy a lanka se působí silou na pákový mechanismus a tím dojde ke stejnému procesu, jako je popsán u brzdy provozní.

Brzda přední hnané nápravy

Přední náprava je brzděna sepnutím pohonu nápravy pomocí řídicí jednotky a lamelové spojky na hnací hřídeli. Tento systém je zvláště nešetrný k obložení spojky náhonu nápravy.

3.2 PRVKY SYSTÉMU BRZDĚNÍ TRAKTORU ZETOR FORTERRA HSX

V následující kapitole budou popsány důležité prvky systému brzd.

Hlavní brzdový válec

Hlavní brzdový válec zajišťuje přenos síly, kterou působí řidič na brzdový pedál, na tlak v brzdové kapalině. Jeho píst má průměr 19 mm a zdvih 28 mm. Jeho plocha je tedy dle vzorce $S = \pi \cdot r^2$, $S_1 = 284 \text{ mm}^2$. Válec je propojen s vyrovnávací nádržkou na brzdovou kapalinu, která slouží jako zásobárna kapaliny a zároveň vyrovnává tepelnou roztažnost kapaliny.

Brzdový válec

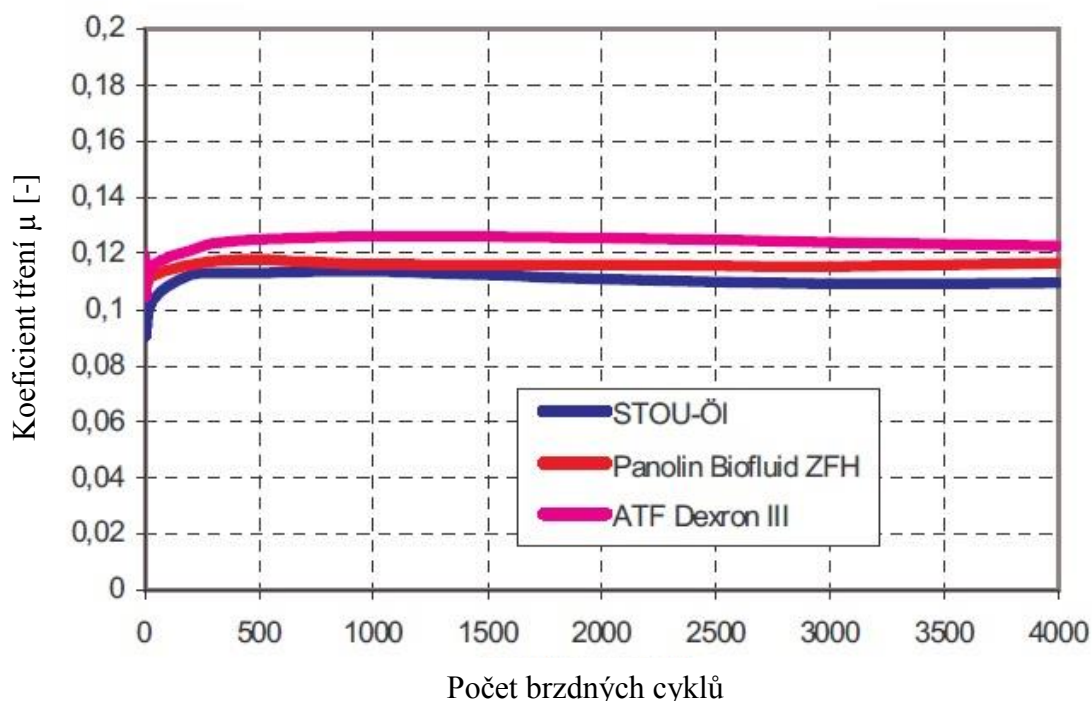
Potrubí plné brzdové kapaliny přenesou tlak k brzdovému válci o průměru 26,5 mm, tedy plochou $S_2 = 551 \text{ mm}^2$, a ten vyvolá silové působení na páku, která pootočí s brzdovými disky. Tím vzniká přítlak na lamely a brzdění. Dříve se u modelu HSX používal válec o průměru pouze 25 mm. Touto změnou došlo k větší působící síle na



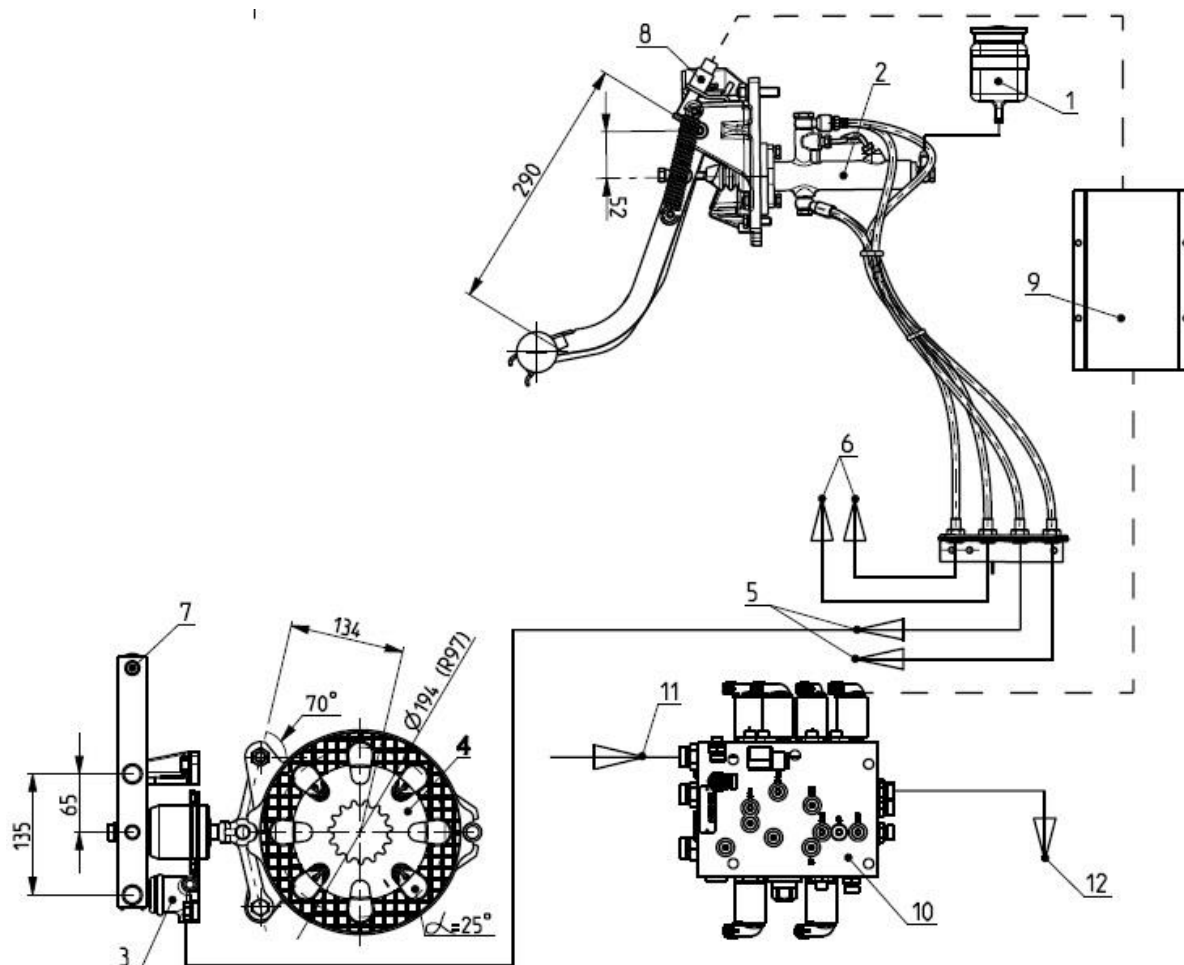
lamely a tím i k lepšímu brzdnému účinku. Toto řešení je ovšem do budoucna nedostačující. Dalším navýšením hmotnosti traktoru už tento systém nebude vyhovovat směrnici (viz kapitola 1.3.3) a nebyl by schválen k provozu na komunikacích EU. Technické parametry umožňují ještě větší navýšení průměru brzdového válce, poté však vyvstane problém s nedostatečným množstvím brzdové kapaliny v systému a dlouhým chodem brzdového pedálu. Brzdění je tedy velmi nekomfortní, dlouhý chod prodlužuje reakční rychlost systému a tedy bezpečnost obsluhy.

Brzdová lamela

V systému je použito pět lamel na každé straně rozvodové skříně. Tři jsou ze strany kola, následuje tlačný disk ovládaný brzdovým válcem a dvě lamely, které jsou umístěny na straně k rozvodové skříně. Lamely vyrábí německá firma Hoerbiger. Jejich obložení je z organického materiálu a jeho životnost je stejná jako životnost traktoru. Za normálních podmínek tedy není třeba jejich výměna. Průměr lamely je 222 mm. Obložení má tloušťku od 0,81 mm a jsou v něm vytvořeny drážky pro rozvod oleje. Kapkovité otvory slouží ke vstupu oleje do drážek. Výrobce udává ideální provozní teplotu 80 °C a maximální povolenou teplotu 120 °C. Dynamický koeficient tření je v rozmezí 0,1 – 0,16 a statický v rozmezí 0,08 – 0,14. Tyto koeficienty jsou závislé na teplotě, použitém oleji a počtu cyklů, tedy na opotřebením lamely. Doporučený tlak na lamelu je při dynamickém ději 1,5 N/mm².



Graf.1 Závislost koeficientu tření na opotřebením lamely při různém použití oleje [3]



Obr.7 Schéma provozní brzdy traktoru Zetor Forterra HSX [3]

1-vyrovňovací nádržka, 2-hlavní brzdový válec, 3-brzdový válec, 4-brzdová lamela, 5-vývod kapaliny k brzdovým válcům, 6-vývod kapaliny k ovládání brzd přívěsu, 7-působíště síly od ruční brzdy, 8-brzdový snímač, 9-řídící jednotka, 10-elektrohydraulický rozvaděč, 11-přívod tlakového oleje, 12-vývod tlakového oleje ke spojce náhonu předních kol

3.3 ZÁKLADNÍ VÝPOČTY SOUSTAVY BRZD TRAKTORU FORTERRA HSX

Celkový silový převod provozní brzdy

Ze vzorce 10 je patrné, jaká je násobnost síly brzdového systému. Vychází z rovnosti momentů na páce $F_1 \cdot r_1 = F_2 \cdot r_2$ a také z rozložení sil (goniometrické funkce). Ve výpočtu nejsou zahrnuty hydraulické ztráty a ztráty třením.

$$i = \frac{290}{52} \cdot \frac{26,5^2}{19^2} \cdot \frac{135}{65} \cdot \frac{1}{\cos 70^\circ} \cdot \frac{134}{97} \cdot \frac{1}{\tan 25^\circ} = 195,1 \quad (10) \quad [3]$$

- hodnoty použité pro výpočet násobnosti síly je možné odečíst z obr. 7
- 26,5 mm - průměr pístu brzdového válce
- 19 mm - průměr pístu hlavního brzdového válce



Silové působení na brzdovou lamelu

Výrobce udává povolený tlak při pohybu (dynamický děj) na obložení brzdové lamely 2,5 MPa.

Pokud budeme uvažovat maximální povolenou sílu působící na brzdový pedál 600 N, potom síla působící na obložení brzdové lamely bude:

$$F_l = \frac{F_b \cdot i}{2} = \frac{300 \cdot 195,1}{2} = 29265 \text{ N} \quad (11)$$

Kde: F_l – síla působící na obložení brzdové lamely [N]

F_b – maximální síla působící na brzdový pedál podle směrnice EU [N]

i – celkový převod provozní brzdy [-]

Vzorec je vynásoben 0,5 z důvodu působení přitlačných segmentů na obě strany a tím působí tlakem na dvě lamely. Síla F_b je pouze poloviční než uvádí norma z důvodu toho, že jedna síla od obsluhy (600 N) působí na dva pedály současně, tedy 300 N na jeden pedál.

$$p = \frac{F_l}{S_l} = \frac{F_l}{\pi \cdot (r_1^2 - r_2^2)} = \frac{29265}{[\pi \cdot (111^2 - 76^2)]} = 1,424 \text{ MPa} \quad (12)$$

kde: S_l – plocha obložení lamely [mm²]

r_1 – vnější průměr obložení lamely [mm]

r_2 – vnitřní průměr obložení lamely [mm]

p – tlak působící na obložení brzdové lamely [MPa]

Z tohoto výpočtu je patrné, že by systém mohl být upraven tak, aby tlak na lamelu vzrostl o 1 MPa. To by vedlo ke zkrácení brzdné dráhy, nebo snížení působící síly na brzdový pedál. Navýšení tlaku by ale vedlo k většímu opotřebení lamely a kratší době životnosti.

Výpočet teoretické brzdné dráhy

Výpočet bude proveden ze vzorce (8). Jako povrch bude brán suchý asfalt a bude zanedbán brzdný účinek sepnutí pohonu přední hnané nápravy. Maximální rychlost traktoru je 40 km·h⁻¹ a celková hmotnost s řidičem a maximálním zatížením závažími je 9000 kg. Potom zatížení zadní nápravy je 5508 kg. Výpočet je pomocí vzorce (8).

$$S = s_1 + s_2 + S_b = v \cdot t_1 + v \cdot t_2 + \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \mu} \cdot \frac{m}{m_1} = 11,11 \cdot 1 + 11,11 \cdot 0,3 + \frac{11,11^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,7} \cdot \frac{9000}{5508} = 29,128 \text{ m}$$

Tento výpočet uvažuje reakční doby řidiče a systému. Reakčními dobami se ale směrnice EU nezabývá.



Pokud zanedbáme reakční doby, vyjde nám brzdná dráha odpovídající směrnici. Výpočet je proveden pomocí vzorce (7).

$$S_b = \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \mu} \cdot \frac{m}{m_1} = \frac{11,11^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,7} \cdot \frac{9000}{5508} = 14,685 \text{ m}$$

Výpočet maximální brzdné dráhy dle směrnice EU

Výpočet vychází ze vzorce (9).

$$S_{max} \leq 0,15 \cdot v + \frac{v^2}{116} = 0,15 \cdot 40 + \frac{40^2}{116} = 19,793 \text{ m}$$

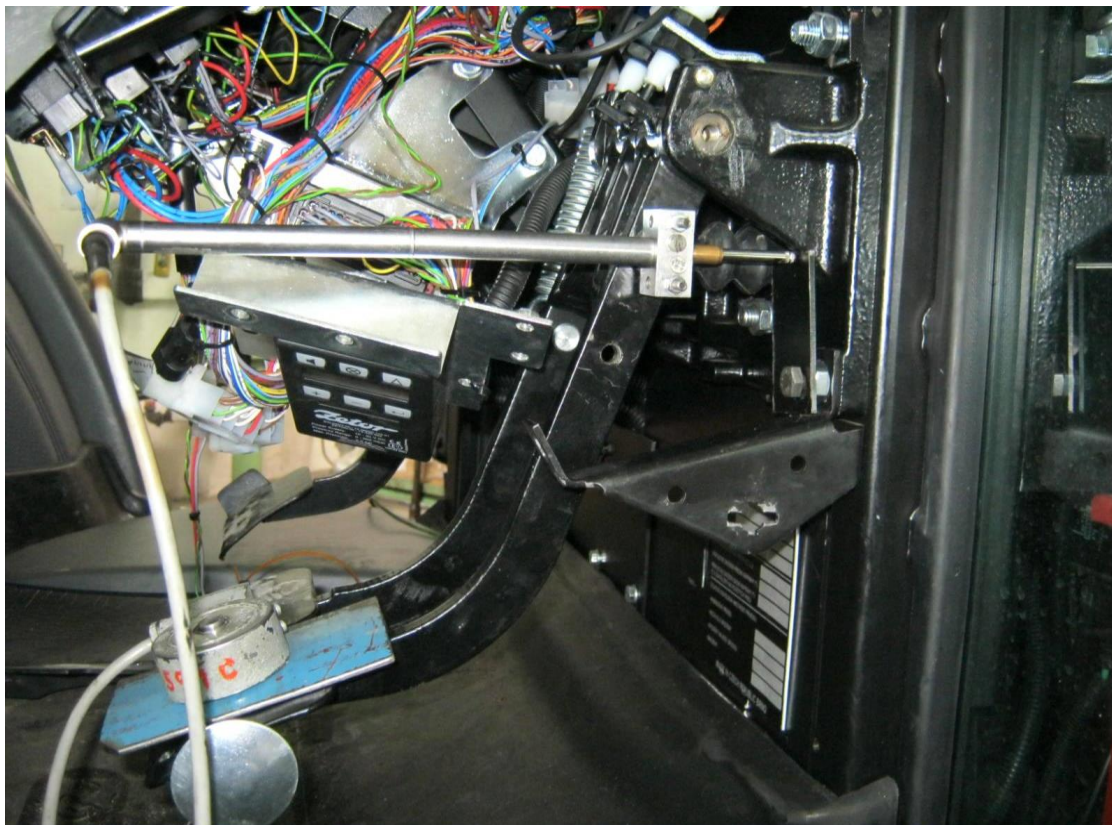
Tato vypočtená brzdná dráha zahrnuje pouze ujetou dráhu od doby, kdy brzdňý systém začne brzdít do zastavení stroje. Je tedy patrné, že současný stav brzd traktoru bude vyhovovat směrnici.

Z důvodu praktického měření brzd je třeba přepočítat maximální brzdnou dráhu na minimální povolené zpomalení stroje.

$$a_{min} = \frac{2 \cdot S_{max}}{t^2} = \frac{2 \cdot S_{max}}{\frac{v^2}{a_{min}^2}} = \frac{v^2}{2 \cdot S_{max}} = \frac{11,11^2}{2 \cdot 19,793} = 3,118 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (13)$$

Traktor musí během zkoušky brzd vyvinout minimální zpomalení $3,118 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

3.4 ZKOUŠKA BRZD TRAKTORU FORTERRA HSX



Obr.8 Měřicí soustava pro zkoušku brzd traktoru Zetor Forterra HSX [3]



Popis měřicí soustavy

Soustava se skládá z decelerometru, siloměru a měřiče vzdálenosti. Siloměr je připevněn na brzdovém pedálu a je na něj působeno silou chodidla obsluhy. Dále je na pedálu připevněn měřič vzdálenosti, který podává informace o velikosti vyšlápnutí brzdového pedálu. Decelerometr poté změří velikost zpomalení.

Průběh zkoušky

Traktor se rozjede do maximální rychlosti $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a obsluha začne brzdit. Přístroje hned vyhodnotí maximální hodnoty, které jednotlivá zařízení měří.

Zkouška typu „0“ – studené brzdy

Podmínky zkoušky:

Rychlost: $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Pneumatiky přední: Mitas 480/65 R 24 Radial Drive RD-03 – 180 kPa

Pneumatiky zadní: Mitas 600/65 R 38 Radial Drive RD-03 – 160 kPa

Hmotnosti: Celková hmotnost – 9000 kg

Hmotnost připadající na přední nápravu – 3492 kg

Hmotnost připadající na zadní nápravu – 5508 kg

Povrch: suchý asfalt

Brzdový válec: OVB 26,5 mm

Olej v převodovce: 10W30

Tab.2 Naměřené hodnoty ze zkoušky brzd typu „0“ [3]

F- síla působící na brzdový pedál [N]	a – zpomalení traktoru [$m \cdot s^{-2}$]
299	2,75
383	3,31
491	4,07
541	4,21

Výsledek zkoušky: Ze zkoušky je patrné, že traktor splňuje směrnici EU. K blokování kol během zkoušky nedošlo. Potřebný brzdový účinek je vyvolán při síle na pedál okolo 380 N. Tato síla sice normu ES 96/63 splňuje, ale ovládní brzd není pohodlné. Při celodenním provozu traktoru je pro obsluhu značně vysilující.

Při zkoušce ruční brzdy byl traktor stabilní při zatažení ruční brzdy s použitím síly 400 N na sedmý zub zajištění. Stabilita byla na svahu 18%.



Zkouška typu „I“ – teplé brzdy

Podmínky zkoušky:

Podmínky zkoušky byly totožné jako u zkoušky typu „0“, pouze s rozdílem zahřátí brzd na jejich provozní teplotu.

Tab.3 Naměřené hodnoty ze zkoušky brzd typu „I“ [3]

F- síla působící na brzdový pedál [N]	a – zpomalení traktoru [$m \cdot s^{-2}$]
183	1,81
283	4,00
308	4,44
341	3,71
358	3,12

Výsledek zkoušky: Ze zkoušky je patrné, že traktor splňuje směrnici EU. K blokování kol během zkoušky nedošlo. Potřebný brzdový účinek je vyvolán při síle na pedál okolo 330 N. Tato síla sice normu ES 96/63 splňuje, ale ovládání brzd není pohodlné. Při celodenním provozu traktoru je pro obsluhu značně vysilující. Z naměřených hodnot je patrné, že chladnutím brzd, se snižuje brzdový účinek.

Při zkoušce typu „I“ dle směrnice ES 96/63 není třeba provádět zkoušku ruční brzdy.

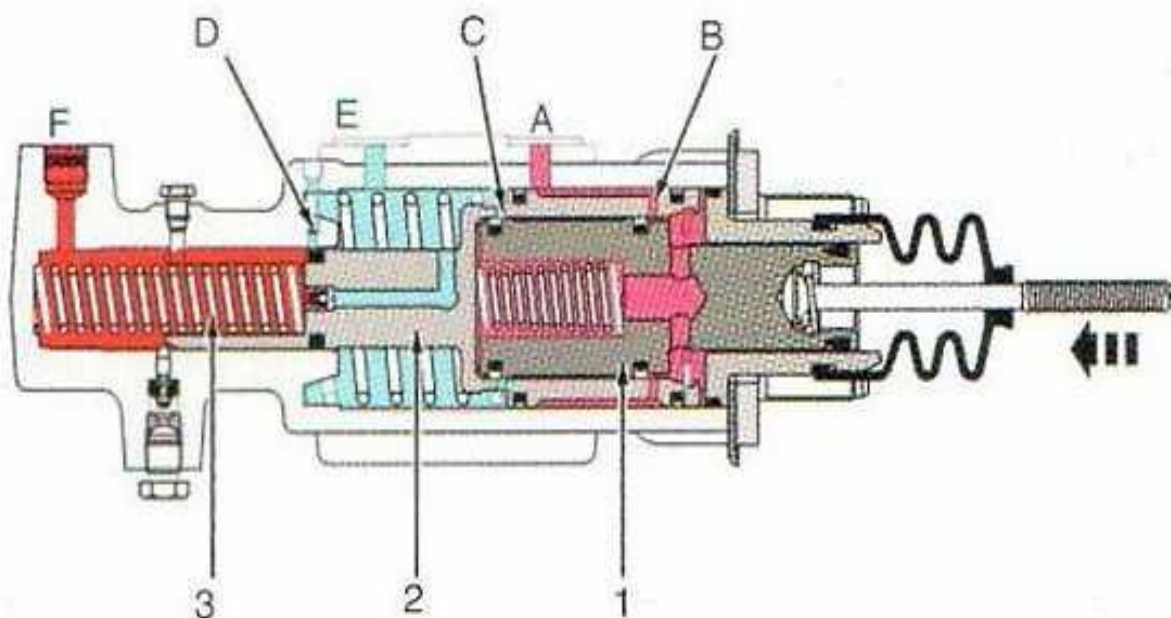


4 NÁVRH ZMĚNY KONSTRUKCE BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Aby došlo ke zvýšení brzdného účinku stroje a snížení velikosti ovládací síly systému, je možné provést několik různých změn v brzdě soustavě. Výrobce ale požaduje takovou změnu, která bude mít co nejmenší dopad na ekonomiku výroby, tedy změnu konstrukce a změnu montážních a servisních úkonů.

4.1 SYSTÉM S HYDRAULICKÝM POSILOVAČEM

Tato změna by vyžadovala kompletní změnu konstrukce brzd. Provozní kapalinou by byl převodový olej. Systém by musel obsahovat čerpadlo, které by v systému udržovalo stálý tlak kapaliny. Hlavní brzdový válec by tomu musel být uzpůsoben. To by vedlo ještě k několika úpravám komponentů brzd. Navíc by tyto změny systém značně znepřehlednily pro servisní úkony. Složitost celé soustavy by vedla k potencionálním poruchám. Jistou výhodou by bylo využití oleje jako média. Toto konstrukční uspořádání by podstatně snížilo ovládací sílu brzd a zvýšilo komfort obsluhy. Po konzultaci s výrobcem však tato možnost nebude dále řešena.



Obr.9 Hlavní brzdový válec s hydraulickým posilovačem ve stavu zabrzděno [1]

A - vstup oleje z nízkotlakého okruhu traktoru, B, C, D - kanálky otevírané hranou pístu E - výstupní kanálek do olejové nádrže (odpad), F - přívod kapaliny k brzdovým válcům kol, 1 - řídicí píst, 2 - píst posilovače, 3 - hlavní brzdový válec

4.2 ZVÝŠENÍ ÚČINNOSTI STÁVAJÍCÍHO SYSTÉMU

Tato varianta se jeví jako konstrukčně nejjednodušší a ekonomicky nejvýhodnější. Neumožňuje však radikální změny v účinnosti brzd, pouze ji pro daný model traktoru zvýší. Pro silnější traktory s větší hmotností a pojezdovou rychlostí je nezbytné provést změny většího rozsahu.

4.2.1 ZVĚTŠENÍ PRŮMĚRU BRZDOVÉHO VÁLCE

Jednou z možností, jak zvýšit účinnost stávajícího systému, by bylo zvětšení koncového brzdového válce. Zvětšením plochy válce se vyvine větší síla působící na lamely. Toto řešení bude do budoucna nevyhovující, zdůvodnění poskytují kapitoly 3.2 a 3.3.



4.2.2 ZMĚNA GEOMETRIE BRZDOVÉ LAMELY

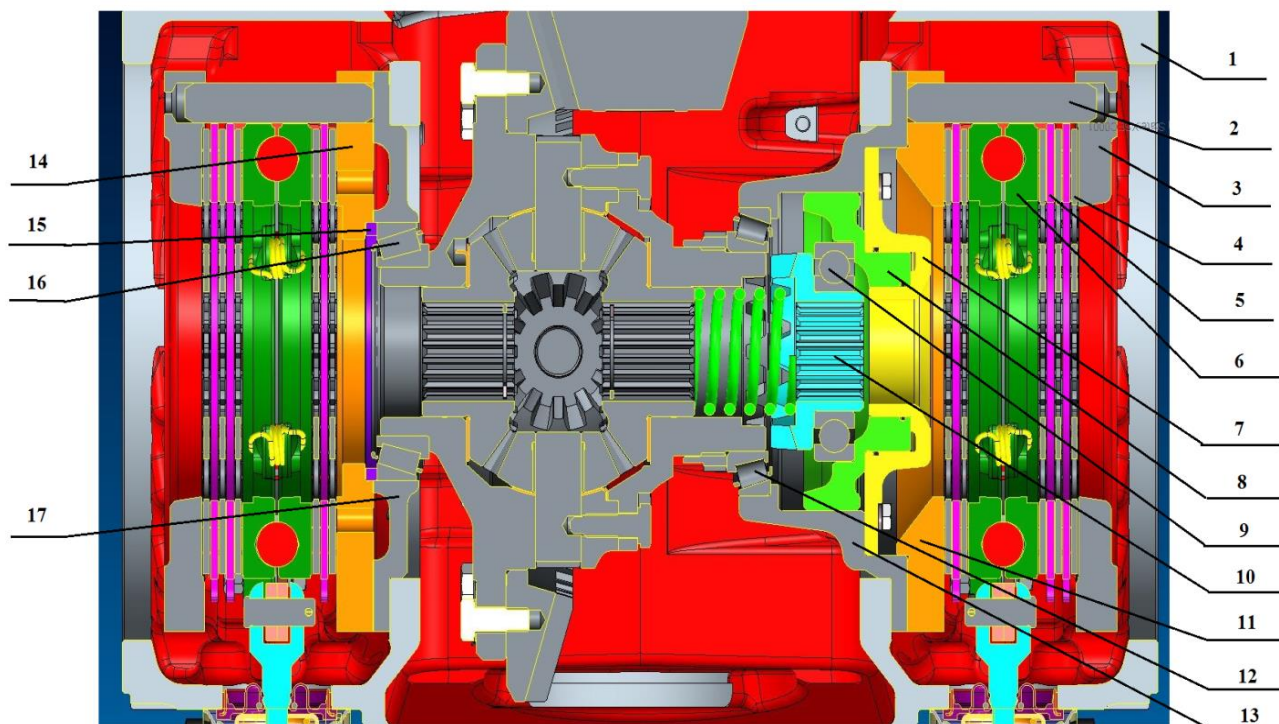
Jednou z dalších možností by bylo odstranění otvorů v brzdové lamelě. Tím by došlo k nárůstu velikosti třecí plochy a většímu brzdnému účinku. Po vyzkoušení se ovšem zjistilo, že tyto otvory jsou velmi důležité pro rozvod oleje v obložení lamely. Odstraněním těchto otvorů docházelo ke špatnému chlazení a rozvodu oleje po lamelě. Jejich životnost se tím podstatně zhoršila. Proto byla tato konstrukční změna nerealizována.



Obr.10 Brzdová lamela Hoerbiger HO112.5

4.2.3 ZVĚTŠENÍ TŘECÍ PLOCHY

Tato změna představuje přidání jedné lamely a vložení pevné lamely do brzdového koše. Už dříve bylo vyzkoušeno, že tato úprava je vyhovující. Předchozí model Forterra měl pouze čtyři brzdové lamely, model Forterra HSX jich má již pět. Přidáním šesté lamely by se brzdná dráha o hodně zkrátila a to při použití stejné ovládací síly. Problémem je, že ve stávajícím systému není možné lamelu přidat z nedostatku prostoru. Bude tedy nutné některé součásti navazující na diferenciál zadní nápravy upravit. Změna odlitku celé rozvodové skříně je velmi nákladná a měla by vliv na vlastnosti celého traktoru. Požadavkem výrobce je zachovat co nejvíce stávajících součástí a nezasahovat příliš do systému. Tloušťka jedné brzdové lamely a pevné lamely je dohromady 8,5 mm. Je potřeba tento prostor vytvořit. Z důvodu dobrého přitlaku je zřejmé, že lamely je třeba přidat na vnitřní straně brzdového koše. Aby nedošlo ke změně odlitku, musí být zachována poloha součásti 16.227.009. Tím dojde k zachování připojovacích rozměrů k rozvodové skříně. Nutné úpravy budou vhodné, pokud dojde k zachování polohy ložisek a uzávěrky diferenciálu. Velmi vhodné bude také zachování ložisek, která se již používají. Posledním důležitým požadavkem na úpravu je minimalizovat změny montážních či servisních postupů. Na obr. 11 jsou popsány součásti, kterých se změny budou týkat, nebo u kterých musí zůstat zachována jejich poloha v rozvodové skříně.



Obr.11 Původní zástavba rozvodové skříně Forterry HSX – řez rozvodovou skříní v horizontální rovině [3]
 1-rozvodová skříň (29.154.001), 2-čep (16.227.004), 3-tělo brzdy (26.227.014), 4-brzdová lamela (16.227.901),
 5-pevná brzdová lamela (16.227.902), 6-disková brzda (16.227.009), 7-víčko (96.154.028), 8-píst (96.154.025), 9-
 ložisko 6212 (97-1043), 10-objímka uzávěrky (96.154.026), 11-základní disk pravý (16.227.001), 12-ložisko
 Timken T4CB100 (15.154.902), 13-příruba pravá (15.154.004), 14-základní disk levý (16.227.006), 15-
 vymezovací podložka (15.154.005), 16-ložisko 32017AX (97-1398),
 17-příruba levá (15.154.003)

LEVÁ STRANA ROZVODOVÉ SKŘÍŇE



Obr.12 Součásti původního brzdového koše na levé straně rozvodovky
 Popis odpovídá popisu obr. 10, 18-brzdový čep (96.227.003)



Aby došlo k zachování polohy a rozměru ložiska (32017 AX) s označením 97-1398 a možného vymezení vůle pomocí vmezovacího kroužku s označením 15.154.005, je třeba změnit součásti 16.227.006 a 15.154.003.



Obr.13 Levý základní disk (16.227.006) s vmezovacím kroužkem (15.154.005)

Funkce základního levého disku (16.227.006) je uzavřít brzdový koš z vnitřní strany. Jeho stěna tvoří třecí plochu s lamelou. Je sešroubován s levou přírubou (15.154.003) a tělesem brzdy. Jsou v něm uchyceny brzdové čepy. Čtyři díry nejbliže středu součásti slouží k odvodu oleje z vnitřní strany brzdové lamely do rozvodové skříně. Levý disk slouží také jako doraz v axiálním směru pro ložisko 97-1398. Na součásti je možné vidět dva otvory pro čepy, které slouží ke správnému spojení s tělesem brzdy (26.227.014).



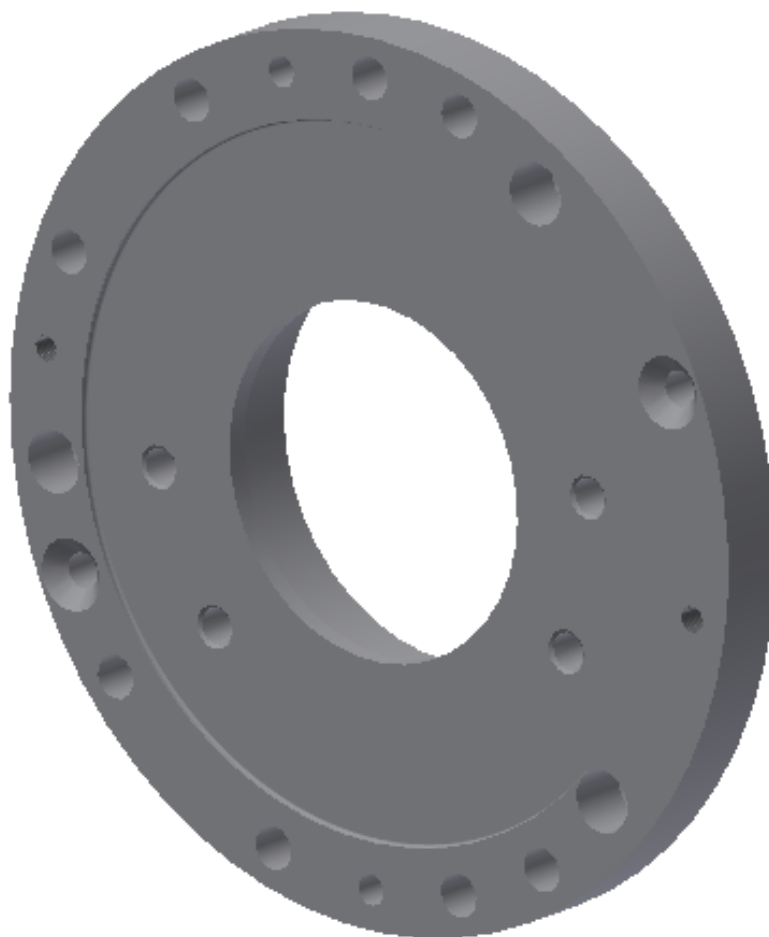
Obr.14 Levá příruba (15.154.003) s montážními šrouby a klecí ložiska



Vymezovací podložka 15.154.005 vymezuje vůli ložiska a celého diferenciálu.

Levá příruba slouží jako domeček pro ložisko 97-1398 a tím i nosný prvek diferenciálu. K rozvodové skříni je připevněn dvěma zapuštěnými šrouby. Celá součást je poté spojena osmi šrouby v jeden celek s levým diskem a tělesem brzdy. Otvory pro odvod oleje už je možné vidět pouze dva. Na součásti jsou dva otvory se závitem, které slouží pro odražení součásti od rozvodovky.

Byla vytvořena jedna součást, která má funkci brzdové desky a zároveň v ní je uloženo ložisko k zachycení axiálních sil. Byly zachovány otvory pro odvod oleje do skříně, otvory pro šrouby montážní i pro osm šroubů, které spojují celý brzdový koš. Dva otvory pro čepy, které slouží ke správné poloze součásti vůči tělesu brzdy, zůstaly stejné. Dále je možné vidět 2 mm hluboké osazení na brzdné ploše pro lamelu, a to z důvodu ušetření místa. Otvory pro tři čepy, které zajišťují mechanismus, jsou ve stejné poloze jako předchozí.



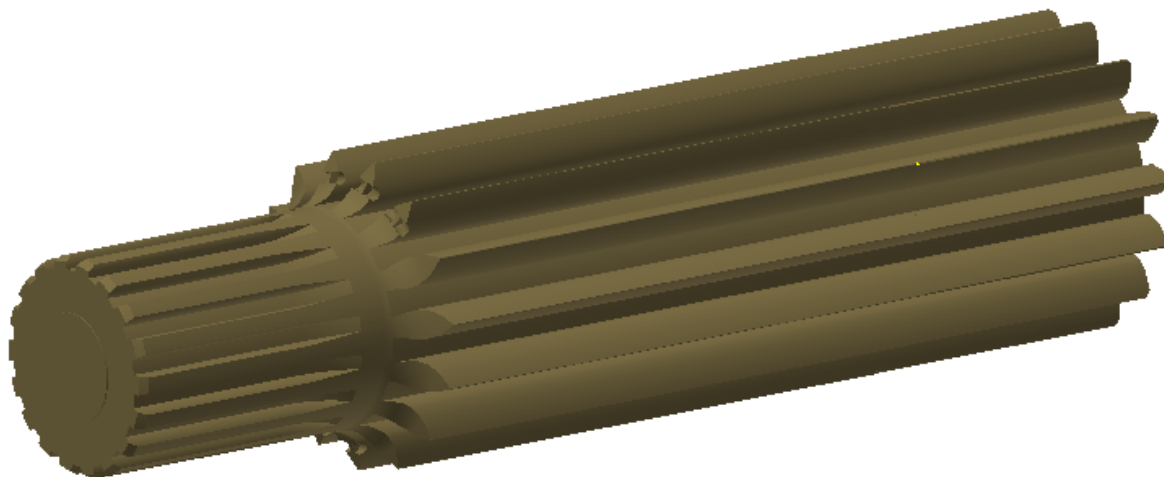
Obr.15 Nová součást levé strany 96.227.406 nahrazující součásti 15.154.003 a 16.227.006

Ložisko 97-1398 zůstává nezměněné i ve stejné poloze.

Vymezovací podložka 15.154.005 zůstává také ve stejné poloze i stejných rozměrů jako dříve.

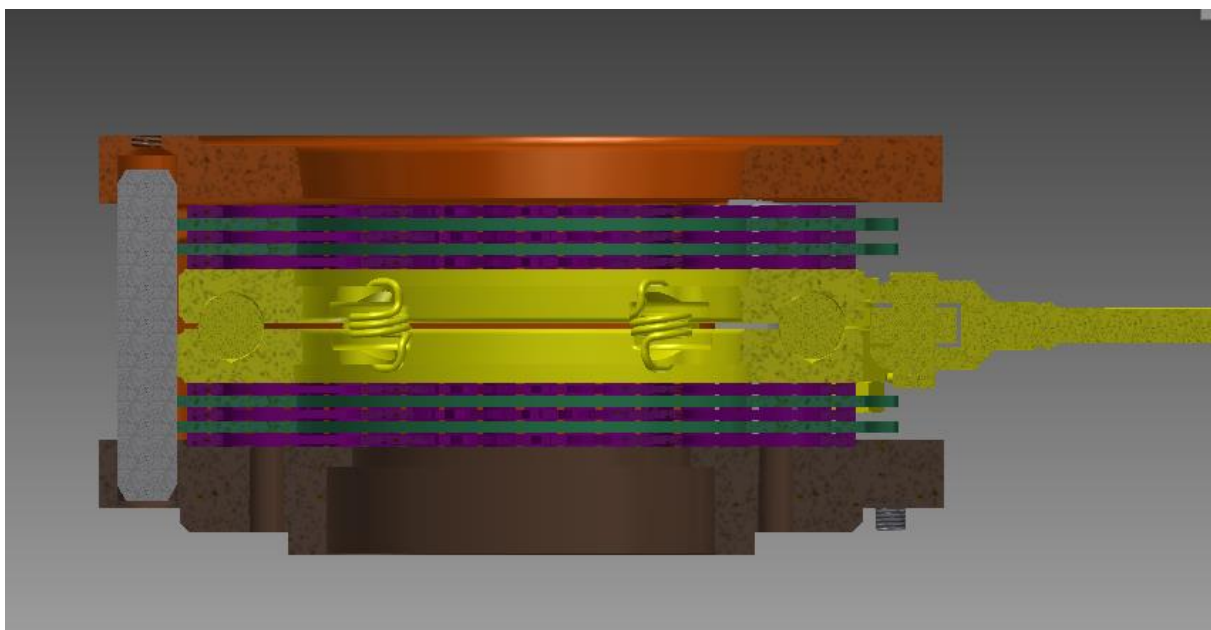


Dále bylo nutné upravit ozubení na hřídeli diferenciálu. Hřídel přenáší krouticí moment vycházející z převodovky na planetový převod v polonápravě. Mezi těmito dvěma úseky se nachází brzdový koš, ve kterém ozubení v brzdových lamelách přenáší brzdný účinek na ozubení hřídele. Přidáním šesté lamely bylo třeba prodloužit ozubení, do kterého zapadají brzdové lamely. Toto prodloužení je 8,5 mm. Celková délka hřídele zůstala zachována.



Obr.16 Nová levá hřídel diferenciálu 96.161.404 – náhrada 78.161.004

Spojovací materiál s ostatními součástmi zůstávají stejné, zachovány jsou i připojovací rozměry součástí. Tím, že je součást pouze jedna, je mnohem mohutnější a její tuhost je zvýšená. Proto její pevnost při použití materiálu šedé litiny a při zatížení brzděním je vyhovující. Bude muset být ovšem provedena kontrola na pevnosti místa osazení pod ložiskem 97-1398, neboť toto osazení je podstatně menší. Součást zachovává vlastnosti součástí, které nahrazuje.



Obr.17 Řez novým brzdovým košem levé strany



PRAVÁ STRANA ROZVODOVÉ SKŘÍNĚ

Na pravé straně rozvodové skříně je třeba zachovat polohu ložiska 15.154.902. Dále zajistit stejnou polohu ložiska 97-1043 a na něj navazující objímky uzávěrky 96.154.026. Tyto dvě součásti se musí pohybovat po stejné dráze jako dříve a musí být ovládány stejnou silou.



Obr.18 Pravá příruba s pístem, ložiskem, objímkou uzávěrky a pružinou [vlastní foto]

Pravá příruba (15.154.004) plní hned několik funkcí. Je v ní zalisováno ložisko 15.154.902, které je jedním ze dvou hlavních ložisek diferenciálu. Dále je v ní umístěn píst (96.154.025), který pomocí tlaku oleje slouží jako uzávěr diferenciálu. Příruba je s brzdovým košem sešroubována osmi šrouby v jeden celek, a je připevněna k rozvodové skříně. Dále jsou v ní umístěny otvory pro odvod oleje z vnitřní strany brzdových lamel. Do příruby je připojené víčko.

Toto víčko (96.154.028) slouží jako těsnicí plášť okolo ploch, na které působí tlak oleje. Ten je do těchto míst přiveden po sepnutí uzávěru diferenciálu. Ve víčku je drážka pro těsnicí kroužek na největším průměru pístu.

Píst je ovládán elektronickou sekcí hydraulického rozvaděče tlakem 20 barů. Je v něm drážka pro těsnicí kroužek na vnitřním průměru pístu. Píst vykonává maximální dráhu 15 mm a je zatlačován zpět tlačnou pružinou 78.153.044. V pístu je uloženo ložisko 6212 (97-1043), které je nalisováno na objímku uzávěrky (96.154.026). Píst je proti otáčení zajištěn kolíkem 5x12 dle ISO 2338. Pohyblivé plochy pístu jsou mazány olejem, který proniká z rozvodové skříně a prostoru brzd.

K pravé přírubě je přišroubován pravý základní disk (16.227.001). Tato součást plní funkci třecí plochy s brzdovou lamelou. Je součástí pravého brzdového koše. V disku je vyfrézovaná drážka pro trubku s tlakovým olejem k víčku 96.154.028. Ostatní funkce disku jsou stejné jako u disku levého (16.227.006).



Všechny součásti (mimo ložisek) jsou vyrobeny z šedé litiny 42 2420.



Obr.19 Pravý základní disk (16.227.001) [vlastní foto]

Aby mohly být zajištěny všechny funkce, které byly výše popsány, a uspořilo se 8,5 mm místa pro šestou brzdovou lamelu s pevnou lamelou, byly součásti 16.227.001, 15.154.004 a 96.154.028 implementovány do jedné součásti. Návrh si však vyžádá montážní změny, neboť by jinak sloučení součástí nebylo možné. Píst je přepracován do takových rozměrů, aby ho bylo možné vložit z vnitřní strany. Jeho doraz zajišťuje pojistný kroužek vnitřní 135x4 dle ČSN 02 2931. Zajištění je možné jenom pojistným kroužkem, protože toto zajištění je jen montážní. Při práci píst nikdy nedosáhne polohy kroužku, protože dříve dojde ke spojení ozubení uzávěru diferenciálu. V nové součásti je drážka pro těsnicí kroužek 116x3,5, který těsní vnější průměr pístu. Pohyb pístu i poloha ložiska 15.154.902 je zachována. Z důvodu tenké stěny dna součásti a malého osazení pod ložiskem bude součást podrobena zkoušce pevnosti. Na součásti jsou zachovány všechny původní otvory pro šrouby a čepy a je na ní vyfrézován otvor pro šroubení, které přivádí tlakový olej k pístu uzávěru diferenciálu. Z tohoto otvoru je veden vývrt součástí ke dnu pístu.

Taktéž bylo nutné vytvořit nový tvar pístu. Jeho vnější průměr musel být stejný jako vnější průměr ložiska 15.154.902, aby byla možná montáž. Zároveň bylo nutné do něj nalisovat ložisko 97-1043 a jeho poloha vůči rozvodové skříni musela být stejná. Rovněž musel být zachován stejný pohyb ložiska a v neposlední řadě stejná plocha, na kterou působí tlak oleje, aby nedošlo ke změně ovládací síly uzávěru diferenciálu. Na vnitřní straně pístu je drážka pro těsnicí kroužek 88x3. V pístu je drážka pro zajišťovací kolík, který brání pístu v rotačním pohybu. Drážka je osově symetrická. Součást je detailně zakreslena na příloženém výkresu.



$$S_p = S_{pn} \rightarrow \pi \cdot (r_{p1}^2 - r_{p2}^2) = \pi \cdot (r_{pn1}^2 - r_{pn2}^2) \rightarrow r_{pn1} = \sqrt{r_{p1}^2 - r_{p2}^2 + r_{pn2}^2}$$

$$r_{pn1} = \sqrt{50^2 - 32,5^2 + 44^2} = 58,14 \text{ mm} \cong 58 \text{ mm} \quad (14)$$

Kde: S_p - plocha původního pístu, na kterou působí tlak oleje [mm²]

S_{pn} - plocha nového pístu, na kterou působí tlak oleje [mm²]

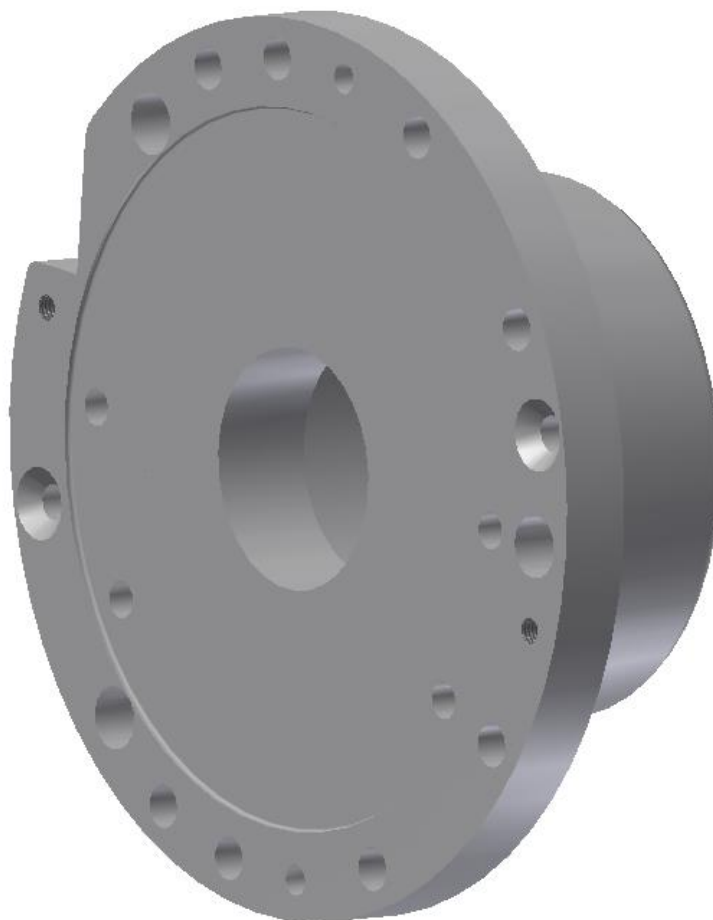
r_{p1} - vnější poloměr plochy původního pístu [mm]

r_{p2} - vnitřní poloměr plochy původního pístu [mm]

r_{pn1} - vnější poloměr plochy nového pístu [mm]

r_{p2} - vnitřní poloměr plochy nového pístu [mm]

(po několika krocích zvoleno 44 mm)

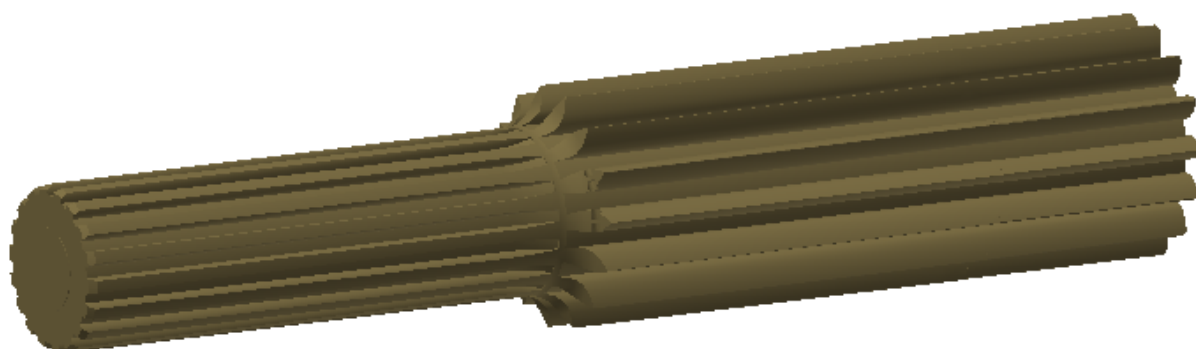


Obr.20 Nová součást pravé strany 96.227.401 – nahrazuje 16.227.001, 15.154.004 a 96.154.028

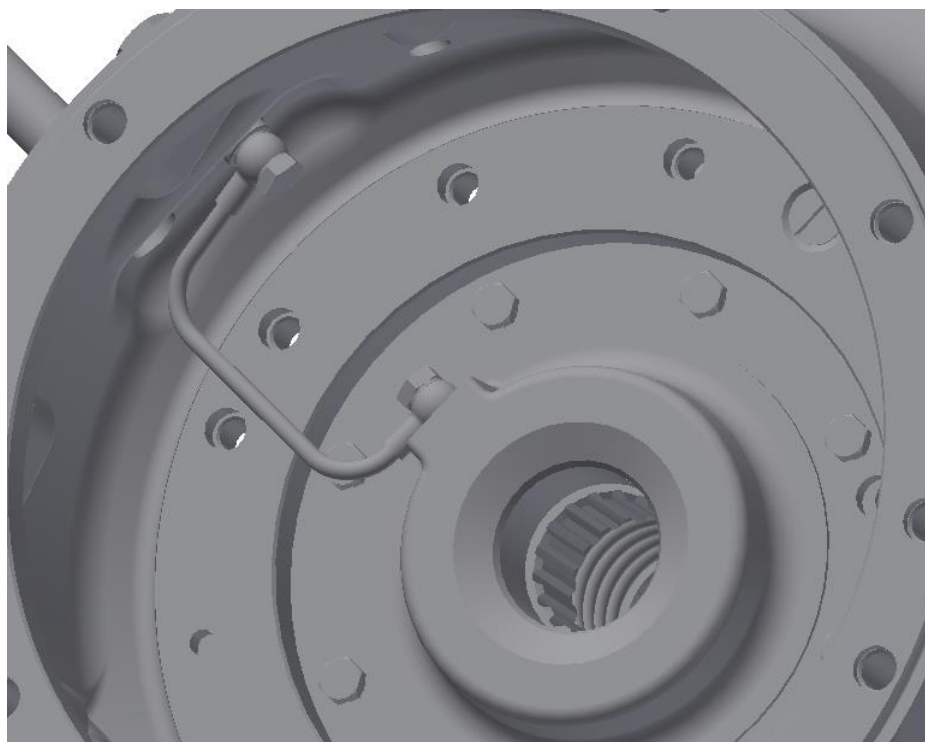


Obr.21 Nový píst 96.154.425 – nahrazuje 96.154.025

Stejně jako na levé straně rozvodové skříně bylo nutné upravit ozubení na hřídeli diferenciálu. Ozubení bylo prodlouženo o 8,5 mm a výběh evolventního drážkování zmenšen na R25 z důvodu vyrobitelnosti součásti. Funkce součásti je stejná jako u levé hřídele diferenciálu. Ostatní rozměry byly zachovány.



Obr.22 Nová pravá hřídel diferenciálu 96.161.403 – nahrazuje 78.161.003

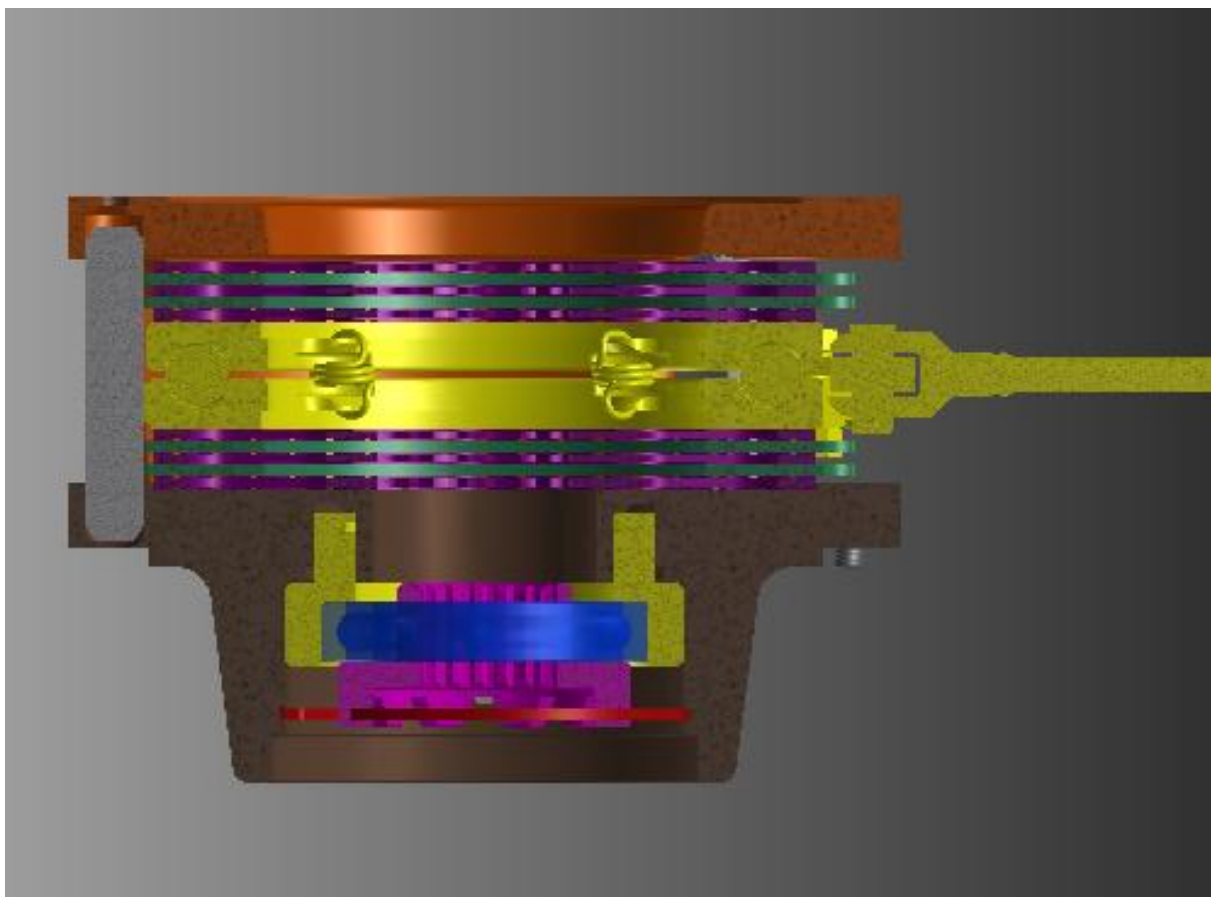


Obr.23 Původní tvar potrubí pro přívod tlakového oleje

Na pravé straně bylo nutné upravit tvar potrubí pro přívod tlakového oleje k pístu, který ovládá uzávěr diferenciálu. Šroubení byla zachována, pouze se změnil tvar potrubí. Původní přívod oleje byl ve směru osy pístu. Nový přívod je ve směru tečném k pístu, což by však mohlo vést k roztočení pístu. Ten je však zajištěn kolíkem, takže tečný přívod tlakového oleje je možný.



Obr.24 Nový tvar potrubí pro přívod tlakového oleje



Obr.25 Řez novým brzdovým košem pravé strany

SOUČÁSTI SPOLEČNÉ PRO OBĚ STRANY ROZVODOVÉ SKŘÍNĚ

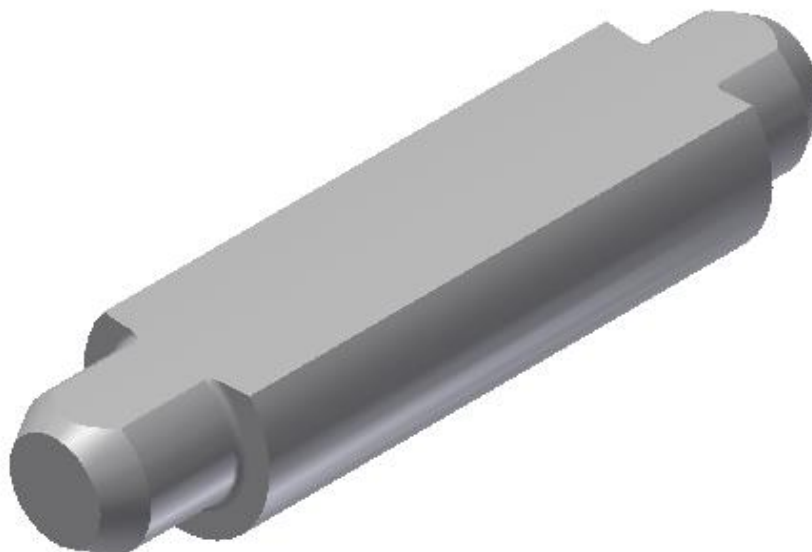
Dále bylo nutné upravit některé součásti, které jsou společné pro obě strany rozvodové skříně. Jejich změny spočívají v úpravě některých rozměrů. Součásti jsou v ostatních parametrech shodné s původními.

Čep

Nový čep nahrazuje původní součást s označením 16.227.004. Čep v brzdovém koši slouží k uchycení diskové brzdy (16.227.009) a pevné brzdové lamely (16.227.902). Čep byl prodloužen o 6,5 mm.

Brzdový čep

Nový brzdový čep nahrazuje původní čep s označením 96.227.003. V brzdovém koši jsou tyto čepy dva. Opírá se o ně disková brzda (16.227.009) a pevné brzdové lamely. Tyto brzdové čepy zachycují sílu, kterou brzdový váleček působí na diskovou brzdou. Čepy byly prodlouženy ve své střední části o 6,5 mm.



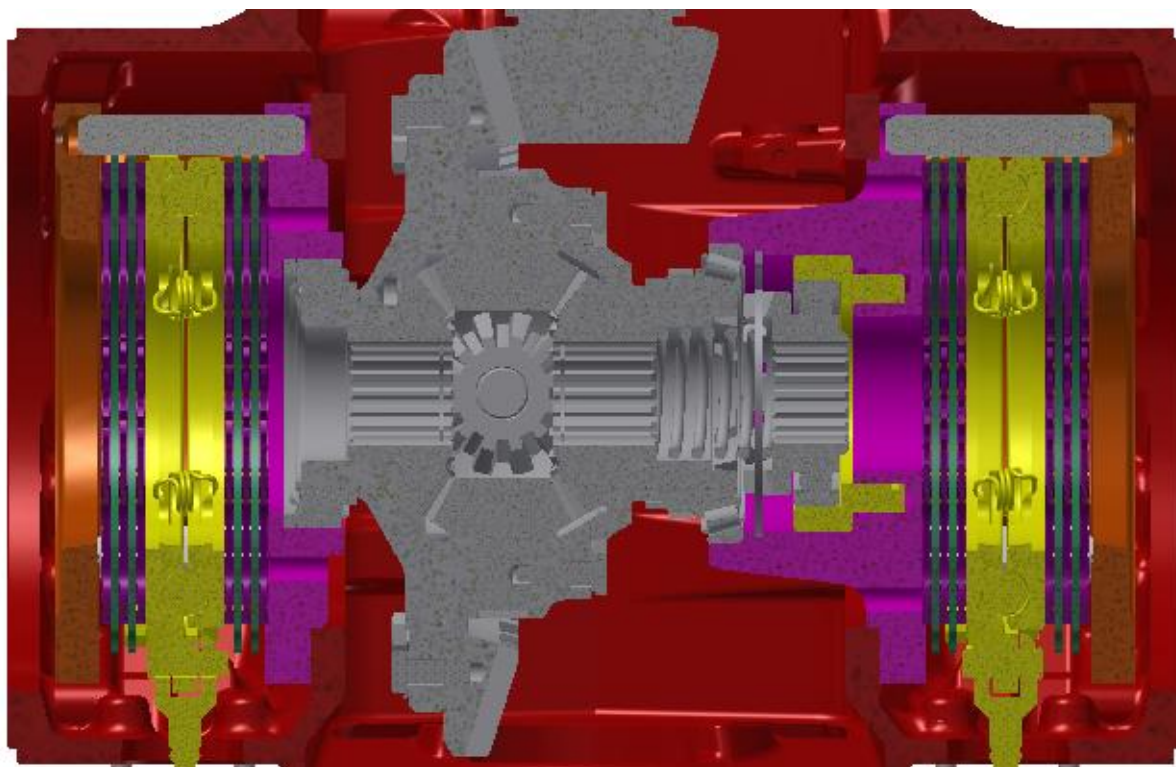
Obr.26 Nový brzdový čep 96.227.403 – náhrada 96.227.003

Těleso brzdy

Nové těleso brzdy nahrazuje původní součást, která má označení 26.227.014. Tato součást uzavírá brzdový koš a nachází se na ní plocha, na kterou působí brzdová lamela třením a tlakem. Skrze tuto součást procházejí šrouby, které spojují celý brzdový koš a jsou zachyceny do rozvodové skříně. Součást byla upravena tak, že byla prodloužena stěna na vnějším obvodu součásti o 6,5 mm. Ostatní rozměry byly zachovány.



Obr.27 Nové těleso brzdy 96.227.414 – náhrada 26.227.014



Obr.28 Nová zástavba rozvodové skříně Forterry HSX

Z obr. 28 je patrné, že nové součásti splňují všechny požadavky na zástavbové rozměry rozvodové skříně. Funkčnost součástí je stejná jako v původním systému. Došlo k přidání jedné lamely a jedné pevné lamely na každou stranu rozvodové skříně a tím ke zvýšení brzdného účinku. Provedené změny budou mít vliv na montážní postup a výrobní náklady. Tyto otázky budou řešeny v dalších částech práce. Přesný pohled řezu rozvodovou skříní s popisem je zobrazen na výkresu v příloze.



5 PEVNOSTNÍ KONTROLA VYBRANÝCH SOUČÁSTÍ

V této kapitole bude proveden pevnostní výpočet dvou nově vytvořených součástí. Ostatní součásti, po dohodě s konstrukčním oddělením společnosti, kontrolovány nebudou. Jejich změny jsou velmi malé a součásti samotné jsou předimenzované. Aby došlo k snížení hmotnosti stroje, není nutné každou součást optimalizovat. U traktoru je tato hmotnost na druhou stranu vyžadována a sám stroj se z vnějšku dovažuje závažím. Důvodem je zajištění co největšího přenosu síly na kola a zamezení prokluzu kol. Po dohodě s konstruktéry společnosti Zetor, nebudou součásti kontrolovány na silové účinky od brzdění. Nové součásti jsou značně zesíleny oproti původním. Původní součásti jsou dle poskytnutých informací předimenzované a nové jsou oproti nim ještě silnější. Navíc došlo k implementaci více součástí do jedné. Tím se docílilo zvýšení tuhosti brzdového koše. Proto po dohodě s výrobcem traktorů nebude provedena kontrola pevnosti tohoto zatěžovacího stavu, i když dojde k navýšení silového působení na nové součásti.

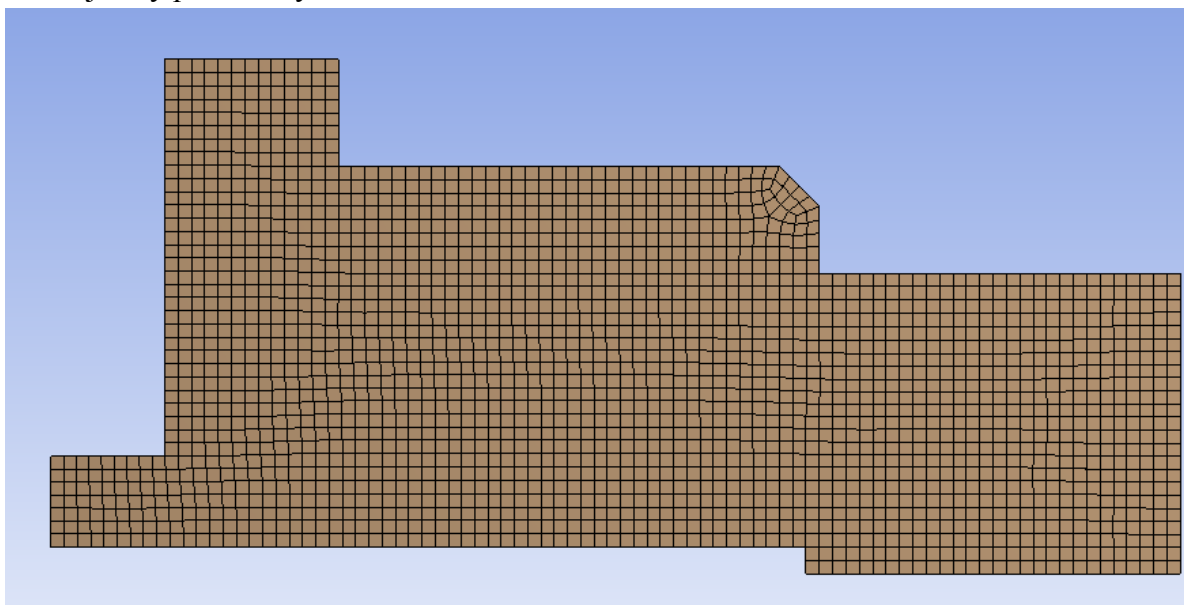
Výpočet bude proveden v programu Ansys 14 Workbench. Pevnostní výpočet bude proveden jako výpočet 2D. Bude využita funkce „Axisymmetric“. Díky tomu, že obě součásti mají okrajové podmínky a tvar rotačně symetrický (při odstranění děr, které na pevnostní vlastnosti součásti vliv nemají), je možné tuto funkci využít. Tím dojde ke zkrácení výpočtového času a možnosti provést velmi jemné síťování součásti, díky němuž dostaneme velmi přesné výsledky. Zatěžovat a síťovat se tedy bude pouze průřez každé součásti. Program si poté sám dopočítá, že součást i okrajové podmínky a zatížení jsou rotačně symetrické. Podmínkou je, aby osa rotace součásti byla osa y. Program Ansys při axisymetrických úlohách používá prvek Plane 183.

5.1 KONTROLA PEVNOSTI NOVÉ SOUČÁSTI „DESKA LEVÁ“ (96.227.406)

Tvar a funkce této součásti byly popsány v předchozí kapitole. Součást je vyrobena z materiálu 42 2420. Jedná se o šedou litinu s mezí pevnosti 200 MPa.

5.1.1 SÍŤ A OKRAJOVÉ PODMÍNKY NOVÉ SOUČÁSTI „DESKA LEVÁ“

V modelu součásti a průřezu nejsou uvažovány zaoblení hran a malá zkosení. Dále se neuvažují díry pro šrouby.

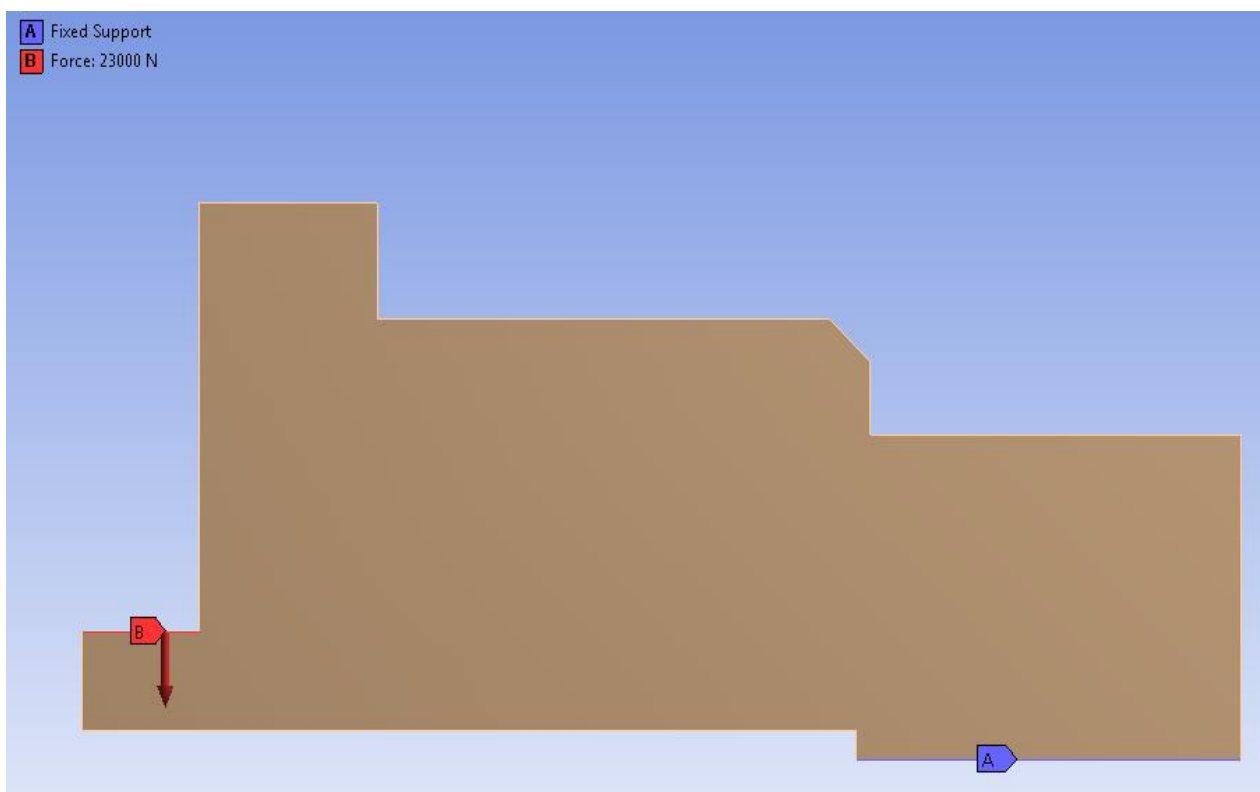


Obr.29 Mapovaná síť průřezu novou součástí „deska levá“ (96.227.406)



Síť byla navržena jako mapovaná s velikostí prvku 1 mm. Takto jemná síť je pro přesné výsledky dostačující. Byla provedena analýza sítě, při níž bylo zjištěno, že menší prvek už nemá na výsledky vliv a pouze prodlužuje výpočetní čas.

Analýza sítě byla provedena tak, že po vytvoření sítě se zmenšovala velikost prvku. Jeden krok zmenšení byl 0,5 mm. Po každém zmenšení program Ansys přepočítal výsledky. Po použití prvku menším jak 1 mm se výsledky téměř nemění, což dokazuje dostatečnou hustotu sítě.

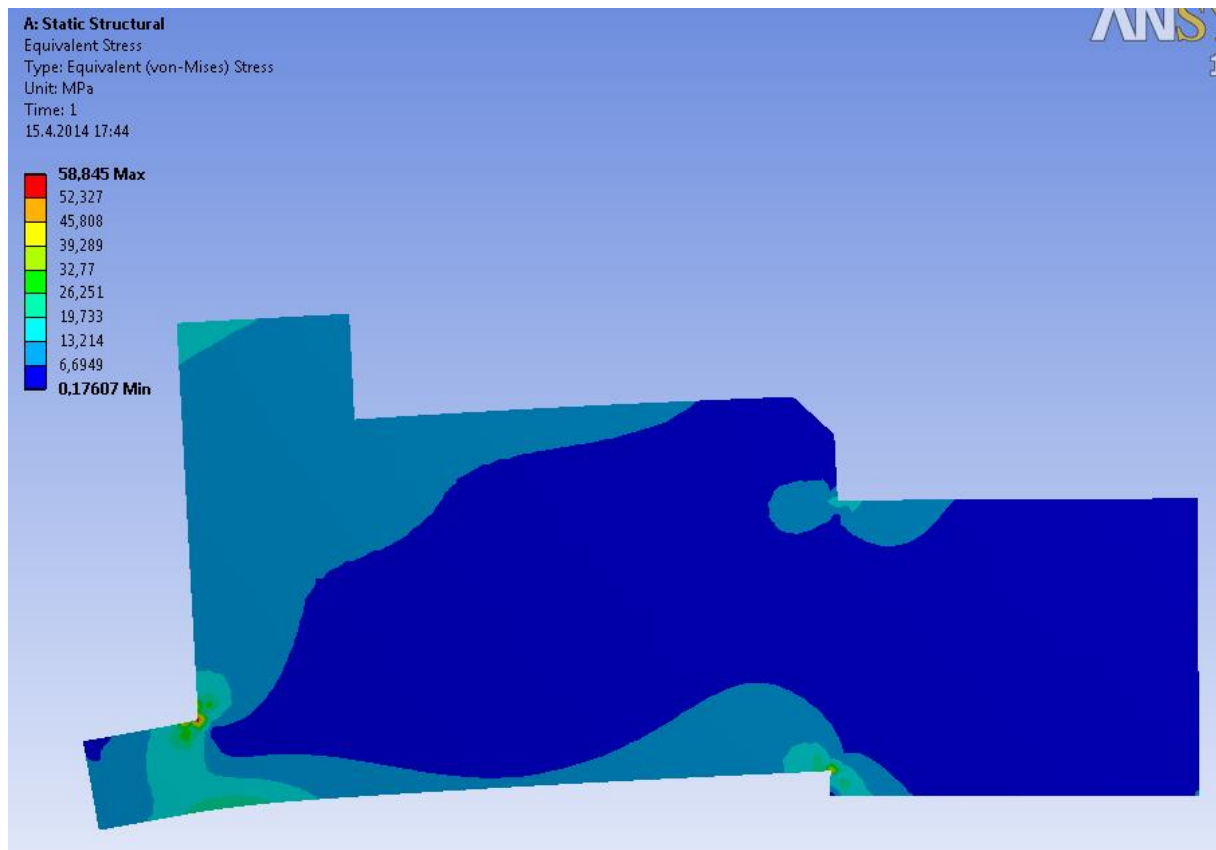


Obr.30 Okrajové podmínky nové součásti „deska levá“ (96.227.406)

Kontrola pevnosti nové součásti levé strany rozvodové skříně proběhne pro jeden zatěžovací stav. Tento stav nastane, pokud dojde při jízdě traktoru k sepnutí uzávěru diferenciálu. V tento okamžik dojde k přenesení axiální síly od uzávěru na ložisko diferenciálu 97-1398. Toto ložisko zachytí sílu od uzávěry diferenciálu a zároveň zachycuje axiální sílu, která vzniká rozložením sil na kuželovém soukolí diferenciálu. Součet těchto sil byl oddělením konstrukce převodovek stanoven na 23 kN. Na obr. 30 je směr a plocha, na kterou tato síla působí, zakreslena pod označením B. Součást je zachycena pevnou vazbou na ploše pod označením A.

5.1.2 DEFORMACE A NAPĚTÍ NOVÉ SOUČÁSTI „DESKA LEVÁ“

Napětí je vypočteno dle teorie HMM. Velikost absolutní deformace je důležitá z důvodu návaznosti na diferenciál. Pokud by deformace byly příliš veliké, mělo by to vliv na vůli v soukolí diferenciálu.



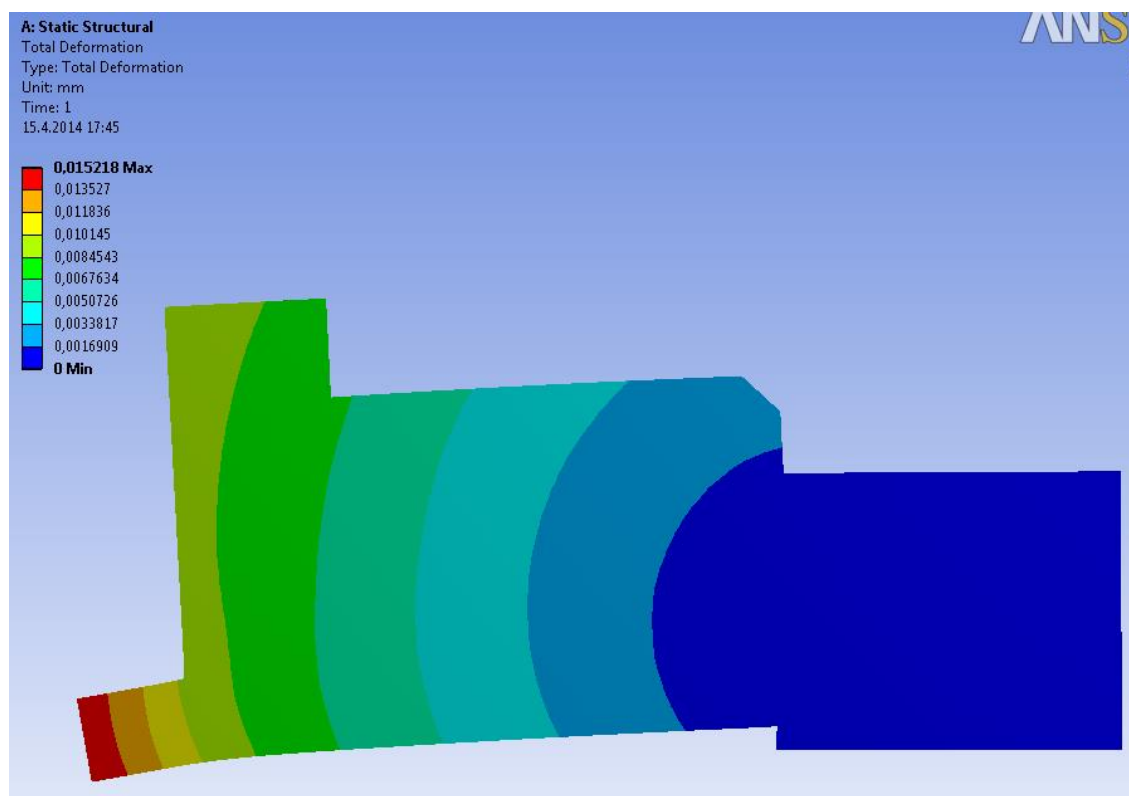
Obr.31 Velikost napětí v nové součásti „deska levá“ (96.227.406)

$$k_l = \frac{R_m}{\sigma_l} = \frac{200}{58,845} = 3,4 \quad (15)$$

- Kde: k_l - bezpečnost vůči mezi pevnosti součásti „deska levá“ [-]
 R_m - mez pevnosti šedé litiny v tahu [MPa]
 σ_l - maximální vypočítané napětí v součásti „deska levá“ [MPa]

Nebezpečné místo levé součásti je roh u osazení ložiska. Toto místo bylo vyhodnoceno jako nebezpečné z důvodu zeslabení tohoto osazení oproti původní součásti. Podle obr. 31 je viditelné, že i dle výpočtu je v tomto místě největší napětí. Dle rovnice 15 je ale bezpečnost tohoto místa více než 3, což je pro tento případ vyhovující.

Největší deformace této součásti vznikají na konci osazení ložiska. Z průběhu napětí je to očekávané. Deformace má vliv na vymezení vůlí v diferenciálu a na vůli válečkového ložiska, které zachytává axiální síly diferenciálu. Tyto deformace musejí proto být nepatrné. Na obr. 32 je vidět, že maximální deformace je 0,015 mm. Deformace nijak neovlivní ložiska ani diferenciál.



Obr.32 Velikost deformací v nové součásti „deska levá“ (96.227.406)

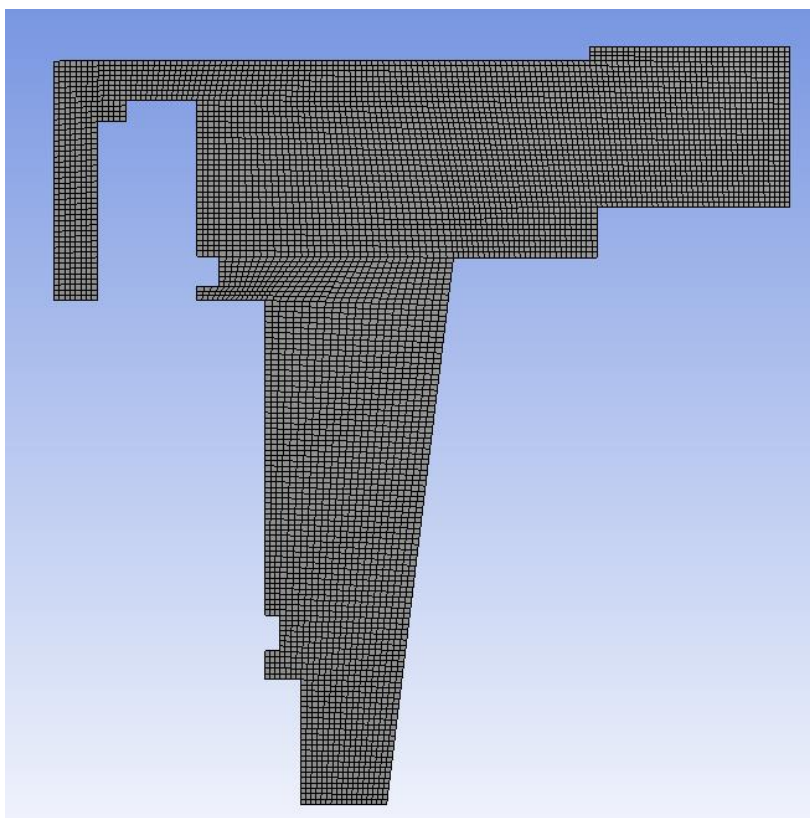
5.2 KONTROLA PEVNOSTI NOVÉ SOUČÁSTI „DESKA PRAVÁ“ (96.227.401)

Geometrie a funkce součástí jsou popsány v kapitole 4. Pravá deska je vyrobena z šedé litiny 42 2420. Tento materiál má mez pevnosti stejný jako levá deska a to 200 MPa.

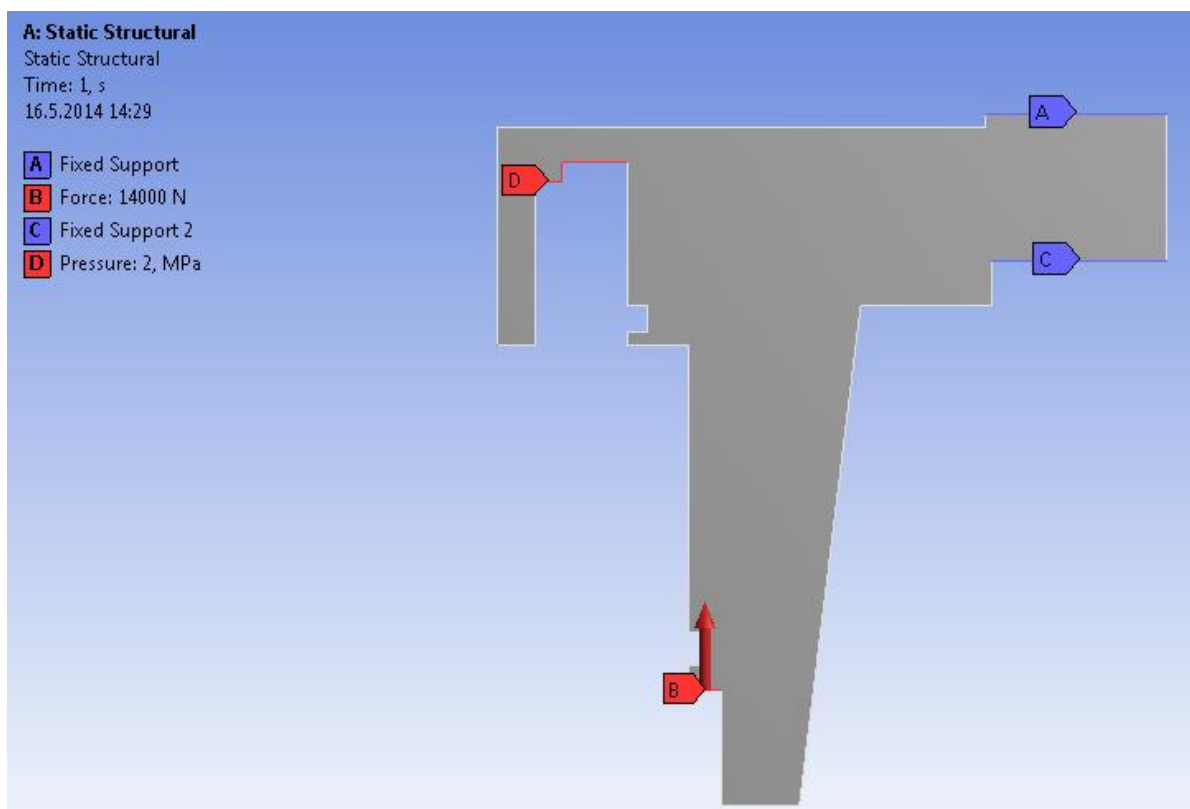
5.2.1 SÍŤ A OKRAJOVÉ PODMÍNKY NOVÉ SOUČÁSTI „DESKA PRAVÁ“

V modelu součásti jsou vynechány malé zaoblení a zkosení. Také neuvažujeme pro výpočet díry v součásti. Tyto prvky nejsou pro pevnostní výpočet součásti důležité a ve výsledku by hrály velmi malou roli. Síť je mapovaná s velikostí prvku 0,5 mm. S ohledem na kvalitu sítě byl zvolen takto malý prvek, protože některé osazení a stěny jsou velmi tenké. Musí být dosaženo pravidla, aby na tloušťce stěny byly alespoň tři prvky. Tato podmínka byla splněna.

Zatěžovací stav kontroluje součást při jízdě stroje v okamžiku sepnutí uzávěru diferenciálu, kdy nedochází k brzdění. V tomto případě je uvažováno zatížení od síly, kterou zachytává axiální ložisko 15.154.902, jež je zalisováno v součásti „deska pravá“, a zatížení od tlaku oleje, který ovládá píst uzávěru diferenciálu. Síla, kterou zachytává ložisko, byla konstrukčním oddělením převodovek stanovena na 14 kN. Při tomto zatížení je nebezpečné místo osazení ložiska. Tlak, kterým je ovládán píst uzávěru, je 20 barů. Zde je kritickým místem tenká stěna na čele součásti, která tvoří dno prostoru pod pístem. Poloha síly a pevných vazeb je zobrazena na obr. 33.



Obr.33 Mapovaná síť průřezu novou součástí „deska pravá“ (96.227.401)

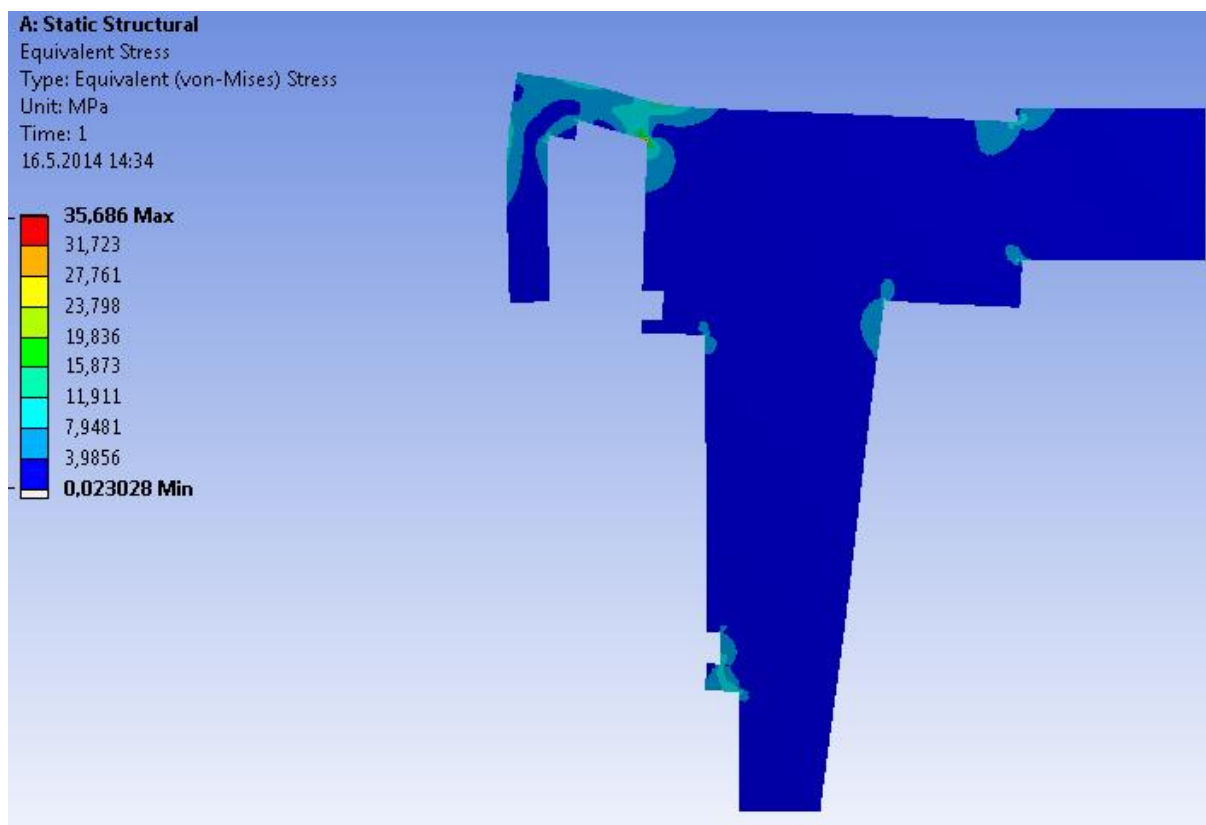


Obr.34 Okrajové podmínky nové součásti „deska pravá“ (96.227.401)



5.2.2 DEFORMACE A NAPĚTÍ NOVÉ SOUČÁSTI „DESKA PRAVÁ“

Napětí je počítáno stejně jako v kapitole 5.1.2 dle teorie HMM. Deformace součásti ovlivňují vůle v diferenciálu a vůle ložisek.



Obr.35 Velikost napětí v nové součásti „deska pravá“ (96.227.401)

$$k_p = \frac{R_m}{\sigma_p} = \frac{200}{35,69} = 5,6 \quad (16)$$

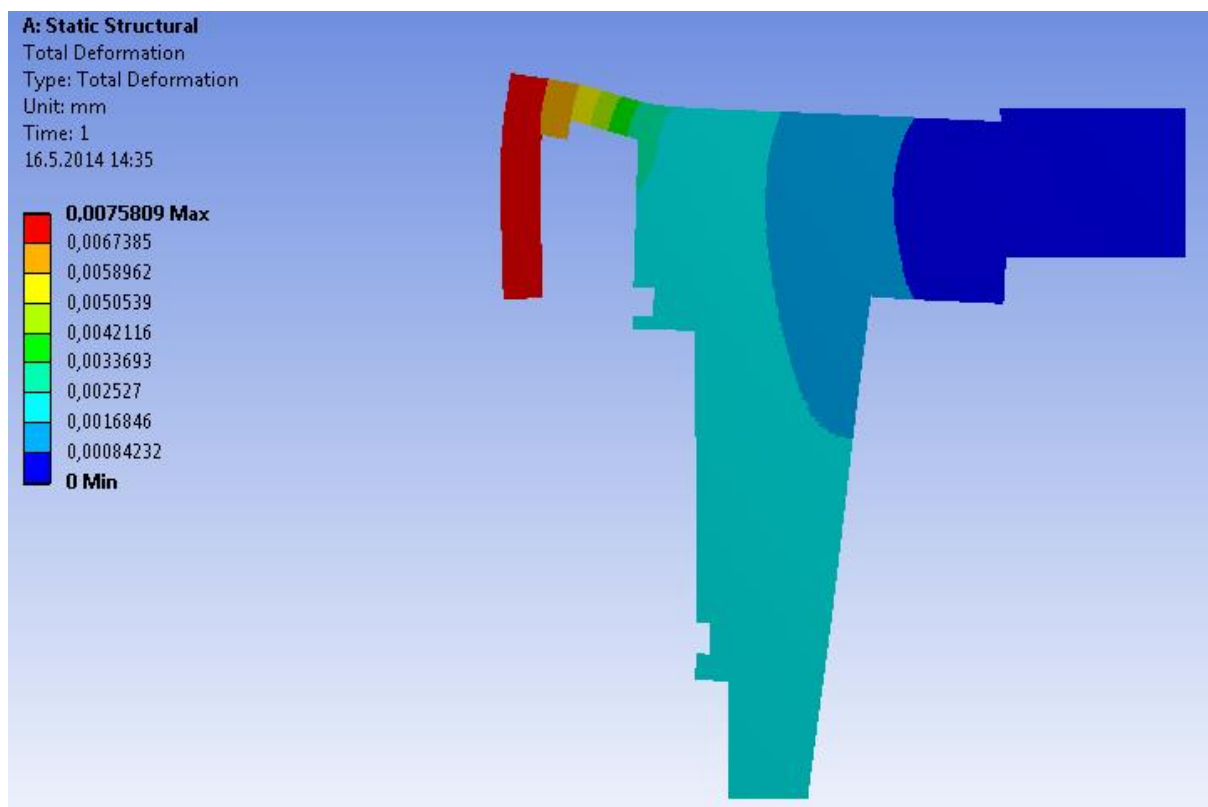
Kde: k_p - bezpečnost vůči mezi pevnosti součásti „deska pravá“ [-]

R_m - mez pevnosti šedé litiny v tahu [MPa]

σ_p - maximální vypočítané napětí v součásti „deska pravá“ [MPa]

V případě pravé desky je bezpečnost vůči mezi pevnosti 5,6. Tato hodnota nám ukazuje, že součást by se dala materiálově optimalizovat. Tato možnost ale prováděna nebude. Traktor by se tím odlehčil na zadní nápravě, což je nežádoucí. Traktory této výkonové kategorie se dotěžují litinovým závažím v zadních kolech. Obě nebezpečná místa splňují podmínku bezpečnosti s velkou rezervou.

Velikosti deformací jsou také velmi malé. V řádu tisícín milimetrů nemůže mít deformace vliv na vůle diferenciálu či těsnost pístu v pravé desce. Největší deformace jsou v místě nejmenšího průměru součásti, a to na vnitřní stěně těsnící plochy boku pístu.



Obr.36 Velikost deformací v nové součásti „deska pravá“ (96.227.401)

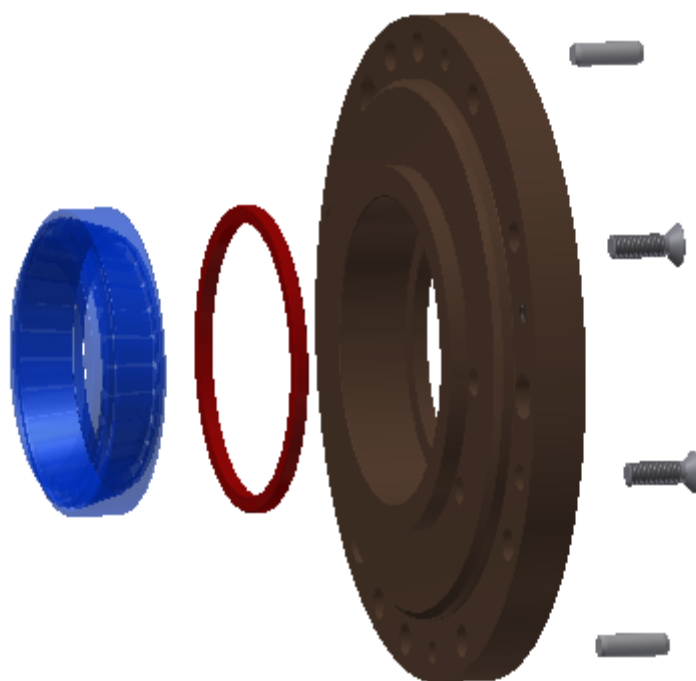


6 NÁVRH ZMĚNY MONTÁŽNÍHO POSTUPU

V této kapitole bude popsán návrh nového montážního postupu. Při návrhu změny konstrukce dojde k takovým změnám součástí, že ovlivní montážní postup. Montážní postup bude popsán jen do té míry, do jaké mají konstrukční změny vliv na změnu montáže.

Levá strana rozvodové skříně

- 1) Do součásti „deska levá“ (96.227.406) z čela nalisovat dva čepy 10x30 (99-6505) s přesahem na čele alespoň 10 mm.
- 2) Do otvoru pro ložisko vložit vymešovací kroužek 15.154.005.
- 3) Do otvoru pro ložisko nalisovat vnější klec ložiska 32017AX (97-1398).
- 4) Sestavu našroubovat do rozvodové skříně pomocí dvou šroubů se zapuštěnou hlavou M10x30 (99-2338).



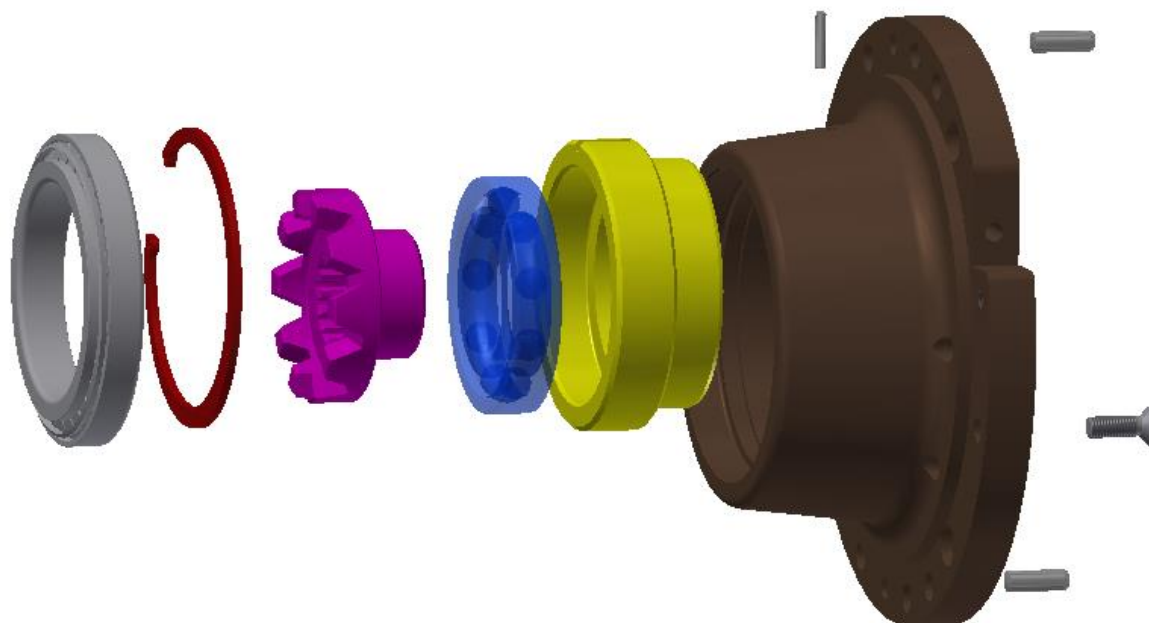
Obr.37 Součásti montované na levou stranu rozvodové skříně

Pravá strana rozvodové skříně

- 1) Do součásti „deska pravá“ (96.227.401) z čela nalisovat dva čepy 10x30 (99-6505) s přesahem na čele alespoň 10 mm.
- 2) Do otvoru na zkosené ploše pravé desky zalisovat kolík 5x26 bez přesahu ven ze součásti.
- 3) Do drážky pro o-kroužek v pravé desce vložit o-kroužek 116x3,5.
- 4) Do pístu 96.154.425 nalisovat kuličkové ložisko 6212 (97-1043).
- 5) Do ložiska 6212, které je nalisované v pístu, nalisovat objímku uzávěry (96.154.026).
- 6) Do drážky pro o-kroužek na pístu 96.154.425 vložit o-kroužek 88x3.



- 7) Píst s o-kroužkem a nalisovaným ložiskem a objímkou uzávěrky vložit do pravé desky pístem napřed tak, aby drážka v pístu měla stejnou polohu jako vyčnívající kolík 5x26.
- 8) Píst zajistit proti uvolnění z pravé desky pojistným kroužkem vnitřním.
- 9) Do pravé desky nalisovat vnější klec válečkového ložiska Timken T4CB100 (15.154.902).



Obr.38 Součásti montované na pravou stranu rozvodové skříně

Montáž diferenciálu

- 1) Do rozvodové skříně vložit diferenciál s talířovým kolem a ložisky 15.154.902 a 97-1398.
- 2) Na levé straně nasadit ložisko do vnější klece v levé desce (96.227.406).
- 3) Na pravé straně nasadit ložisko do vnější klece v pravé desce (96.227.401) a pravou desku přišroubovat dvěma šrouby se zapuštěnou hlavou M10x30 (99-2338).
- 4) Vymezit vůle ložisek dle původního postupu.
- 5) Připevnit potrubí pro tlakový olej pomocí koncových šroubení k rozvodové skříně a pravé desce.

Snížením počtu součástí a snížením počtu šroubovaných spojů dojde ke zkrácení montážního času. Ostatní části montáže brzdového systému a diferenciálu budou probíhat stejně.



7 VLIV NAVRŽENÝCH ZMĚN NA KALKULACI TRAKTORU

Posledním cílem práce je zhodnotit vliv navržených konstrukčních změn na kalkulaci stroje. Nejdříve bude posouzena cena současných součástí vůči předpokládané ceně nových součástí. Následně budou zhodnoceny náklady na proces vytvoření nových součástí, tedy vytvoření nových forem pro lití atd. Tato kapitola je vytvořena ve spolupráci s oddělením „sourcing“ společnosti Zetor Tractors a.s.

7.1 POSOUZENÍ CENY JEDNOTLIVÝCH SOUČÁSTÍ

V návrhu změny konstrukce došlo k nahrazení některých součástí jednou součástí novou. Dále došlo k úpravě rozměrů některých současných součástí. V neposlední řadě dojde ke zvětšení počtu brzdových lamel a pevných brzdových lamel. Toto jsou okolnosti, které mají vliv na cenu brzdového koše. Dále budou posuzovány pouze ty součásti, kterých se týkají změny. Součásti, které zůstanou nezměněné, ale jsou součástí brzdového koše, hodnoceny nebudou. Každá součást je vyráběna na jiném místě a některé součásti si společnost Zetor vyrábí sama. Jiné součásti jsou zadány na odlití externím dodavatelům a následně v Zetoru obrobena. Další součásti kompletně vyrábí externí dodavatelé. To je důvod pouze odhadu ceny některých součástí. Přesnou cenu by dodavatel stanovil až po vyrobení prototypu součástí. Změna ceny bude vztahována k sestavě součástí, které tvoří brzdový koš.

Pravý brzdový koš

Tab.4 Kalkulace součástí současného a navrženého pravého brzdového koše

Původní součást	Označení součásti	Počet kusů	Současná cena [Kč bez DPH/kus]	Nová součást	Označení součásti	Počet kusů	Nabídková cena [Kč bez DPH/kus]
víčko	96.154.028	1	401	deska pravá	96.227.401	1	1140
deska pravá	16.227.001	1	480				
příruba pravá	15.154.004	1	598				
čep	16.227.004	1	36	čep	96.227.404	1	36
píst	96.154.025	1	235	píst	96.154.425	1	235
hřídel diferenciálu pravá	78.161.003	1	1024	hřídel diferenciálu pravá	96.161.403	1	1080
brzdový čep	96.227.003	2	60	brzdový čep	96.227.403	2	60
těleso brzdy	26.227.006	1	988	těleso brzdy	96.227.406	1	1044
brzdová lamela	16.227.901	5	230	brzdová lamela	16.227.901	6	230
brzdová lamela pevná	16.227.902	3	180	brzdová lamela pevná	16.227.902	4	180
celkem za pravý brzdový koš			5572	celkem za pravý brzdový koš			5755

Podle tab. 4 je patrné, že došlo ke zvýšení ceny pravého brzdového koše o 183 Kč bez DPH tedy nárůst ceny o 3,3%. Tato změna zahrnuje pouze hodnotu jednotlivých součástí, které mají vliv na změnu navrhované konstrukce brzdového systému. Toto zvýšení ceny je v porovnání s cenou stroje velmi malé. V sériové výrobě by toto zdražení hrálo malou roli.



Levý brzdový koš

Tab.5 Kalkulace součástí současného a navrženého levého brzdového koše

Původní součást	Označení součásti	Počet kusů	Současná cena [Kč bez DPH/kus]	Nová součást	Označení součásti	Počet kusů	Nabídková cena [Kč bez DPH/kus]
deska levá	16.227.006	1	581	deska levá	96.227.006	1	861
příruba levá	15.154.003	1	368				
čep	16.227.004	1	36	čep	96.227.404	1	36
hřídel diferenciálu levá	78.161.004	1	908	hřídel diferenciálu levá	96.161.404	1	963
brzdový čep	96.227.003	2	60	brzdový čep	96.227.403	2	60
těleso brzdy	26.227.006	1	988	těleso brzdy	96.227.406	1	1044
brzdová lamela	16.227.901	5	230	brzdová lamela	16.227.901	6	230
brzdová lamela pevná	16.227.902	3	180	brzdová lamela pevná	16.227.902	4	180
	celkem za levý brzdový koš		4691		celkem za levý brzdový koš		5124

Z tabulky 5 je patrné, že dojde k navýšení ceny levého brzdového koše o 433 Kč bez DPH, což v procentuálním vyjádření způsobuje nárůst o 9,23%. Toto zvýšení hodnoty levého koše je větší než v případě pravého. Navýšení ceny je ovšem také velmi malé v porovnání s výrobní hodnotou stroje Forterra HSX.

Celkový rozdíl pořizovací ceny brzdového systému

V součtu pořizovacích cen nových součástí je rozdíl současného stavu a navrhovaného 616 Kč bez DPH. Pokud by navrhovaný systém prošel testováním a byl spolehlivý tak jako současný systém, je nárůst ceny velmi malý a na kalkulaci stroje by se projevil nepatrně.

Po konzultaci s oddělením Sourcing nebyly do této kalkulace zahrnuty některé spojovací materiály a jiné změny, které mají pouze haléřovou hodnotu. Jedná se o změnu těsnících kroužků pístu uzávěru diferenciálu. Jejich zvětšení nemá vliv na cenu systému. Další nezapočtenou součástí je pojistný kroužek vnitřní pro díru o průměru 135 mm. Tento kroužek by v sériové výrobě a nákupu několika set kusů měl hodnotu několik korun. Jeho vliv na kalkulaci stroje je tedy minimální. Dále není uvažováno prodloužení kolíku 99-6452 na 26 mm. Tyto změny by cenu zvedly o několik korun. Na druhou stranu by cenu o několik korun snížil fakt, že nejsou v kalkulaci odečteny šrouby pro spojení víčka (96.154.028) s pravou přírubou (15.154.004). Jedná se o 8 šroubů M8x22. Tento šroub má také haléřovou hodnotu. Na závěr není uvažovaná změna tvaru přírodního potrubí kapaliny k pístu uzávěry diferenciálu. Změna má vliv pouze na výrobní čas potrubí. Nový tvar potrubí je na výrobu rychlejší, takže by změna vedla ke snížení ceny systému.



7.2 VEDLEJŠÍ NÁKLADY SPOJENÉ SE ZMĚNOU KONSTRUKCE

Je třeba uvést náklady, které přináší úprava systému a které není možné zanést do ceny jednotlivých součástí. Tyto náklady lze zhodnotit až po určitém množství vyrobených kusů. Na druhou stranu dojde ke snížení nákladů tím, že se sníží doba montáže.

Nové modely a formy pro odlití součástí

Nově vytvořené součásti jsou z šedé litiny. Je tedy nutné vytvořit pro ně nové modely a formy pro lití. Jedná se o píst (96.154.425), desku pravou (96.227.401) a desku levou (96.227.406). Dále bude třeba vyrobit novou formu a model pro součást tělesa brzdy (96.227.414). Změna některých jeho rozměrů zapříčinila změnu odlitku. Dle dodavatelů odlitků je hodnota jednoho nového modelu a formy cca 50 000 Kč.

Nové upínací přípravky a obráběcí nástroje

Tato změna má vliv na téměř všechny upravované součásti. Je třeba nakoupit nové čelisti pro upnutí desky pravé (96.227.401), desky levé (96.227.406), pístu (96.154.425) a pravé hřídele diferenciálu (96.161.403). Cena jedné upínací sady se pohybuje v rozmezí 15 000 – 30 000 Kč. Dále je třeba nakoupit novou frézu pro obrábění evolventního drážkování pravé hřídele diferenciálu (96.161.403). Z technologických důvodů je nutný její menší průměr. Hodnota nové frézy je cca 45 000 Kč. Tyto náklady nelze započítat do ceny součástí. Pro změnu brzdového systému jsou nezbytné, ale jejich vliv na kalkulaci v případě sériové výroby sta kusů ročně není tak veliký, jak by se dle pořizovacích cen mohlo zdát.

Zkrácení montážního času

Tento faktor má za následek snížení ceny systému. Jeho přesná hodnota by se dala stanovit po výrobě prototypů a vyzkoušení montážního času. Jedná se tedy pouze o předpoklad vlivu na kalkulaci výroby stroje.



ZÁVĚR

Traktor je velmi často využívaný pracovní stroj. Proto je nutné, aby konstruktéři tyto stroje nadále vyvíjeli, už jen z prostého důvodu konkurenceschopnosti. Zákazník požaduje spolehlivost a ekonomičnost stroje za co možná nejnižší cenu. I to bylo důvodem pro zadání této práce, jež měla za úkol navrhnout úpravu brzdového systému za účelem zvýšení brzdného účinku.

V diplomové práci byl použit CAD systém a program pro simulaci pevnostního výpočtu některých dílů.

V první fázi práce byla provedena rešerše současného řešení brzd traktorů světových výrobců, jejichž systémy fungují několik let. Dále byly provedeny a zhodnoceny zkoušky brzd traktoru Forterra HSX dle normy EU. Následujícím krokem bylo popsání a vypočítání základních parametrů současného brzdového systému. Na základě těchto výsledků byly navrženy úpravy systému. Podle požadavků výrobce byly vytvořeny 3D modely součástí upravených tak, aby došlo k vytvoření dostatečného prostoru pro brzdovou lamelu navíc. Součásti musely být vytvořeny nebo upraveny tak, aby nedošlo k zásahu do odlitku rozvodové skříně a mechanismu diferenciálu zadní nápravy. Dalším požadavkem bylo, aby změny měly co nejmenší vliv na ekonomiku výroby stroje. Následně byla provedena pevnostní analýza vybraných součástí. S ohledem na změny byly popsány úpravy montážního postupu. Nakonec byly vytvořeny výkresy upravovaných součástí dle zvyklostí výrobce Zetor. Podle těchto výkresů dodavatelé zacenili provedené úpravy a bylo provedeno vyhodnocení ekonomického hlediska provedených změn.

V konečné variantě došlo k vyhovění požadavkům výrobce. Navržený systém zvětšil třecí plochu brzd o 20 % zvětšením počtu brzdových lamel a pevných brzdových lamel do pravého i levého brzdového koše o jeden kus. Tím dojde ke snížení ovládací síly brzd při zachování stejného brzdného účinku, nebo ke zvýšení brzdného účinku při zachování ovládací síly. Součásti splňují bezpečnost vůči pevnosti materiálu a to s minimální hodnotou $k=3,4$. Na základě nového montážního postupu byl vytvořen předpoklad zkrácení doby montáže, což má pozitivní ekonomický vliv na sériovou výrobu. Kalkulace úprav součástí ukázala, že navýšení ceny součástí brzdových košů je pouze o 616 Kč bez DPH. Částka je v porovnání s hodnotou stroje zanedbatelná.

Práce na této diplomové práci byla pro mě velmi přínosná. Měl jsem možnost se seznámit s prací konstruktéra ve společnosti Zetor Tractors a.s. Také jsem se detailně obeznámil s brzdovým systémem traktoru Forterra HSX. Měl jsem možnost si rozšířit znalosti práce s CAD programem a programem pro pevnostní výpočet. Touto prací jsem získal cenné zkušenosti při konstrukci sestavy. Byl jsem omezen nejenom prostorově, ale i skutečností maximálního zachování stávajících součástí v okolí navrhovaných změn.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. *Traktory*. Praha: Profi Press, 2006. ISBN 80-86726-15-0.
- [2] Traktor Zetor Forterra HSX. [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.zetor.cz/traktor-zetor-forterra-hsx>
- [3] Interní zdroje firmy Zetor Tractors a.s.
- [4] ES 2010/0349 (COD). *Směrnice evropského parlamentu a rady o brzdových zařízeních kolových zemědělských a lesních traktorů*. Brusel, 2010.
- [5] Valtra Spare part description. [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: [http://www.valtra.co.uk/extras/documents/050_\(kuvat_pienenn_\)_N.pdf](http://www.valtra.co.uk/extras/documents/050_(kuvat_pienenn_)_N.pdf)
- [6] CNH parts & service. [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <https://ngpc.cnh.com/Lp/es/cfo/ncs.fve>
- [7] SEMETKO, J. a kol. *Mobilní energetické prostředky 2*. Bratislava: Příroda, 1985.
- [8] John Deere 6930 Premium. [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.tractorum.it/articoli-delle-prove/trattori/312-john-deere-6930-premium?showall=&start=7>
- [9] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [10] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-636-2.
- [11] VLK, F. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2000. ISBN 80-234-6573-0.
- [12] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albrapedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

a	[m/s]	zpoždění brzděného vozidla
a _{min}	[m/s]	minimální zpomalení traktoru
E _k	[J]	kinetická energie vozidla
F _l	[N]	síla působící na obložení brzdové lamely
F _b	[N]	maximální síla působící na brzdový pedál podle směrnice EU
G	[N]	tíha traktoru
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
i	[-]	celková násobnost ovládací síly provozní brzdy
k _l	[-]	bezpečnost vůči mezi pevnosti součásti „deska levá“
k _p	[-]	bezpečnost vůči mezi pevnosti součásti „deska pravá“
m	[kg]	hmotnost vozidla
m ₁	[kg]	hmotnost traktoru připadající na brzděnou nápravu
p	[MPa]	tlak působící na obložení brzdové lamely
r ₁	[mm]	vnější průměr obložení lamely
r ₂	[mm]	vnitřní průměr obložení lamely
r _{p1}	[mm]	vnější poloměr plochy původního pístu
r _{p2}	[mm]	vnitřní poloměr plochy původního pístu
r _{pn1}	[mm]	vnější poloměr plochy nového pístu
r _{p2}	[mm]	vnitřní poloměr plochy nového pístu
R _m	[MPa]	mez pevnosti šedé litiny v tahu
S _l	[mm ²]	plocha obložení lamely
S _p	[mm ²]	plocha původního pístu, na kterou působí tlak oleje
S _{pn}	[mm ²]	plocha nového pístu, na kterou působí tlak oleje
S _{max}	[m]	maximální brzdná dráha
t ₁	[s]	reakční doba řidiče
t ₂	[s]	reakční doba brzdového systému



v	[km/h]	maximální konstrukční rychlost
μ	[-]	součinitel záběru
σ_l	[MPa]	maximální vypočítané napětí v součásti „deska levá“
σ_p	[MPa]	maximální vypočítané napětí v součásti „deska pravá“



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1.:	Výkres součásti	(96.154.425)
Příloha 2.:	Výkres součásti	(96.227.406)
Příloha 3.:	Výkres součásti	(96.227.401)
Příloha 4.:	Výkres sestavy	(96.154.400)