

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

NÁVRH TESTOVACÍHO STAVU PRO STANOVENÍ OPOTŘEBENÍ U KONTAKTU ŽELEZNIČNÍHO KOLA A KOLEJNICE

DESIGN OF A TEST CONDITION FOR DETERMINING THE WEAR AT THE CONTACT OF A RAILWAY
WHEEL AND RAIL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Matouš Rec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

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

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

Návrh testovacího stavu pro stanovení opotřebení u kontaktu železničního kola a kolejnice

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Železniční doprava je vzhledem k větší bezpečnosti a menšímu zpoždění z důvodu vzniku kolon stále více vyhledávanějším způsobem dopravy. Kolejová vozidla však značně ovlivňují své okolí hlukem. Podíl na tomto hluku má bezesporu i vzájemný kontakt kolejnice a kola. Při návrhu kola je však nutné vzít v úvahu opotřebení kola a vliv na jeho chování v průběhu provozu.

Cíle diplomové práce:

- Provést rešerši.
- Zhodnotit fenomén opotřebení z hlediska řešení v odborné literatuře.
- Sestavit přehled jednotlivých přístupů řešení opotřebení.
- Navrhnout vlastní koncepční návrh testovacího stavu.
- Provést kontrolní výpočty jednotlivých uzlů testovacího stavu.

Seznam doporučené literatury:

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

CHEN, Xiaolin a Yijun LIU. Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench. Second edition. Boca Raton: Taylor and Francis ; CRC Press, 2018, xiii, 457 stran, ISBN: 9781138486294

LAWRENCE, Kent L. ANSYS workbench tutorial: structural & thermal analysis using the ANSYS workbench release 14 environment. Mission: SDC Publications, 2012, ISBN 978-1-58503-754-4.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá problematikou opotřebení železničního kola a kolejnice. Opotřebení těchto komponent je závislé na mnoha parametrech, mezi které patří kontaktní napětí, kontaktní tlak a rozměry kontaktní plochy. Tyto parametry jsou určeny především jízdním obrysem kola, profilem kolejnice a zatížením kontaktní oblasti. Významný vliv na opotřebení mají i materiály kol a kolejnic, drsnosti a tvrdosti funkčních ploch, nebo například zbytkové napětí v materiálu. Pro všechny výše uvedené parametry je společné, že jsou určeny již při výrobě železničních kol a kolejnic a jsou tedy dány normami pro výrobu těchto komponent. Na opotřebení mají ovšem významný vliv i parametry, které se v průběhu provozu mění, což je například přítomnost kontaminantů, nebo maziva v kontaktu, měnící se jízdní obrys vlivem opotřebení, poměr skluzu, nebo koeficient tření. Opotřebení je proces, který nelze při této aplikaci eliminovat, ale pouze korigovat. K tomuto účelu slouží například aplikace maziva do kontaktu při průjezdu obloukem pro dosažení ideálního koeficientu tření, nebo údržbové broušení pro obnovu jízdních obrysů. Výzkum opotřebení je důležitý z hlediska finanční úspory, kterou může přinést jeho optimalizace a také z hlediska predikce opotřebení, což je základ pro nastavení optimálních intervalů mezi údržbovým broušením. Kvalitní predikce opotřebení je také klíčovým oborem pro zvýšení bezpečnosti provozu železničních vozidel. Z těchto důvodů je opotřebení zkoumáno hned několika metodami, jako jsou například výpočetní modely, multi-body dynamics software a technické experimenty. V této práci je proveden koncepční návrh testovacího stavu, který umožňuje výzkum opotřebení experimentálním přístupem. Výsledné zařízení je schopné simulovat objemové i únavové opotřebení při stavech, kterými reálné železniční kolo a kolejnice procházejí. Toto zahrnuje jízdu po rovné trati, průjezd obloukem, nebo například prokluz kola při brzdění.

KLÍČOVÁ SLOVA

Železniční kolo, kolejnice, objemové opotřebení, únavové opotřebení, testovací zařízení, kontaktní napětí, kontaktní tlak, skluz, koeficient tření

ABSTRACT

This diploma thesis focuses on the issue of a wear of a railway wheel and a rail. The wear of the components depends on a number of parameters including the contact stress, the contact pressure and the contact surface dimensions. Among the factors determining these parameters belongs primarily the wheel driving gauge, the rail profile and the load of the contact area. Furthermore, the material from which the wheels and rail are made, the roughness and hardness of the functional surfaces and the residual stress in the material have a significant impact on the wear. All the parameters mentioned above are designed for the production of the railway wheels and rails and therefore they meet the standards for the production of these components. However, the existence of the changeable parameters has also a significant impact on the wear. These parameters include the presence of contaminants, or lubricants in contact, the changing driving gauge due to the wear, the slip ratio or the friction coefficient. With the wear being an inevitable process during the application it cannot be eliminated but only controlled. Applying the lubricant into the contact when passing through the arc in order to achieve an ideal coefficient or the maintenance grinding for restoring the driving gauge can serve the purpose. If properly optimized, the importance of the wear research lies in the financial savings. Being the crucial factor for optimization of the intervals between the maintenance grinding, the research is also beneficial. A high-quality wear prediction can be seen as the key field in order to increase the safety of the railway vehicles operation as well. Therefore, the wear research is made using several methods, such as the computational models, the multi-body dynamics software and the technical experiments. This thesis introduces a conceptual design of the test, enabling the wear research via experimental approach. The final device is capable of a simulation of both volume and fatigue wear during the states the railway wheel and railway undergo including riding on the straight track, passing through an arc or a wheel slip during braking.

KEYWORDS

Railway wheel, rail, volume wear, fatigue wear, test device, contact stress, contact pressure, creepage, friction coefficient

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

REC, M. *Návrh testovacího stavu pro stanovení opotřebení u kontaktu železničního kola a kolejnice*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 100 s. Vedoucí diplomové práce Kamil Řehák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Bc. Matouš Rec

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Kamilovi Řehákovi Ph.D. za cenné rady a připomínky a příkladnou pomoc a vstřícnost při řešení práce. Děkuji i za ochotu, se kterou mi pomohl vytvořit tuto práci i při nelehkých podmínkách způsobených pandemií. Další poděkování patří také mé rodině, která při mně stála a podporovala mě v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	12
1 Železniční kolo	13
1.1 Jízdní obrys.....	13
1.2 Materiály kol	15
2 Kolejnice	18
2.1 Profil.....	18
2.2 Materiály kolejnic.....	18
3 Interakce železničního kola a kolejnice	21
4 Pojem opotřebení	24
4.1 Únava valivým kontaktem (RCF)	25
4.1.1 Povrchové trhliny	26
4.1.2 Podpovrchové trhliny	27
4.1.3 Vliv bílé fáze (WEL).....	28
4.1.4 Vliv teploty	29
4.1.5 Vliv oduhličené vrstvy	30
4.1.6 Vliv vodíku	31
4.1.7 Vliv mazání a kontaminantů	31
4.1.8 Broušení	33
4.2 Objemové opotřebení	33
5 Metody řešení opotřebení	35
5.1 Výpočetní modely	35
5.1.1 Archardův model.....	36
5.1.2 Zoboryův model.....	37
5.1.3 Srovnání jednotlivých modelů	38
5.2 Multi-body dynamics software.....	39
5.2.1 Místní kontaktní analýza.....	40
5.2.2 Gensys.....	40
5.2.3 Adams/rail.....	40
5.2.4 Urva.....	40
5.2.5 Simpack Rail.....	40
5.2.6 Srovnání	41
5.3 Experimentální přístup	41
5.3.1 SUROS.....	41
5.3.2 BU300	43
5.3.3 JD-1	44
5.3.4 Zařízení na National Traction Power Laboratory	45
5.3.5 Zařízení na Huddersfield university.....	46
5.3.6 Zařízení na Traffic Safety and Nuisance Research Institute.....	47
5.3.7 Zařízení s brzdou.....	48
5.3.8 Naklápěcí zařízení.....	49
5.3.9 Další zařízení.....	50

6	Poznatky z řešeršní části	51
7	Vlastní koncepční návrh	52
7.1	Volba rozměrů a profilů disků	52
7.1.1	Diskretizace modelu reálné situace	53
7.1.2	Použitá analýza	55
7.1.3	Okrajové podmínky reálné situace	55
7.1.4	Vyhodnocení analýzy	57
7.1.5	Tvorba modelu dvou disků	58
7.1.6	Diskretizace modelu disků	58
7.1.7	Okrajové podmínky dvou disků	59
7.1.8	Vyhodnocení analýzy	59
7.2	Volba pohonných členů	61
7.3	Návrh ramene	63
7.4	Volba hydraulického válce	67
7.5	Návrh uložení disku kola	69
7.5.1	Pevnostní kontrola	71
7.6	Rám zařízení	73
7.6.1	Model rámu	73
7.6.2	Diskretizace modelu	74
7.6.3	Nastavení kontaktů	75
7.6.4	Okrajové podmínky	76
7.6.5	Vyhodnocení analýzy	77
7.7	Měřicí prvky	79
7.7.1	Snímač zatížení	79
7.7.2	Snímač momentu	80
7.7.3	Enkodér	81
7.7.4	Měření polohy disku kola	82
7.8	Pohonné a měřicí řetězce	83
	Závěr	85
	Použité informační zdroje	88
	Seznam použitých zkratk a symbolů	97

ÚVOD

Železniční doprava je v dnešní době velice vyhledávaným způsobem dopravy, a to nejen v civilním sektoru, ale především v průmyslovém. Důvodem je, že oproti automobilové dopravě zajišťuje zejména na dálkových trasách vyšší pohodlí pro cestující. Spolehlivost tohoto dopravního prostředku je také velice vysoká, protože zde nehrozí, že uvázne v koloně, což umožňuje poměrně přesnou predikci času příjezdu. Tento způsob dopravy je vhodný zejména pro přepravu nákladů vyšších hmotností a na delší trasy, kde vykazuje daleko vyšší ekonomičnost než doprava silniční.

Naproti těmto výhodám ovšem stojí i řada problémů, jako je nízká flexibilita tohoto dopravního prostředku, dále také hluk a vibrace, kterými zatěžuje okolí a v neposlední řadě opotřebení, kterému železniční kolo a kolejnice podléhají. Opotřebení těchto součástí je předmětem studií mnoha autorů, kteří se tímto fenoménem zabývají z nejrůznějších úhlů pohledu. Jedním z nich je samotný mechanismus opotřebení, což je disciplína, která poskytuje základ pro všechny navazující, jako je například tvorba matematických modelů opotřebení. Tyto modely slouží především pro predikci opotřebení, která je nutná zejména pro určení vhodného intervalu mezi údržbovým broušením a mohou také sloužit například k vývoji nových jízdních obrysů kol a kolejnice. Existuje také celá řada softwarů, které se zabývají interakcí železničního kola a kolejnice z hlediska dynamiky, vibrací a hluku, nebo právě opotřebení. Dalším způsobem studia opotřebení je experimentální přístup, který může mít několik podob. Lze provádět výzkum na skutečné trati, což je ovšem časově a finančně velice náročné a nelze přesně definovat okrajové podmínky takovýchto simulací. Nicméně výsledky z těchto výzkumů jsou velice průkazné a popisují reálnou situaci se všemi jejími aspekty. Dalším způsobem je testovací okruh, což je metoda, která umožňuje definici téměř veškerých parametrů simulace a dosahuje také velice reálných výsledků. Ovšem náklady na stavbu takové tratě a dále také náklady na simulace jsou velice vysoké. Dalším problémem této metody je, že nelze jednoduše modifikovat veškeré parametry, jako je například geometrie trasy, nebo parametry materiálů. Nevýhody výše popsaných metod se snaží eliminovat poslední popsaná metoda, kterou je experimentální zařízení, jehož návrh je také předmětem této práce.

Experimentální zařízení jsou nejčastěji vyrobena za daným účelem, což může být například výzkum vibrací a hluku, adhezních charakteristik kontaktu, nebo výzkum opotřebení. Možnosti každého zařízení jsou vždy navrženy s ohledem na účel daného zařízení. Díky těmto zařízením lze například testovat nové jízdní obrysy, porovnávat výsledky matematických modelů, zkoumat detailně mechanismy opotřebení, nebo například testovat různá maziva a modifikátory tření. Tato zařízení tedy poskytují nástroj pro snižování finančních nákladů na údržbu tratě a proluky, které touto údržbou vzniknou. Dále jsou také nápomocna při predikci opotřebení, což je základní činnost při prevenci proti závažnému poškození železničního kola, nebo kolejnice a následné nehodě.

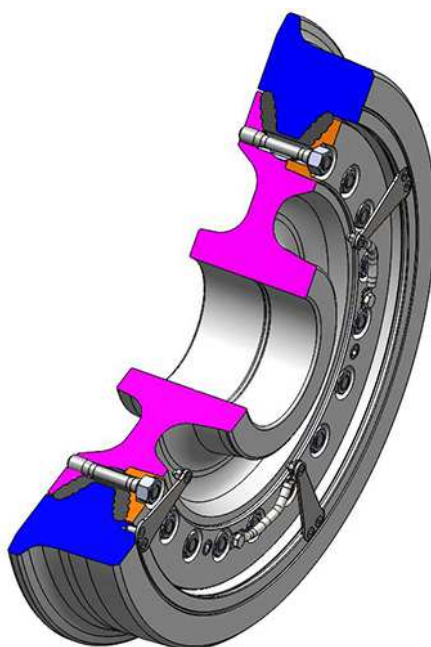
Tato práce se zabývá koncepčním návrhem testovacího zařízení pro stanovení opotřebení železničního kola a kolejnice. Jedná se o dvoudiskové testovací zařízení v určitém měřítku, které umožňuje definovat veškeré parametry simulace, které jsou pro stanovení opotřebení podstatné. Pro úspěšné splnění tohoto cíle je nezbytně nutné nejdříve pochopit druhy a mechanismy opotřebení a způsoby interakce železničního kola a kolejnice, což je také obsahem práce.

1 ŽELEZNIČNÍ KOLO

Železniční kolo je definováno tvarem neboli jízdním obrysem a materiálem, ze kterého je vyrobeno. Pro zpracování daného tématu je nutné se dobře orientovat v používaném názvosloví pro popis jednotlivých částí kola, které normy přesně vytyčují.

Soustava dvou kol a nápravy se označuje jako dvojkolí. Kola je možné dělit na monobloková nebo obručová (skládaná). U kol obručových lze při opotřebením vyměnit pouze obruč, která je nalisována na disku, u kol monoblokových tato možnost není, ale nehrozí u nich například uvolnění obruče. [1],[2]

Kvůli měnícím se provozním parametrům a požadavkům, jako je například stále rostoucí zatížení náprav, vyšší nároky na úroveň hluku, nebo opotřebením, je vyráběno mnoho různých druhů kol. V sortimentu jedné z firem zabývajících se výrobou železničních kol GHH-Bonatrans lze nalézt například lokomotivní kola, pryží odpružená kola, které lze vidět na obr. 1.1, vysoce odpružená kola, nebo speciální kola pro použití například v dolech. [1]



Obr. 1.1 Pryží odpružené kolo [1]

1.1 JÍZDNÍ OBRYS

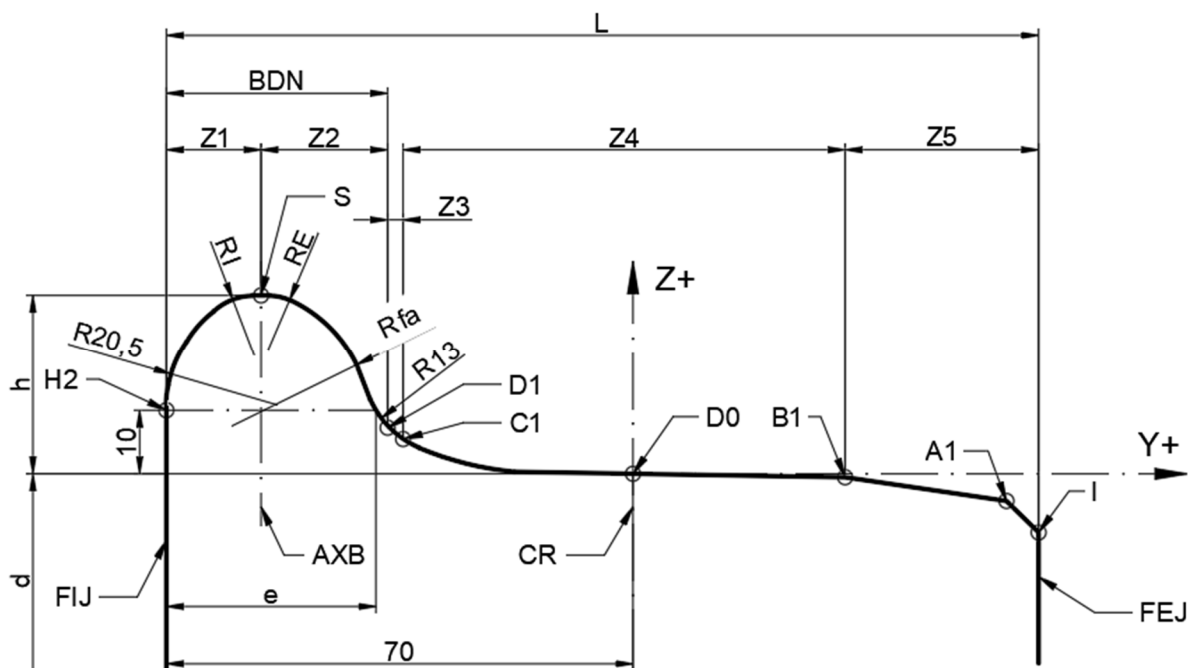
Jízdní obrys železničního kola je výsledkem mnohaletého zkoumání a zdokonalování. Dříve měl tvar kuželu, ale později bylo zjištěno, že z hlediska opotřebením je vhodnější vzít obrys opotřebeného kola a z něho následně odvodit obrys optimální. Tímto způsobem vznikl jízdní obrys UIC-ORE S1002, který je dnes u nás nejpoužívanější a je jednoznačně popsán normou ČSN EN 13715+A1. Dalšími jízdními obrysy jsou obrys 1/40, nebo EPS, který je shodný s obrysem P8 využívaným v současnosti převážně ve Spojeném království a Dánsku. [3],[5]

Označení jízdních obrysů musí být jednotné a srozumitelné, aby bylo možné dosáhnout přesné a efektivní odborné komunikace, a proto je také dáno normou a to takto: EN 13715 – typ jízdního obrysu/výška okolku/tloušťka okolku/hodnota použitého sklonu. Zde je uveden

příklad označení jízdního obrysu S1002 s výškou okolku 30 mm, tloušťkou 30 mm a se sklonem 15 %, který vyhovuje normě EN 13715. [3]

EN 13715 – S1002/h30/e30/15%

Na obr. 1.2 je znázorněn jízdní obrys železničního kola a v tab. 1.1 jsou uvedeny významy vybraných značek a zkratk, kterými se podle normy jízdní obrys popisuje. [3]



Obr. 1.2 Jízdní obrys [3]

Tab. 1.1 Značky a zkratky [3]

Zkratka	Význam
Z1	Vnitřní oblast okolku (H2-S)
Z2	Vnější oblast okolku (S-D1)
Z3	Propojovací oblast okolku a jízdní plochy obrysu kola (D1-C1)
Z4	Oblast jízdní plochy obrysu kola (C1-B1)
Z5	Oblast mezi jízdní plochou kola (sklon) a zkosenou hranou (B1-I)
d	Průměr kola
e	Tloušťka okolku
h	Výška okolku
D0	Místo, kde se nachází styčná kružnice kola

(pokračování)

Tab. 1.1 Značky a zkratky (dokončení) [3]

Zkratka	Význam
L	Jmenovitá šířka obruče (135 mm nebo 140 mm)
Rfa	Vnější poloměr okolku v závislosti na výšce okolku
RE	Poloměr 12 mm, propojení k vnějšímu čelu okolku
RI	Poloměr 12 mm, propojení k vnitřnímu čelu okolku
AXB	Osa vrcholu okolku
BDN	Okolek
CR	Rovina jízdního obrysu kola
FEJ	Vnější čelo kola
FIJ	Vnitřní čelo kola
B1-A1	Oblast sklonu (musí být v rozmezí 6,7 - 15 %)

Jednotlivé jízdní obrysy se mezi sebou liší zejména v oblasti sklonu (B1-A1), pro S1002 je tato hodnota nejčastěji 6,7 % alternativně 15 %. Další odlišností je tloušťka okolku (e), přičemž pro obrys S1002 tato hodnota činí 32,5 mm a pro každý obrys jsou také unikátní polohy bodů B1 a C1. [3]

Jízdní obrysy je nutné vyrábět s dostatečnou přesností, protože špatná geometrie kontaktní plochy by měla za následek vysoké kontaktní napětí i při relativně nízkém jmenovitém napětí. V moderní železniční dopravě, zejména nákladní, často kontaktní napětí přesahuje mez kluzu materiálu. [7] Následek této skutečnosti lze omezit právě optimalizovaným jízdním profilem, nebo tepelným zpracováním. [6]

1.2 MATERIÁLY KOL

Pro výrobu kol se používají materiály ER6, ER7, ER8 a ER9. Předpisy pro výrobu a kontrolu kol stanovuje norma ČSN EN 13262+A2. Materiály jsou během výroby kontrolovány z nejrůznějších hledisek. Prvním z nich je složení, které popisuje tab. 1.2. [4]

Tab. 1.2 Chemické složení ocelí [4]

Jakost	Maximální obsah v %										
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V	Cr+Mo+Ni
ER6	0,48	0,40	0,75	0,02	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50
ER7	0,52	0,40	0,80	0,02	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50
ER8	0,56	0,40	0,80	0,02	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50
ER9	0,60	0,40	0,80	0,02	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50

Je stanoveno, že vzorek pro kontrolu chemického složení musí být odebírán ve hloubce 15 mm pod povrchem [4], což koresponduje s největší hloubkou iniciace únavových trhlin, která se pohybuje právě kolem této hodnoty. [26] Železniční oceli jsou legovány nejčastěji manganem, a to pro snížení abrazivního opotřebení a vlivu koroze a dále pro zvýšení pevnosti, tažnosti a schopnosti kalení. Kapacita kalení je jedním z faktorů ovlivňujících únavu valivým kontaktem, normou ovšem předepsána není. [11],[12]

Dalším stanoveným parametrem je tvrdost, ta se pohybuje od 225HB – 255HB podle jakosti oceli a musí být dosažena až do hloubky 35 mm. Při měření tvrdosti po obvodu kola nesmí být její rozdíl mezi jednotlivými body vyšší než 30HB. Způsob provedení této zkoušky je stanoven normou EN ISO 6506-1, kde je uvedeno, že má být provedena podle Brinella s průměrem zkušební kuličky 5 mm. [4] Při výrobě kol je snaha o dosažení jemnozrné a jednotné perlitické mikrostruktury pro dosažení požadované tvrdosti. [13] Maximální velikost zrn je stanovena podle normy ČSN EN ISO 643 na 51 μm . Zde je ovšem nutné si uvědomit, že čím menší je velikost zrna, tím menší nečistoty jsou z hlediska iniciace trhlin nebezpečné. [6] Tvrdost je důležitá zejména při posuzování únavy valivým kontaktem. Měkčí oceli podléhají vyššímu objemovému opotřebení, a proto jsou iniciace trhlin opotřebovány dříve, než se rozvinou. Z tohoto důvodu je nutné dosáhnout určitého kompromisu. [8]

Jsou prováděny také únavové zkoušky, kde kolo musí odolat střídavému napětí $\Delta\sigma$ po dobu 10^7 cyklů bez iniciace trhliny, a to s pravděpodobností 99,7 %. Hodnota $\Delta\sigma$ je pro strojně obráběná kola 450 N/mm² a pro válcovaná kola 315 N/mm². Postup této zkoušky udává norma ČSN EN 13262+A2. [4] Únavová životnost je jedním z nejdůležitějších parametrů, protože železniční kolo je během svého života zatěžováno výhradně cyklicky, a dle literatury je nejvýznamnějším problémem právě únava valivým kontaktem. [9]

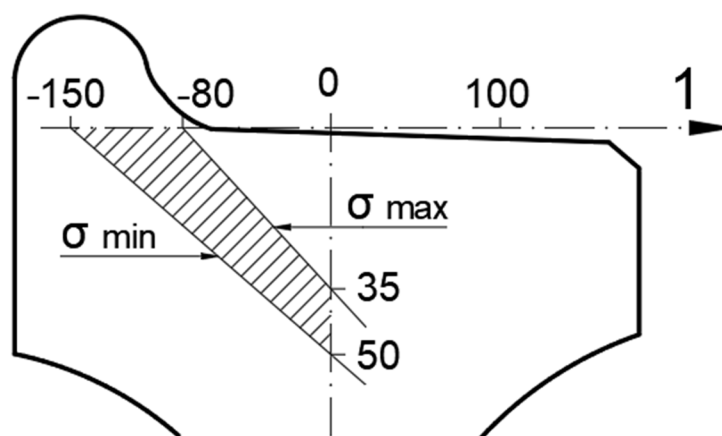
Dále jsou kontrolovány vady v materiálu, což jsou nejčastěji otvory, u kterých je stanovena maximální velikost 1-3 mm podle kategorie kola. Kategorie jsou dvě, přičemž kola kategorie 1 jsou pro vlaky, které jsou provozovány nad 200 km/h a kategorie 2 pro vlaky provozované do 200 km/h. Dalším stanoveným parametrem je vzdálenost mezi jednotlivými vadami, která musí být minimálně 50 mm. Kontrola je prováděna ultrazvukem podle normy ISO 5948. [4] Vady v materiálu jsou dalšími iniciátory trhlin a jejich význam je vysoký zejména z toho důvodu, že trhlina iniciovaná pod povrchem je hůře zpozorovatelná. [6]

Povrch kola musí vykazovat předepsané drsnosti, jejichž hodnota se liší podle místa na kole, a také podle kategorie, pro kterou je kolo určeno. Opět se jedná o opatření proti iniciaci povrchových trhlin. Plochy, které zůstávají neobrobeny (po válcování, nebo kování) je nutné otryskat, dokonale očistit a zajistit hladký přechod do ploch obrobených. Dále je povrch kontrolován magnetickou práškovou zkouškou dle ISO 6933. Zde je stanoveno, že velikost povrchových vad nesmí přesáhnout 2 mm pro strojně obráběná kola a 6 mm pro kola válcovaná nebo kovaná. [4]

Je kontrolován i obsah vodíku v oceli v tekutém stavu pomocí ponorných sond. [4] Tato procedura je nezbytná, protože bylo zjištěno, že vodík může v materiálu tvořit molekuly H₂, přičemž se tlak v tomto místě dramaticky zvýší a tvoří se mikrotrhliny. [6]

Zbytkové napětí vyvolané v materiálu musí být tlakové a je předepsáno, že musí nabývat hodnot 80-150 N/mm². Toto napětí s rostoucí hloubkou klesá a v hloubce 35-50 mm má být nulové. Rozložení zbytkového napětí znázorňuje obr. 1.3, kde číslo 1 je obvodové napětí v N/mm². Metody měření jsou dvojí. Destruktivní metoda spočívá v obrábění materiálu

a nedestructivní metoda je prováděna ultrazvukem. [4] Tlakové zbytkové napětí má při iniciaci trhliny snahu zpomalovat šíření neboli uzavírat tyto trhliny. [10]



Obr. 1.3 Rozložení zbytkového napětí [4]

2 KOLEJNICE

Profil a materiál kolejnice prošel v průběhu času výzkumem, který neustále pokračuje, a to především z důvodu zvyšujících se nároků na odolnost proti opotřebení a rychlost přepravy. Současný stav poznání a pravidla, která musí být dodržována při výrobě kolejnic popisují normy ČSN EN 13674-1 až 4. [14],[15]

2.1 PROFIL

Kolejnice se skládá z paty, stojiny a hlavy, tyto tři části dohromady určují její profil. Profily se označují číslicemi a písmenem, kde první číslice dává nejčastěji informaci o přibližné hmotnosti jednoho metru kolejnice v kilogramech a druhá číslice označuje nejčastěji vývojovou generaci profilu. Na tuzemských železnicích je nejpoužívanější profil 60E2, či 49E1. Existuje mnoho dalších profilů, jako například 54E1, nebo 54E4, které jsou hojně využívány v zahraničí. Jednotlivé profily se od sebe liší nejrůznějšími rozměry, jako jsou: šířka stojiny, paty a hlavy, celková výška, zaoblení na hlavě, výška paty či hlavy a spousta dalších. [5],[14]

2.2 MATERIÁLY KOLEJNIC

Materiály používané při výrobě kolejnic jsou uvedeny v následující tabulce (tab. 2.1). Nejpoužívanějším materiálem je v současnosti R260. [14]

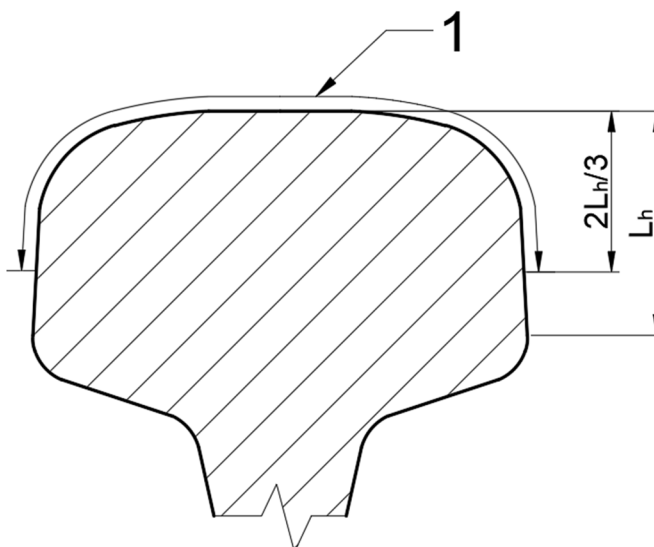
Tab. 2.1 Materiály pro výrobu kolejnic [14]

Třída oceli	Rozsah tvrdosti (HBW)	Popis	Čárové označení	Pevnost v tahu R _m min [MPa]	Tažnost A min [%]
R200	200-240	Nelegovaná (C-Mn) Tepelně nezpracovaná	Bez označení	680	14
R220	220-260	Nelegovaná (C-Mn) Tepelně nezpracovaná	—	770	12
R260	260-300	Nelegovaná (C-Mn) Tepelně nezpracovaná	— —	880	10
R260Mn	260-300	Nelegovaná (C-Mn) Tepelně nezpracovaná	— —	880	10
R320Cr	320-360	Legovaná (1 % Cr) Tepelně nezpracovaná	— — —	1080	9
R350HT	350-390	Nelegovaná (C-Mn) Tepelně zpracovaná	— — —	1175	9
R350LHT	350-390	Nelegovaná (C-Mn) Tepelně zpracovaná	— — — —	1175	9
R370CrHT	370-410	Legovaná (C-Mn) Tepelně zpracovaná	— — — —	1280	9
R400HT	400-440	Nelegovaná (C-Mn) Tepelně zpracovaná	— — —	1280	8

Čárové označení oceli je válcováno na stojinu kolejnice a je předepsáno, že krátká čára označení musí mít délku 25 mm a dlouhá 50 mm. [14]

Mikrostruktura u ocelí R260Mn a u R320Cr a u tepelně zpracovaných kolejnic musí být zcela perlitická bez martenzitu, který je stejně jako u kol nežádoucí z hlediska iniciace trhlin. V mikrostruktuře se nesmí vyskytovat ani bainit, nebo cementit na hranicích zrn. Plocha pro kontrolu mikrostruktury musí být v rohu hlavy 10 mm pod povrchem. [14]

U kolejnice je stejně jako u kola normou předepsáno mnoho zkoušek, jako například testování rychlosti rozvoje únavové trhliny, které musí být prováděno v souladu s ISO 12108 cyklickým zatěžováním kolejnice s vrubem. Dále únavové zkoušky dle ISO 1099. Musí být kontrolován i obsah vodíku, a to ze stejného důvodu a stejným postupem, jako u kol. Předepsané je také maximální zbytkové napětí v patě kolejnice, které činí 250 MPa. Na rozdíl od kola na kolejnici musí proběhnout kontrola oduhličené vrstvy, a to pomocí zkoušky tvrdosti. Ta se provádí podle Brinella a shodně s požadavky na kole se její výsledky nesmí v jednotlivých místech lišit více než o 30 HBW. Postup této zkoušky dále popisuje norma EN ISO 6506-1. Oblast, ve které je kontrolována oduhličená vrstva znázorňuje obr. 2.1, kde je označena číslicí 1. Důvod této kontroly bude předmětem pozdější kapitoly. [14],[15]



Obr. 2.1 Oblast kontroly oduhličené vrstvy [14]

Dále jsou prováděny zkoušky tahem a nezbytnou částí jsou také zkoušky ultrazvukem, které jsou prováděny v celé délce kolejnice. Zde je třeba si uvědomit, že vady na spodní straně paty kolejnice je v provozu velice obtížné odhalit, a proto jsou velice nebezpečné a mělo by být vyvinuto veškeré úsilí, aby se takové vady na kolejnicích nevyskytovaly. Jsou prováděny i zkoušky lomové houževnatosti. Probíhá také kontrola obsahu nekovových vměstků, které se rozlišují na tři typy: [14]

- Oxidické vměstky fragmentovaného typu neboli oxidy hliníku (OA)
- Oxidické vměstky protáhlého typu neboli křemičitany (OS)
- Oxidické vměstky globulárního typu (OG)

Na základě této kontroly se poté stanovuje index K3, který určuje čistotu materiálu. Měřením projde i samotný profil kolejnice. K této proceduře se využívá nejrůznějších měřidel

a kalibrů, například pro šířku hlavy, stojiny, nebo paty, pro asymetrii, celkovou výšku, otvory atd. Provádí se i sirné otisky, a to podle ISO 4968 pro kontrolu segregace. Ta je nebezpečná z hlediska celistvosti a homogenity materiálu kolejnice. Na obr. 2.2a a 2.2b je vidět porovnání dokonalého sirného otisku a otisku s dvojitou pozitivní segregací ve stojině kolejnice, což je již nepřijatelné. [14]



Obr. 2.2a Dokonalý sirný otisk [14]

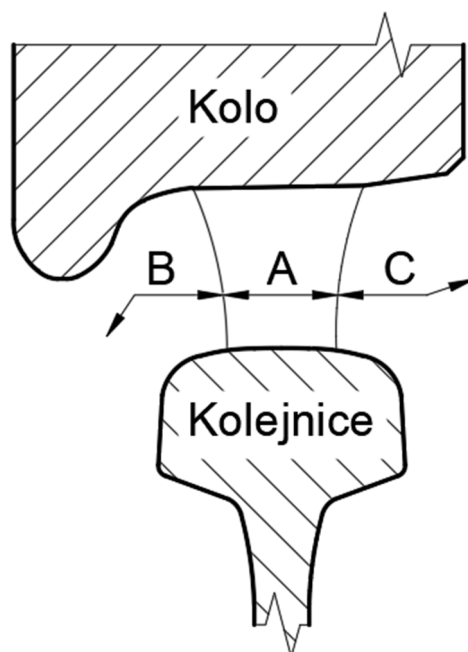


Obr. 2.2b Dvojitá pozitivní segregace ve stojině [14]

3 INTERAKCE ŽELEZNIČNÍHO KOLA A KOLEJNICE

Pro studium a simulaci opotřebení je nezbytně nutné zjistit jakým způsobem se po kolejích dvojkolí pohybuje. Na pohyb kola po kolejnici má největší vliv jízdní obrys kola. V dobách dávno minulých měla kola válcový obrys a kolo se tak po kolejnici pohybovalo zleva doprava, kdy při každé změně směru došlo k dotyku okolku a kolejnice, což je nežádoucí z hlediska opotřebení. [5],[16]

Kontakt kola a kolejnice by se dal rozdělit do třech oblastí dle obr. 3.1. Oblast označená písmenem A je kontakt mezi hlavou kolejnice a běhounem kola. Oblast B je kontakt mezi zaoblením kolejnice neboli pojížděnou hranou a okolkem kola a oblast C je kontakt sklonu kola a hlavy kolejnice. [17]



Obr. 3.1 Kontakt kola a kolejnice

Nejlepším kontaktem při interakci kola a kolejnice je jednobodový kontakt, což je ve výsledku, při zahrnutí elasticity materiálů, podle Hertzovy teorie malá ploška eliptického tvaru. Ke dvoubodovému kontaktu, tedy kontaktu běhounu kola a hlavy kolejnice a kontaktu okolku a pojížděné hrany kolejnice, dochází například při průjezdu obloukem, kde je kontakt mazán a je to nevyhnutelné. Na rovných úsecích je ovšem dvoubodový kontakt nežádoucí, a to kvůli rozdílným obvodovým rychlostem v těchto bodech. Tyto rozdílné rychlosti zde působí vysoké třecí síly a dochází k nadměrnému opotřebení. [10]

Problém tohoto dvoubodového kontaktu tedy vedl dále na vývoj kuželových jízdních obrysů, jejichž sklon jízdní plochy byl 1:20. Tato kola oproti válcovým zajišťují tzv. rozchodový kanál, což je rozmezí, ve kterém se dvojkolí pohybuje zleva doprava. Vlivem kuželového tvaru má dvojkolí snahu držet se uprostřed tohoto kanálu a dochází tak k omezení styku okolku a koleje, což přináší menší míru opotřebení okolku. [16]

Dalším problémem ovšem byla trajektorie valení dvojkolí, která je u kuželového jízdního obrysu dána rovnicí 3.1, ve které je vidět, že se jedná o sinusoidu s pravidelnou šířkou vlny a délkou vlny. Délku vlny můžeme potom vypočítat dle rovnice 3.2. Pravidelná délka vlny

způsobuje, že se kolo pohybuje stále po stejných křivkách a dochází tak ke zbytečně vysokému opotřebení. Pro běžné kuželové dvojkolí má vlna délku 17,2 m. [16]

$$y_t = y_0 \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{tg\gamma}{r \cdot s}} \cdot x\right) \quad [16] \text{ (str. 32)} \quad (3.1)$$

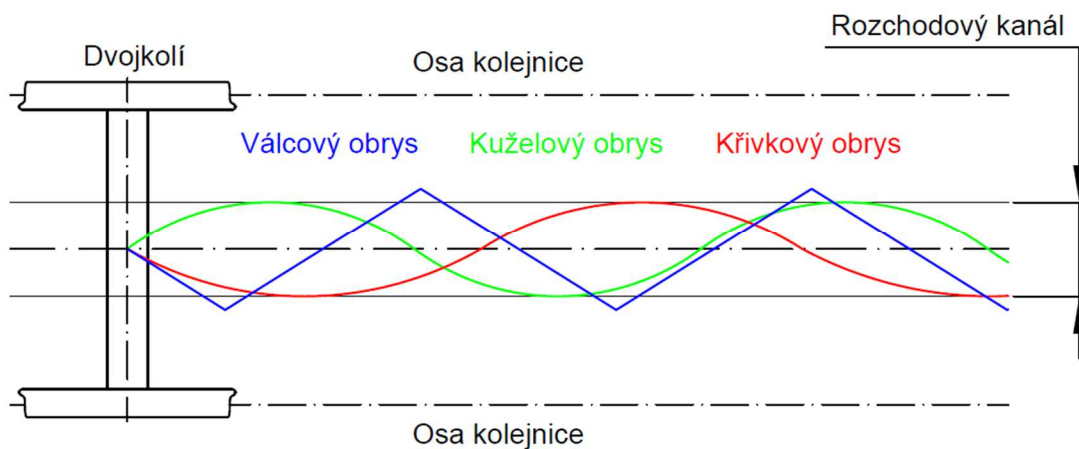
Kde:

- y_t trajektorie valení [m]
- y_0 šířka vlny [m]
- γ úhel kuželovitosti jízdní plochy [°]
- r poloměr styčných kružnic kol [m]
- s polovina vzdálenosti styčných kružnic [m]
- x souřadnice podélného posuvu dvojkolí [m]

$$L_v = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{s \cdot r}{tg\gamma}} \quad [16] \text{ (str. 33)} \quad (3.2)$$

Kde: L_v délka vlny [m]

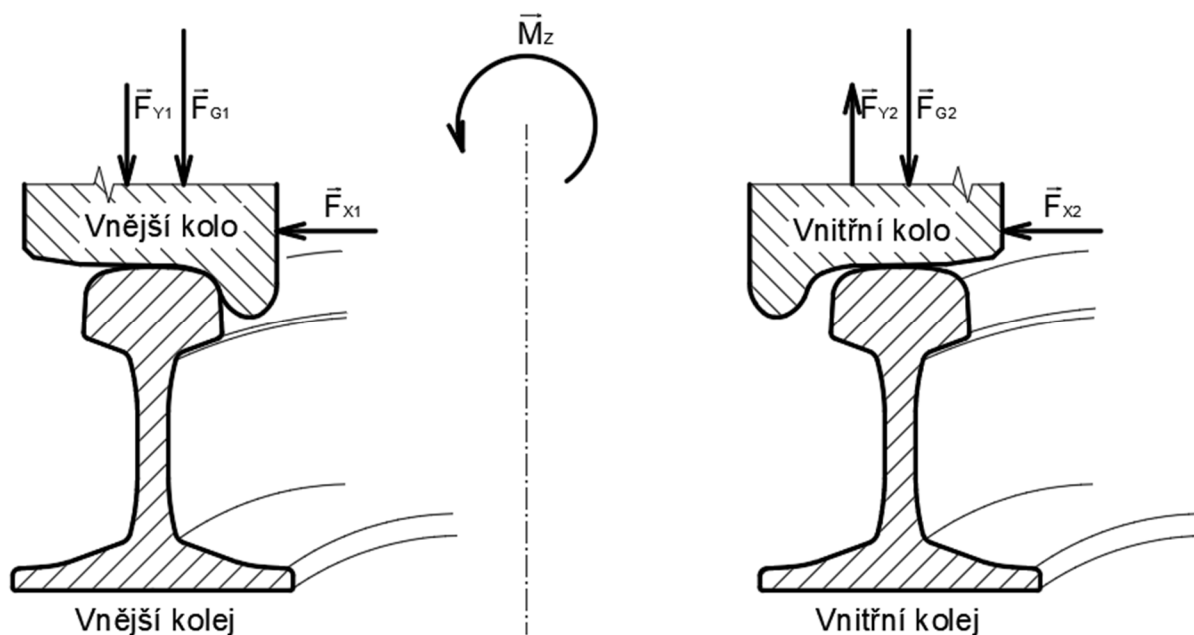
Nové křivkové jízdní obrysy vykazují menší míru opotřebení, protože jejich trajektorie již není pravidelná. Dvojkolí se pohybuje ve vlnách proměnlivé délky, která je mnohem větší než u kol kuželových. Při konstrukci jízdních obrysů je tedy snaha dosáhnout volného pohybu kola po kolejnici a zmírnit tak opotřebení. [16] Na obr. 3.2 jsou znázorněny trajektorie pro jednotlivé jízdní obrysy, je zde vidět, jak trajektorie válcového jízdního obrysu překračuje rozchodový kanál a každá změna směru této trajektorie je provázána již zmiňovaným nežádoucím nárazem okolku do kolejnice.



Obr. 3.2 Trajektorie jednotlivých obrysů

Další výhodou křivkových jízdních obrysů je tzv. zóna přimknutí, což je část jízdní plochy u okolku se zvýšenou kuželovitostí, která brání negativním nárazům okolku do kolejnice. Sklon okolku u křivkových obrysů dosahuje až 70° , zatímco u kuželových obrysů je to maximálně 60° . Tato skutečnost zvyšuje bezpečnost proti vykolejení přibližně o 50 %. Při vykolejení dochází ke šplhání okolku na hlavu kolejnice a tento jev se označuje jako mez vykolejení. Křivkový jízdní obrys tedy vykazuje lepší charakteristiky z mnoha ohledů, jeho výroba je ovšem mnohem složitější. [16]

Při vývoji kol bylo uvažováno o umístění okolku nejrůznějšími způsoby, a to například z vnějšku kola, nebo dokonce i přímo na kolejnici, ale umístění okolku na vnitřek kola přináší jednu velkou výhodu. Při průjezdu dvojkolí obloukem je vnější kolo, jehož okolek je přitlačován ke kolejnici, tlačeno vlivem klopného momentu směrem dolů a samo se tak brání proti vykolejení. [16] Na obr. 3.3 je tato situace znázorněna, jedná se zde o pravotočivý oblouk a vektor \vec{M}_z zde znázorňuje klopný moment, síly \vec{F}_{X1} a \vec{F}_{X2} boční síly působící na kola a síly \vec{F}_{Y1} a \vec{F}_{Y2} znázorňují síly vyvolané klopným momentem. Poslední dvojici sil je zde \vec{F}_{G1} a \vec{F}_{G2} , což znázorňuje působení hmotnosti vozidla. Jedná se pouze o názorné schéma, poměry délek jednotlivých vektorů neznázorňují poměry jejich skutečných velikostí.



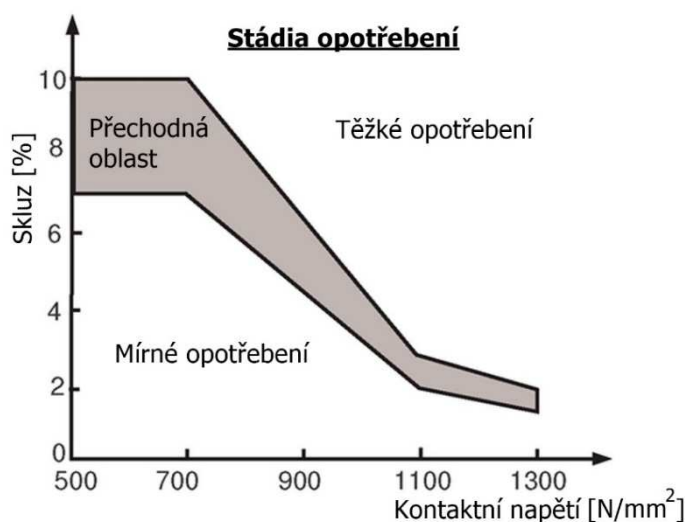
Obr. 3.3 Průjezd dvojkolí obloukem

4 POJEM OPOTŘEBENÍ

Opotřebení železničního kola a kolejnice je silně rozvinutý vědní obor, protože údržba a výměna kol a kolejnic je velice nákladná procedura. Důvodem není jen nákupní cena dílů, nebo náklady na údržbové broušení, ale i skutečnost, že železnice je v dnešní době silně vytížena, a každá výluka na trati působí značné finanční ztráty dopravcům. Další potřeba zkoumání opotřebení plyne z hlediska bezpečnosti, protože v extrémních případech může dojít i k příčnému prasknutí kolejnice a k vykolejení vlaku.

U styku železničního kola a kolejnice dochází k nejrůznějším mechanismům opotřebení. Jedním z nejdůležitějších mechanismů je únava valivým kontaktem v literatuře označovaná jako RCF (Rolling Contact Fatigue), což je v podstatě tvorba trhlin, které mohou mít nejrůznější tvar a vyskytují se na kole i kolejnici. Dalším významným mechanismem je adhezivní opotřebení, při kterém dochází k objemovému úbytku materiálu po obvodu kola. [9] Proces opotřebení nelze vnímat jako jednotlivé mechanismy, které probíhají izolovaně. Všechny mechanismy se navzájem ovlivňují, což je v některých případech i výhodou, jak bude popsáno níže. [18]

Opotřebení je dle většiny autorů [17],[19],[20] děleno do čtyřech stádií. Mírné, které se vyznačuje oxidačním opotřebením (hnědé zbarvení kolejnice) a abrazivním opotřebením. Toto stádium nejčastěji postihuje běhoun kola. Poté přichází přechodná oblast, která se vyznačuje zejména zvýšením skluzu. Další stádium je závažné neboli těžké, které se projevuje tvorbou trhlin. Tímto stádiem bývá postižen nejdříve okolek. Poslední stádium je katastrofické, kde dochází k šíření trhlin, praskání a odlupování materiálu. Na obr. 4.1 lze vidět závislost skluzu na kontaktním napětí s vyznačením prvních tří stádií.

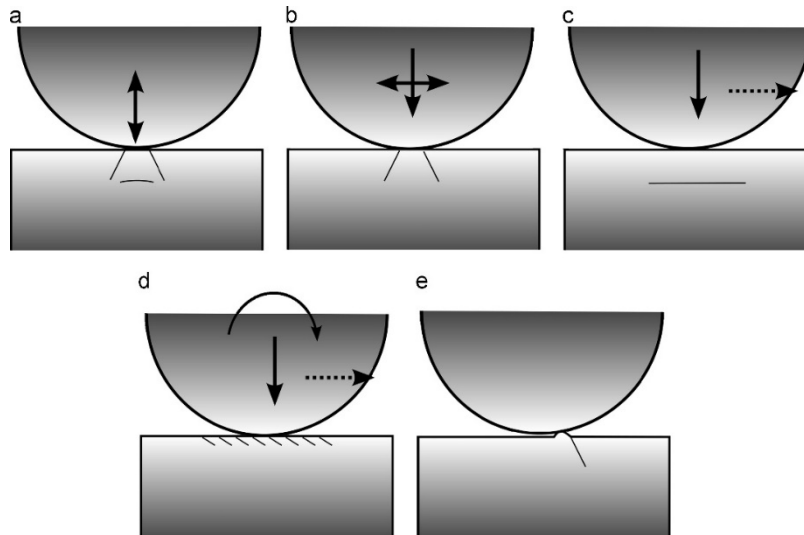


Obr. 4.1 Stádia opotřebení [20]

Dále lze v literatuře nalézt také dělení na rovnoměrné a nerovnoměrné opotřebení. V případě rovnoměrného opotřebení se jedná o ztrátu materiálu rovnoměrně po celém obvodu kola, nejčastěji z důvodu abrazivního nebo adhezivního opotřebení, nebo z důvodu přemístění materiálu vlivem plastické deformace. Jelikož opotřebení je nevyhnutelné, je snaha dosáhnout právě tohoto typu, neboť nerovnoměrné opotřebení vyvolává nadměrné dynamické zatížení nejen kola, ale i uložení dvojkolí, potažmo celé karosérie vozu. Nerovnoměrné opotřebení je způsobeno nejčastěji odlupováním materiálu, či zvlněním kolejnic. [7]

4.1 ÚNAVA VALIVÝM KONTAKTEM (RCF)

Hlavním projevem RCF je tvorba trhlin. Na iniciaci a případné šíření trhlin má vliv mnoho faktorů, mezi které patří například teplota, oduhlčená vrstva, vodík v mikrostruktuře, mazání a mnoho dalších, jak bude popsáno níže. Nejčastějším iniciátorem je kontaktní napětí a z toho důvodu je nutné dbát na bezchybnou geometrii kontaktní plochy, protože špatná geometrie kontaktní plochy generuje vysoké kontaktní napětí i při relativně nízkém normálovém zatížení. Na obr. 4.2 jsou znázorněny různé typy kontaktních napětí a trhlin, které způsobují. [6],[21]



Obr. 4.2 Typy kontaktních napětí a trhlin [21]

Trhliny lze rozdělit na povrchové a podpovrchové. Podpovrchové trhliny jsou nebezpečnější, protože jejich odhalení není tak jednoduché, a pokud dojde při šíření trhliny k růstu směrem do kolejnice, může dojít až ke zlomení kolejnice. Existuje určitá spojitost mezi směrem zatížení a směrem šíření trhliny, ovšem odhadnout dopředu přesný směr šíření je nemožné. Dle [18] jsou obvodové trhliny na kole způsobeny vysokými bočními silami, které jsou vyvolány při průjezdu obloukem. Šikmé trhliny jsou pak způsobeny kombinací bočních a podélných sil a příčné trhliny mají na svědomí vysoké podélné síly, které jsou vytvořeny nejčastěji při brždění, nebo trakti. První trhliny jsou nejčastěji pozorovány na prvním dvojkolí vlaku, protože zde působí největší síly. Poslední dvojkolí vykazuje stejné vlastnosti, a to lze vysvětlit tím, že vlaky se na konci své trasy většinou neotáčí. [18]

Určitou ochranu proti vzniku trhlin poskytuje zbytkové napětí v materiálu kola, protože má snahu zavírat trhliny a brání jim tak v jejich šíření. Při provozu ovšem dochází k opotřebení povrchové vrstvy se zbytkovým napětím a kolo se tak stává náchylnější na tvorbu trhlin. Další skutečností je, že opotřebované kolo má menší průměr, což znamená, že na stejnou ujetou vzdálenost potřebuje více otáček, tím pádem více cyklů a je tak náchylnější na tvorbu trhlin. Bylo zjištěno, že přejezdy či výhybky nemají na tvorbu trhlin významný vliv. Zejména z toho důvodu, že na nich dvojkolí stráví pouze velice malé procento svého provozu a také proto, že při přejezdu výhybky je kontaktní plocha přesunuta jinam oproti jízdě po koleji. [10]

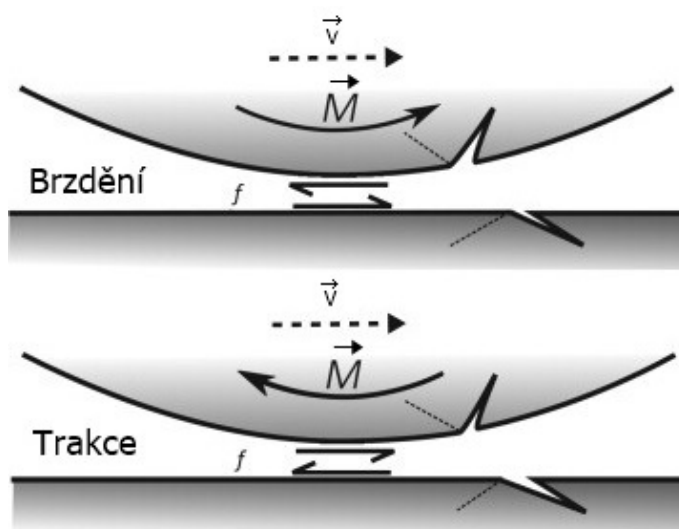
Kvůli vysokému riziku, které trhliny způsobují probíhá neustálá kontrola kolejníc. Zde existuje několik metod, jak tuto kontrolu provést. Lze například ultrazvukem. Nevýhodou této metody je, že podpovrchová trhlina v kolejnici způsobí, že prostor pod ní zůstane

neprozkoumán. Jedinou možností je zkontrolovat kolejnici z jiného směru. I navzdory této skutečnosti je ultrazvuková zkouška hojně využívána, například již při výrobě. [18],[22]

Další metodou je měření elektromagnetického pole, které spočívá v pouštění vstupního elektrického proudu do materiálu kolejnice a následném měření elektromagnetického pole. Kolem defektů potom vzniká zkruslení tohoto pole a tím je detekována trhlina. [22],[23]

4.1.1 POVRCHOVÉ TRHLINY

Důvodem povrchově iniciovaných trhlin bývá špatná kontaktní geometrie, která způsobí vysoké kontaktní napětí, v kombinaci s vysokými tažnými silami, které způsobí vysoké smykové napětí. [24] Směr šíření této trhliny je potom jak pro kolo, tak pro kolejnici ve směru pohybu, jak je vidět na obr. 4.3, kde vektor \vec{v} znázorňuje směr pohybu, \vec{M} znázorňuje moment vytvořený na kole při brzdění a trakci a f znázorňuje koeficient tření. Na tomto obrázku lze také vidět, že vliv na jejich následné šíření závisí na brzdění a trakci. Brzdění podporuje růst trhliny v kole tím, že ji otevírá a trakce podporuje růst trhliny v kolejnici, a to ze stejného důvodu. Určitým opatřením proti těmto mechanismům může být například otočení kol neboli výměna kol na jednom dvojkolí mezi sebou. Poté by docházelo naopak k zavírání trhlin. [21]

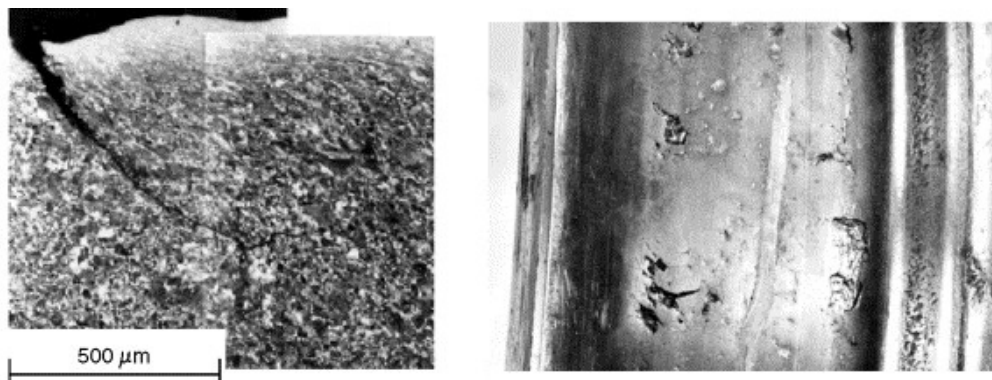


Obr. 4.3 Vliv brzdění a trakce na šíření trhliny [21]

Vliv na šíření povrchových trhlin má i mazání, ať už se jedná o mazání úmyslné, například v obloucích, nebo o neúmyslné způsobené deštěm, nebo různými kontaminanty v kontaktu. Tento vliv je v literatuře považován za podstatný, a proto mu bude níže věnována samostatná kapitola. [9]

Povrchová trhlina po svém vzniku roste směrem do materiálu, a to pod velmi malým úhlem, udává se, že přibližně 5 až 15°. [22] Následně se odchýlí téměř do radiálního směru a v hloubce několika milimetrů se znovu odchýlí do obvodového směru. Pro hloubku odchýlení do obvodového směru udávají autoři [6],[22],[25],[26] různé hodnoty, ale vesměs se jedná o 0,5 – 5 mm v suchém prostředí a až 8 mm v mokřím. Zde je opět vidět, že mazání má na povrchové trhliny významný vliv. Trhlina dále roste pod povrchem v obvodovém směru a projeví se při rozvětvení trhliny směrem k povrchu, což má za následek odlomení části materiálu. Tím vznikne nerovnoměrné opotřebení, které má za následek sekundární poškození například ložisek, pražců, či uložení podvozku. V ojedinělých případech se trhlina neodchýlí

do obvodového směru a pokračuje ve směru radiálním. V tomto případě může dojít k prasknutí kola, nebo zlomení kolejnice. Malé trhlinky se na povrchu objeví velice brzy po uvedení do provozu, tyto jsou ovšem odstraněny objemovým opotřebením, o čemž bude pojednáno níže. [27] Na obr. 4.4 lze vidět povrchovou trhlinu v mikroskopickém pohledu (vlevo) a poškození kola povrchovými trhlinami (vpravo).

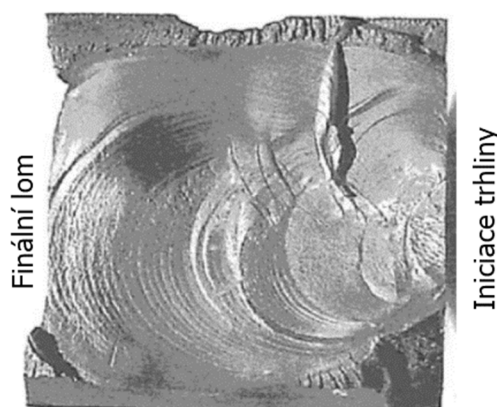


Obr. 4.4 Povrchové poškození [25]

4.1.2 PODPOVRCHOVÉ TRHLINY

Nejčastějšími iniciátory podpovrchových trhlin jsou různé nečistoty a nehomogenity v materiálu, jako jsou karbidy, grafitové vločky, tvrdé inkluze a dutiny. [9],[21],[25] Podpovrchové trhliny vznikají nejčastěji v oblasti s největším smykovým napětím, které se vyskytuje přibližně 3-5 mm pod povrchem materiálu. [6],[25]

Vliv na tvorbu těchto trhlin má ale více faktorů, například špatně provedené svary kolejnic, které způsobují vysoké dynamické namáhání stejně jako nerovná kola. [21] Dále také špatná kontaktní geometrie v kombinaci s vysokým normálovým zatížením [28] a v neposlední řadě také absence zbytkového tlakového napětí, které se vyskytuje zejména v povrchové vrstvě materiálu a s rostoucí hloubkou jeho hodnota klesá. [25]



Obr. 4.5 Podpovrchová trhlinka [26]

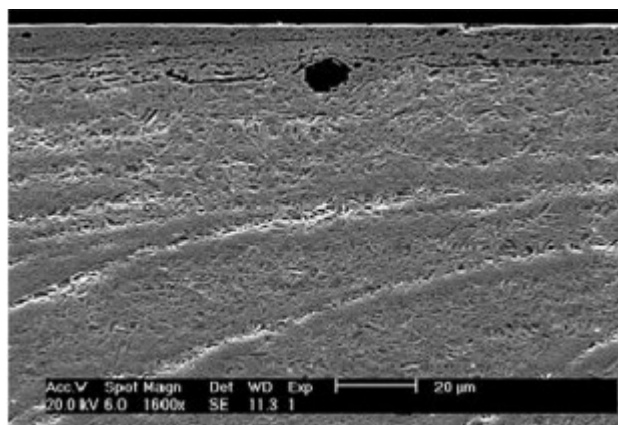
Někteří autoři dále tyto trhliny dělí na podpovrchové a iniciované hlubinnými defekty. Rozdíl mezi nimi je v hloubce a typu iniciace, ale také ve směru jejich šíření. [26] Podpovrchové trhliny jsou iniciovány v hloubkách 3–5 mm, a to smykovým napětím s přispěním vad a nehomogenit materiálu, jak bylo popsáno výše. Dále se šíří ve směru jízdy [11] dolů do materiálu a v hloubce přibližně 20 mm (u kol) a 3-15 mm (u kolejnic) se odchýlí

do obvodového/přímého směru. Nakonec se projeví při rozvětvení trhliny směrem k povrchu jako odlomení části materiálu. Délky těchto trhlín při konečném lomu bývají 15-300 mm. [6],[25]

Trhliny iniciované hlubinnými vadami vznikají v hloubkách přibližně 10-25 mm, a to výhradně vlivem nečistot a dutin v materiálu. Tyto nečistoty mívají rozměry kolem 1 mm. Trhlina již nepokračuje do hloubky, ale šíří se v obvodovém směru ve stejné hloubce, ve které byla iniciována. Nakonec se projeví stejně jako podpovrchová trhlina odlomením části materiálu. Délky těchto trhlín bývají 25-135 mm. [25],[26]

4.1.3 VLIV BÍLÉ FÁZE (WEL)

Bílá fáze, která je v zahraniční literatuře označovaná jako WEL (bílá leptaná vrstva), je vrstva materiálu s výrazně vyšší tvrdostí a jinou velikostí zrna než okolní materiál. [27] Tvrdost této fáze se pohybuje kolem 700-1200 HV. Dalším rozdílem oproti základnímu materiálu je hodnota zbytkového tlakového napětí, která se pohybuje okolo 600 MPa, což je daleko vyšší hodnota, než jakou udávají normy pro výrobu kol a kolejnic. Svoje pojmenování získala podle toho, jak se projevuje při mikroskopickém pozorování. Při naleptání povrchu totiž vypadá jako bílá čára, viz obr. 4.6. [29]



Obr. 4.6 Bílá fáze při 1600x zvětšení [29]

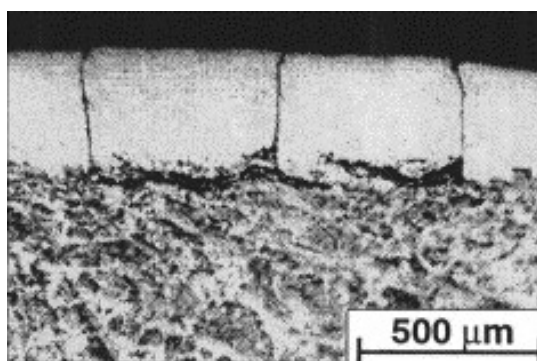
Způsoby vzniku této fáze jsou dle dosavadních zjištění dva. [27] První způsob probíhá při zvýšení teplot nad 700 °C, kdy dojde k austenitizaci a následným rychlým odvodem tepla do okolního materiálu vznikne martenzit. Těchto teplot je nejčastěji dosaženo zablokováním kola, nebo při nekontrolovaném prokluzu vlivem sníženého koeficientu tření v kontaktu. K tomuto může dojít například pokud je na trati listí, nebo jiné kontaminanty. [6],[25],[29] Udává se, že již při skluzu 20 % může teplota materiálu dosáhnout 700 °C. [19] Vlastnosti této vrstvy jsou potom ohraničeny a rázově se mění při přechodu do mateřského materiálu. [27] V literatuře je tato vrstva označována jako FIM (třením indukovaný martenzit).

Další možností je, že při akumulaci potenciální deformační energie dojde k rozpouštění cementitu v perlitické matici. Vlastnosti této vrstvy jsou totožné, nejsou ovšem tak striktně ohraničeny a mají tedy pozvolnější přechod do základního materiálu a nejsou tedy tak nebezpečné. [27]

Tato vrstva může být produkována již při výrobě, a proto se jí normy pro výrobu kol a kolejnic zabývají. [14] Obecně je ovšem známo, že vyšší riziko pro tvorbu WEL vzniká při

broušení než při obrábění při výrobě. Je tedy nutné dbát i při údržbovém broušení na správné chlazení povrchu, aby nebylo dosaženo teploty austenitizace. [27]

Nebezpečí této vrstvy spočívá v tom, že tvorbu martenzitu doprovází objemová expanze a tím dochází k tvorbě velkých napětí na rozhraní martenzitu a základního materiálu. Jak je známo, vše v přírodě se snaží dosáhnout rovnovážného stavu, a tak i zde má toto rozhraní snahu toto napětí uvolnit a jedinou možností je vznik trhliny. Další nepříznivou skutečností je, že martenzit je velmi křehký oproti základnímu materiálu, a proto je náchylnější na tvorbu trhlin. Na obr. 4.7 lze vidět martenzit v základní matici s rozvinutými únavovými trhlinami. [6],[25]



Obr. 4.7 Martenzit v základní matici [6]

4.1.4 VLIV TEPLoty

Teplota v materiálu kol a kolejnic je nejčastěji zvýšena třením při zablokování kol, při prokluzu, nebo vlivem zakřivení tratě. Vliv teploty ovšem nespočívá pouze v tvorbě martenzitu, jak bylo popsáno v předchozí kapitole. Tepelné namáhání totiž způsobuje také tepelné trhliny vlivem omezené teplotní roztažnosti. Toto poškození je způsobeno cyklickým tepelným namáháním. Tento mechanismus je pozorován nejčastěji u kol, u kolejnic výjimečně při blokování. Tyto trhliny jsou obvykle příčné, jak ukazuje obr. 4.8. [6],[13],[21]



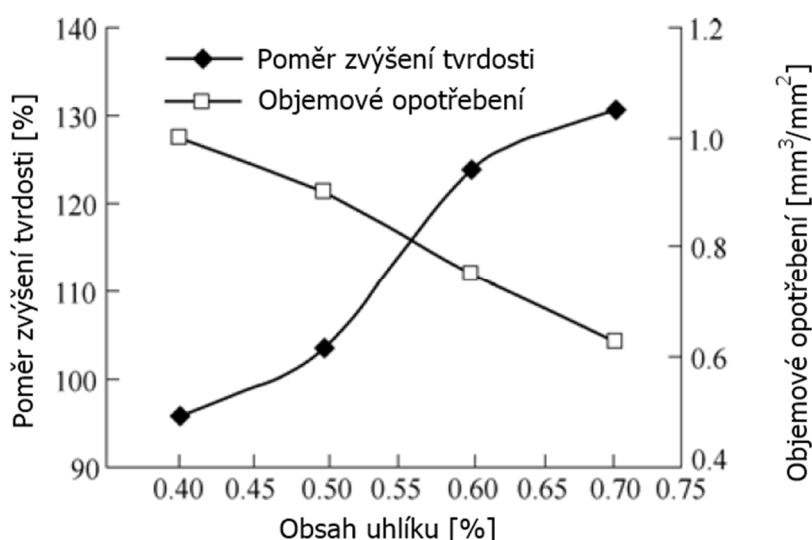
Obr. 4.8 Tepelné trhliny [13]

Tepelné namáhání způsobuje také pokles únavové pevnosti a vyšší náchylnost k tvorbě trhlin. Tato skutečnost je způsobena snížením tvrdosti povrchové mikrostruktury z důvodu sferoidizace perlitu. Tento mechanismus je velmi náchylný na počáteční strukturu, čím menší je velikost zrna, tím rychleji sferoidizace probíhá. [13],[17],[25]

Vliv má ovšem i snížená teplota, nízké teploty mají totiž za následek snížení rázové houževnatosti. V zimě je také půda pod pražci tužší, a proto je sníženo tlumení podloží, což produkuje vyšší dynamické zatížení. Kola a kolejnice jsou tedy v zimě náchylnější na poškození. [6] Měření teploty kontaktu při experimentech je nejčastěji realizováno pomocí termovizních kamer. [17]

4.1.5 VLIV ODUHLIČENÉ VRSTVY

Uhlík v povrchové vrstvě zvyšuje tvrdost a snižuje tak objemové opotřebení. Ovšem při velkém množství uhlíku v povrchové vrstvě je materiál náchylnější na iniciaci trhlin. [30],[31] Toto je důvodem, proč se tímto aspektem zabývá i norma pro výrobu kolejnic. [14] Normy pro výrobu kol se oduhličenu vrstvou nezabývají. [4] O vlivu této vrstvy se ovšem stále vedou spory, někteří autoři tvrdí, že oduhličenu vrstva nemá znatelný účinek [32], naproti tomu jiní tvrdí, že iniciace únavových trhlin je oddálena až o rok při oduhličení 1 mm vrstvy [33]. Na grafu na obr. 4.9 je znázorněna závislost objemového opotřebení a poměru zvýšení tvrdosti na obsahu uhlíku. Jedná se o hodnoty pro konkrétní případ, ale to, čeho je třeba si všimnout jsou trendy těchto křivek, které jsou pro všechny materiály stejné.

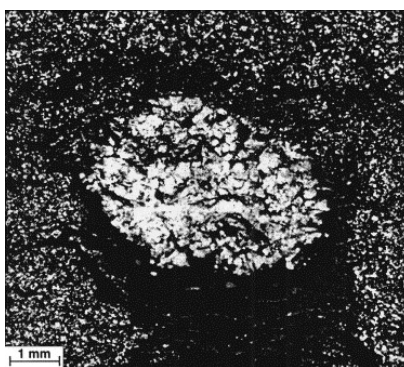


Obr. 4.9 Vliv obsahu uhlíku na tvrdost a objemové opotřebení [31]

V současné době se snižuje obsah uhlíku v povrchové vrstvě se současným legováním pro zachování přijatelného objemového opotřebení a zároveň nízké pravděpodobnosti iniciace trhlin. Legování je prováděno nejčastěji křemíkem, či kobaltem, což má dále příznivý vliv na omezení tvorby martenzitu. [31]

4.1.6 VLIV VODÍKU

Vodík se v základním materiálu vyskytuje zpočátku jako volné atomy. Ovšem jsou-li v jeho blízkosti dutiny, vodík do nich difunduje a tvoří tak molekuly H_2 . Při tomto procesu dochází k prudkému a velkému nárůstu lokálního tlaku a vznikají tak mikrotrhliny kruhového tvaru. Tyto mikrotrhliny jsou poté iniciátory podpovrchových únavových trhlin. Tento jev je nazýván jako „křehnutí vodíku“. [6]



Obr. 4.10 Mikrotrhlina způsobená „křehnutím vodíku“ [6]

Snaha o potlačení tohoto nežádoucího jevu je tedy zakotvena i v normách pro výrobu kol a kolejnice, kde stojí, že obsah vodíku musí být kontrolován. [4],[14] Za nebezpečné se považuje již 0,0002 % vodíku v základním materiálu. [6]

4.1.7 VLIV MAZÁNÍ A KONTAMINANTŮ

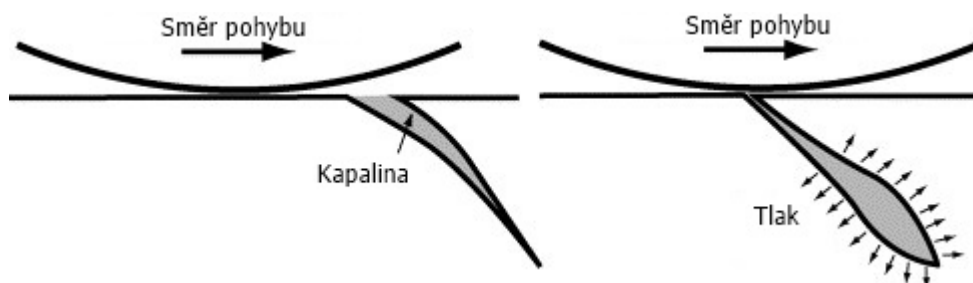
Mazání kontaktu kola a kolejnice může probíhat dvěma způsoby, a to mazání záměrné neboli účelové a mazání nejrůznějšími kontaminanty, jako jsou listy, voda a prach, nebo zesilovače adheze, jako písek, nebo trakční gely. [34] Záměrné mazání je aplikováno nejčastěji na první a poslední nápravě v obloucích, a to s poloměrem menším než 2000 m. Mazací zařízení je nejčastěji aktivováno v závislosti na úhlu natočení vozidla, z čehož plyne, že závisí na klopení při průjezdu obloukem. [18] Mazivo lze nanášet několika způsoby. Pomocí maznice v trati, přímo na kolo pomocí tuhého maziva přitlačovaného pružinou (obr. 4.11), nebo pomocí trysky umístěné na vozidle, kterou je mazivo stříkáno na kolejnici. Tím se dostáváme k dělení maziv neboli modifikátorů tření na pevné, které jsou vždy aplikovány na kolo a kapalné, které mohou být aplikovány na kolo i kolejnici. [22],[34]



Obr. 4.11 Mazání okolku tuhým mazivem [66]

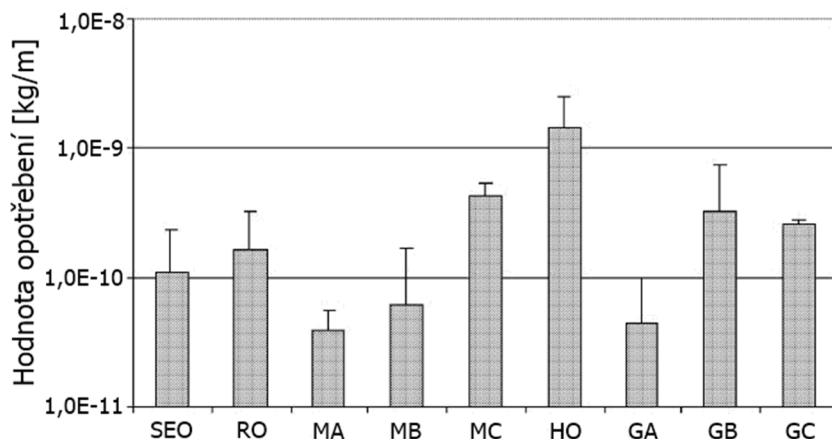
Při mazání je snaha o ošetření dvou ploch. První z nich je styk okolku s kolejnicí v obloučích, kde je snaha o dosažení koeficientu tření 0,1-0,2. Druhou je kontakt běhounu kola a kolejnice, kde je ideální koeficient tření 0,3-0,35. [22]

Teorie vlivu mazání na šíření trhlin jsou nejčastěji popisovány dvě. První z nich tvrdí, že mazivo v dutinách trhlin sníží tření mezi jejich stěnami a tím usnadní jejich šíření. Druhá pak tvrdí, že mazivo vtlačené do trhliny vytvoří při průjezdu kola tlak, a tím podpoří jejich šíření. [21],[25] Nicméně z obou teorií vyplývá, že je vhodné použít mazivo s vysokou viskozitou a zamezit tak jeho proniknutí do trhliny. Toto poškození se vyskytuje zejména u kolejnic, kde mazivo ulpívá, na kolech je mazivo odstraněno vlivem obvodové rychlosti. [6] Dále bylo zjištěno, že kolejnice v tunelech nejsou tímto fenoménem tak ovlivněny, protože za mazivo lze považovat i vodu, která se do tunelů běžně nedostává. Další skutečností podporující šíření trhlin je koroze jejich špiček, která se u mazaných kolejnic nevyskytuje. [25] Mazání snižuje i spotřebu paliva a úroveň hluku. [7] Na obr. 4.12 je vidět proces tlakování trhliny projíždějícím kolem vlivem kapaliny uvízlé v trhlíně.



Obr. 4.12 Proces tlakování trhliny [25]

Testováním maziv bylo zjištěno, že nejlepší vlastnosti z hlediska objemového opotřebení vykazují minerální oleje a ekologicky přizpůsobená plastická maziva. Ovšem ve výzkumu maziv je nutné stále pokračovat, aby bylo dosaženo ideálního poměru mezi opotřebením a iniciací trhlin. Na obr. 4.13 lze vidět výsledek testování různých maziv zanesený v grafu. Testování bylo provedeno pomocí kola o průměru 50 mm, které bylo valeno po mazaném úseku o délce 300 m. Zkratka SEO zde znázorňuje syntetický esterový olej, RO řepkový olej, MA, MB, MC minerální oleje s různými viskozitami a množstvím přísad, HO hydraulický olej, GA tuk na bázi řepkového oleje a GB, GC plastická maziva na bázi minerálních olejů. [7],[35]

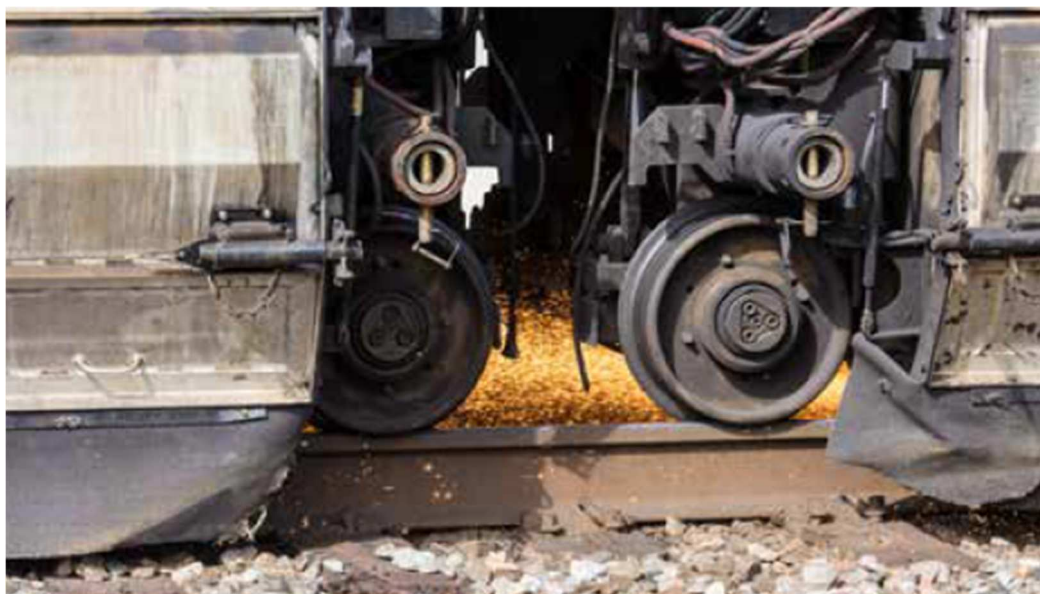


Obr. 4.13 Míry opotřebení při použití různých maziv [7]

4.1.8 BROUŠENÍ

Broušení kolejnic je nedílnou součástí údržby tratí a jeho účinnost je prokázána dlouhodobým pozorováním, protože kolejnice jsou broušeny již zhruba 30 let. [29] Je prováděno zejména pro opravení profilu kolejnice, protože poškozený profil způsobuje horší geometrii kontaktní plochy a tím i vysoké kontaktní napětí při relativně nízkém jmenovitém zatížení. Dalším důvodem je odstranění iniciací trhlin. Míra broušení musí být optimalizována tak, aby nedocházelo ke zbytečnému odebrání materiálu, protože z dlouhodobého sledování vyplývá, že dvě třetiny objemového opotřebení jsou způsobeny právě broušením. [35] Ovšem pokud nejsou odstraněny všechny zárodky trhlin, nemá broušení valný význam. Dalším důvodem této operace může být například odstranění zvlnění kolejnic, či oprava drsnosti povrchu, nebo odstranění povrchových vad, jako jsou například prohlubně způsobené vmáčknutím šterku do kolejnice, nebo povrchové vady způsobené dovařováním kolejnice. [22],[25],[27],[28]

Legované a vysoce kvalitní kolejnice je nutné brousit častěji, protože podléhají menšímu objemovému opotřebení než kolejnice obvyklé jakosti. Malé množství objemového opotřebení zde znamená, že trvá déle, než se samy opotřebují do správného profilu. [21] Na evropských tratích je broušení prováděno v průměru po každých 15 Mt, což znamená po projetí nákladu o hmotnosti 15 Mt přes danou kolejnici. [27] Na obr. 4.14 je vidět proces broušení.

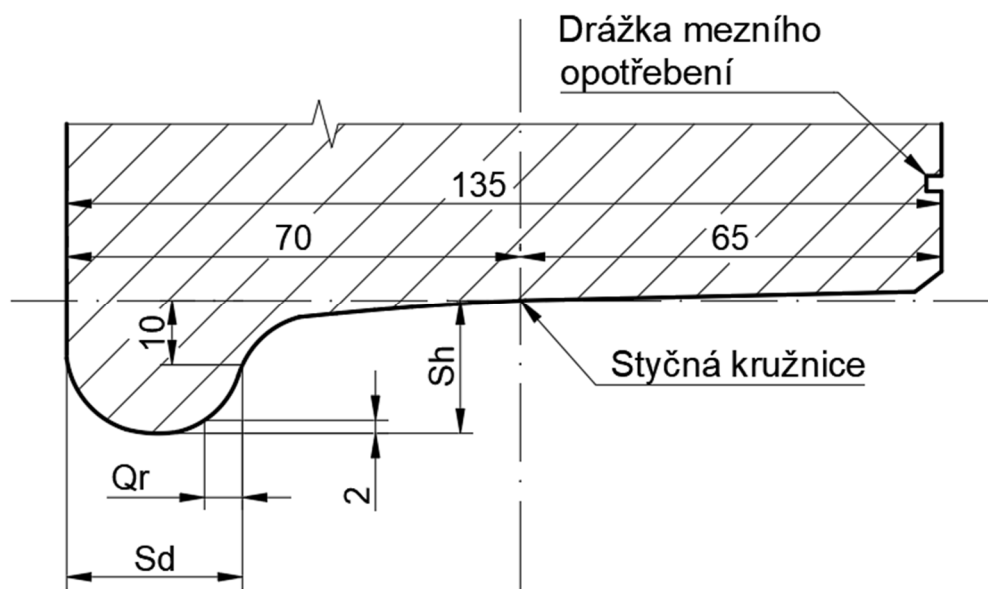


Obr. 4.14 Proces broušení kolejnic [22]

4.2 OBJEMOVÉ OPOTŘEBENÍ

Jak již bylo popsáno výše, objemové opotřebení není vždy nežádoucím jevem, jen je nutné dosáhnout určitého kompromisu mezi opotřebením a iniciací trhlin. Objemovému opotřebení podléhají zejména kola. Bylo zjištěno, že tažná kola se opotřebovávají přibližně dvojnásobně oproti kolům taženým. [7] Korigování opotřebení je prováděno nejčastěji mazáním kontaktu, protože mazáním kol v oblouku s poloměrem okolo 400 m lze snížit hodnotu opotřebení až 15krát v závislosti na použitém mazivu. [37] Na opotřebení má významný vliv také skluz, a proto je nutné, aby byl taktéž korigován. [21] Uvádí se, že při prokluzu vyšším než 15 % dochází k razantnímu růstu opotřebení. [19]

Při dosažení určité hodnoty opotřebení, nejčastěji doprovázené výrazným zhoršením dynamických vlastností, je kolo opraveno. Pro kvalifikaci byly stanoveny 3 parametry, které jsou zobrazeny na obr. 4.15. Sd zde představuje tloušťku okolku, Sh výšku okolku a Qr strmost okolku. Je zde také vidět drážka mezního opotřebení. Pokud je kolo opotřebeno na tuto hodnotu, nelze jej znovu opravit a musí být vyměněno. [17],[36] Pro měření a kontrolu profilu se používají nejrůznější zařízení, jako například Miniprof od společnosti Greenwood engineering [38], nebo Talysurf 6 od společnosti Nanovea. [39]



Obr. 4.15 Parametry pro kvalifikaci opotřebení kola [36]

5 METODY ŘEŠENÍ OPOTŘEBENÍ

Ke studiu opotřebení při kontaktu železničního kola a kolejnice je možné použít mnoho metod. Jednou z možností je sledování kolejnic a kol přímo v terénu, tato metoda je ovšem velice obtížná z hlediska vytíženosti tratí. Dalším problémem této metody je skutečnost, že nelze přesně definovat a korigovat podmínky a vstupní parametry testování, a z tohoto důvodu je používána experimentální metoda. Experimenty se provádějí nejčastěji na dvoudiskových zkušebních zařízeních s nejrůznějšími parametry. Tato metoda poskytuje velkou výhodu v možnosti přesně nastavit a korigovat všechny parametry výzkumu, jako je například materiál kol a kolejnic, třecí koeficient, skluz, přítomnost různých kontaminantů a maziv atd., čímž umožňuje zkoumat vliv jednotlivých koeficientů odděleně. Další možností je numerický přístup. Tvorbou matematických modelů opotřebení se zabývá mnoho výzkumníků, a proto i v této oblasti existuje mnoho různých pohledů na problém opotřebení. Poslední možností uvedenou v této práci je modelování pomocí počítačových programů, jako je například ADAMS/Rail atd. Tento přístup, stejně jako numerický, zažil v posledních letech největší rozmach hlavně díky rostoucí výpočetní výkonnosti počítačů.

5.1 VÝPOČETNÍ MODEL Y

Vývoj spolehlivého výpočetního modelu opotřebení je rozsáhlá a složitá disciplína, a to hned z několika důvodů. Každý model vyžaduje simulaci dynamiky vozidla, ze které mohou být vyvozeny síly působící na kontakt. Zde se již dostáváme k další problematice, a to lokální model kontaktu kola. Nejčastěji je používána Hertzova eliptická geometrie kontaktní plochy, která ovšem není naprosto přesná. A nakonec sám lokální model opotřebení, který také vykazuje určité nepřesnosti. Z těchto důvodů musí být výpočetní modely stále zdokonalovány a zkoumány. Hlavním smyslem těchto modelů je vyhodnocení opotřebení. Spolehlivý model tak může určit například intervaly mezi údržbovým broušením, nebo může být nápomocný při konstrukci kolejových vozidel. Dosavadní modely dokáží dostatečně dobře předpovědět opotřebení a iniciaci únavových trhlin, ale směr jejich šíření již nikoli. [18],[36]

Nepřesnosti všech modelů spočívají ve vstupních parametrech, jako jsou například profily kol a kolejnic (od nových až po silně opotřebované) a koeficientech tření měnících se v různých úsecích tratě. Z tohoto důvodu bylo zavedeno rozdělení tratě do úseků, na kterých jsou určeny dominantní parametry a výpočet se poté provádí pro jednotlivé úseky pomocí daných parametrů (profily kolejnic, koeficienty tření, nepravidelnosti tratě atd.). [18]

Výpočetní modely musí být nutně iterativní, protože dynamické vlastnosti se mění spolu s měnícím se profilem kol a kolejnic. Z tohoto důvodu je nutné stanovit určité intervaly po kterých jsou profily pro výpočet aktualizovány. Proces aktualizace profilů je klíčovou částí pro dosažení korektních výsledků. Cílem je určit počet kilometrů, po kterých je nutné profil aktualizovat. Při zvolení příliš malého kroku dochází ke zbytečně velkému výpočetnímu úsilí. Naopak při zvolení příliš velkého kroku může dojít k nepřesnostem z hlediska vstupních parametrů, které nebudou odpovídat realitě. Bylo zkoumáno mnoho strategií pro aktualizaci profilu a bylo tak zjištěno, že nejspolehlivějším parametrem je maximální hloubka opotřebení. Udává se, že ideální hloubka opotřebení, po které by mělo dojít k aktualizaci profilů je 0,1 mm. [36] Tato hodnota zajišťuje dostatečně přesné výsledky při zachování úměrného výpočetního úsilí.

V literatuře jsou výpočetní modely často děleny do dvou skupin. V první skupině jsou klasické výpočetní modely založené na Archardově modelu opotřebení a druhou skupinu

reprezentují modely založené na rozptylu energie, kde opotřebení souvisí s prací vykonanou v kontaktu kola a kolejnice. V této skupině lze uvést například Zoboryův, nebo Pearceův a Sherrattův model. [18],[35],[36],[40]

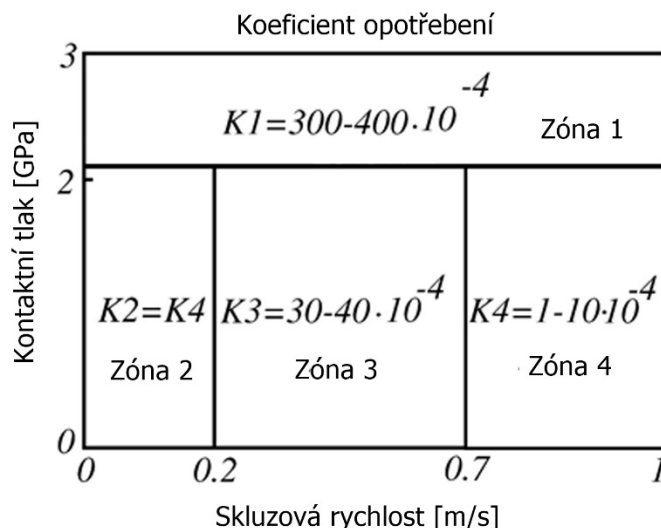
5.1.1 ARCHARDŮV MODEL

Archardův model je jeden z nejstarších modelů a obecně je používán spíše pro jiné typy valivých kontaktů jako jsou ložiska, ozubená kola a válečkové kladky, ale jeho modifikace nachází využití i v železničním průmyslu. Tento model je založen na následujícím vztahu (5.1). [20]

$$V_W = D \cdot K_A \cdot \frac{N}{H} \quad [20] \quad (5.1)$$

Kde:	V_W	objem opotřebení [m ³]
	D	posuvná vzdálenost [m]
	K_A	koeficient opotřebení [-]
	N	normálová síla [N]
	H	tvrdost podle Vickerse (měkkšího materiálu) [N/m ²]

Koeficient opotřebení je experimentálně zjištěná hodnota, kterou stanovil Jendel [41] a její hodnoty zanesl do grafu, který lze vidět na obr. 5.1. Zóna číslo 1 představuje silné opotřebení vyskytující se v kontaktu mezi okolkem a kolejnici. Zóna 2 představuje mírné opotřebení, jak ukazuje také nízký koeficient. Zóna 3 představuje silnější opotřebení a zóna 4 představuje nelineární část, kde vysoké kluzné rychlosti způsobují nízký koeficient opotřebení podobný zóně 2. [20],[41]



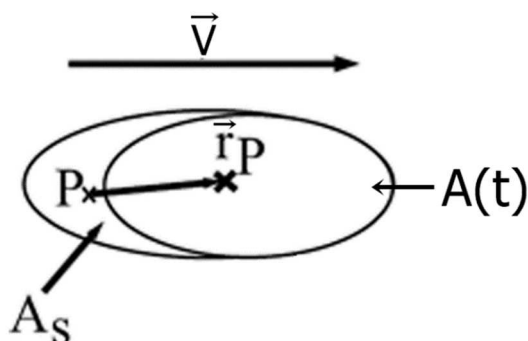
Obr. 5.1 Koeficient opotřebení – Jendel [41]

Na základě Archardova modelu dále pracovali například Jendel a Enblom, jejichž modely se zakládají na principu integrace Archardova modelu přes kontaktní oblast. [20]

Hlavním zdrojem nepřesností tohoto modelu je koeficient opotřebení, který je experimentálně stanoven a je tak závislý na kontaktních podmínkách za kterých byl experiment proveden. [40]

5.1.2 ZOBORYŮV MODEL

Zoboryův model je založen na principu rozptylu energie v kontaktu. Tento model předpokládá kontaktní plochu jako elipsu podle Hertze a rozděljuje ji na oblast skluzu A_S a oblast adheze $A(t)$, přičemž opotřebení se předpokládá právě v oblasti skluzu. Na obr. 5.2 je vidět uvažovaná kontaktní plocha, kde vektor \vec{v} znázorňuje směr pohybu, bod P je bod, ve kterém je počítáno opotřebení a \vec{r}_P je vektor posunutí daného bodu. [20],[42]



Obr. 5.2 Kontaktní plocha [20]

Zobory na základě této teorie vytvořil tři modely: opotřebení rozptýlenou energií, opotřebení trakcí a zjednodušené kombinované opotřebení. První dva modely jsou velmi náročné na výpočetní úsilí, a proto je většinou používán poslední zmiňovaný, který zde bude také popsán. Základem tohoto modelu je následující rovnice (5.2). [20],[42]

$$\dot{E}_d(r_p, t) = \frac{F_\xi \cdot V_\xi + F_\eta \cdot V_\eta + M_\phi \cdot \omega}{A(t)} \cdot \frac{p(r_p, t)}{\bar{p}(t)} \quad [20] \quad (5.2)$$

Kde: $\dot{E}_d(r_p, t)$ hustota toku energie v závislosti na poloze bodu a čase [Nm/sm^2]

F_ξ podélná posuvná síla [N]

V_ξ podélná posuvná rychlost v kontaktním bodě [m/s]

F_η příčná posuvná síla [N]

V_η příčná posuvná rychlost v kontaktním bodě [m/s]

M_ϕ točivý moment (moment kolem normály kontaktu) [Nm]

ω úhlová frekvence (kolem normály kontaktu) [s^{-1}]

$A(t)$ oblast adheze [m^2]

$p(r_p, t)$ tlak v uvažovaném bodě v závislosti na jeho poloze a čase [Pa]

$\bar{p}(t)$ střední tlak v kontaktní oblasti v závislosti na čase [Pa]

Střední tlak v kontaktní oblasti $\bar{p}(t)$ lze dále vypočítat dle vztahu (5.3). [20],[42]

$$\bar{p}(t) = \frac{F_n}{\pi \cdot a \cdot b} \quad [20] \quad (5.3)$$

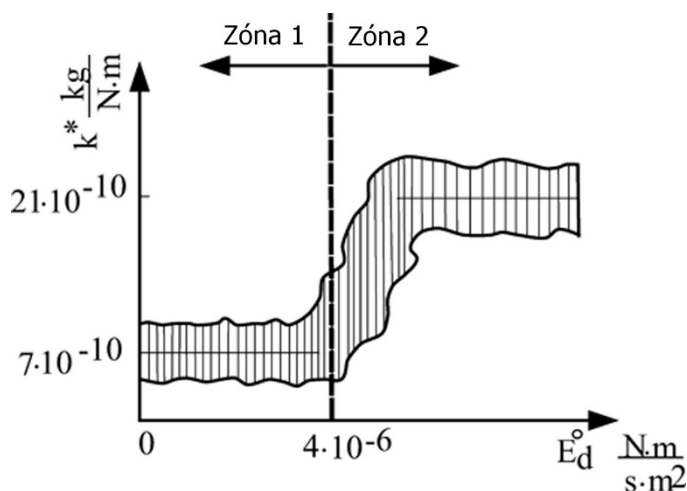
Kde: F_n normálová síla v daném čase [N]
 a, b poloosy v Hertzově eliptickém kontaktu [m]

V této fázi již lze vypočítat hmotnostní tok materiálu dle vztahu (5.4). [20],[42]

$$\dot{m}_d(r_p, t) = \hat{k}^* \cdot \dot{E}_d(r_p, t) \quad [20] \quad (5.4)$$

Kde: $\dot{m}_d(r_p, t)$ hmotnostní tok v závislosti na poloze a čase [kg/sm²]
 \hat{k}^* koeficient opotřebení [kg/Nm]

Koeficient opotřebení je opět experimentálně stanovená veličina a je zanesena do grafu v závislosti na hustotě toku energie. Na obr 5.3 je tento graf zobrazen. Tato závislost byla stanovena pro běžně používané materiály kol a kolejnic. Lze zde pozorovat strmý nárůst koeficientu v přechodové oblasti opotřebení. Zóna 1 totiž znázorňuje mírné opotřebení a zóna 2 silné opotřebení. [20],[42]



Obr. 5.3 Koeficient opotřebení – Zobory [20]

Určité nepřesnosti tohoto výpočtového modelu mohou být vneseny určením koeficientu opotřebení [20] a také použitím Hertzovy teorie kontaktní plochy, protože podle některých autorů je použití eliptické kontaktní plochy příliš hrubé a nepřesné. [37]

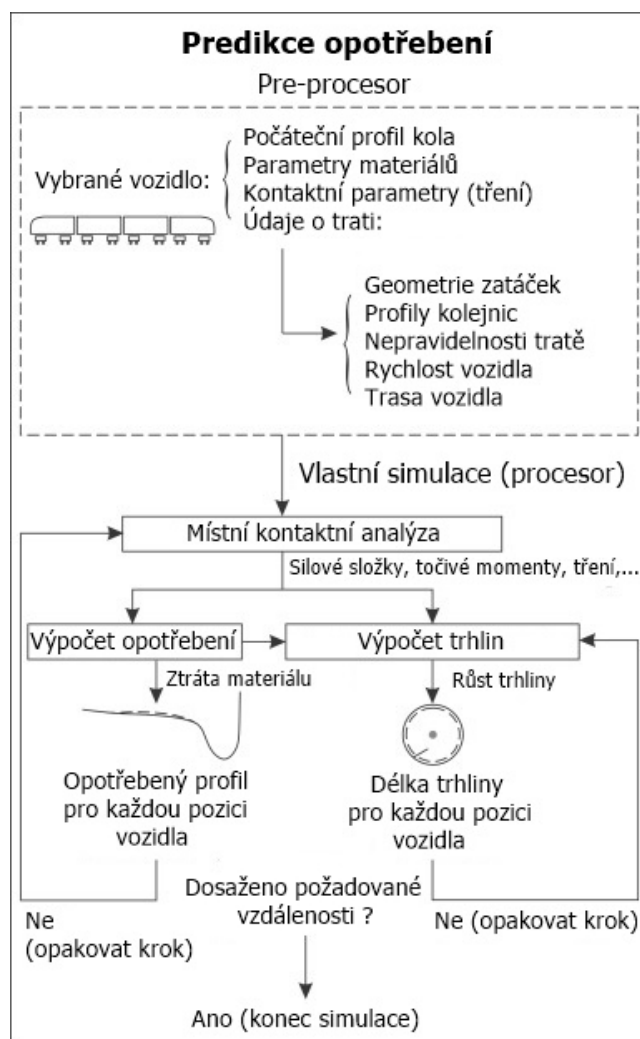
5.1.3 SROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH MODELŮ

Při srovnání jednotlivých modelů bylo zjištěno, že modely založené na Archardově přístupu, tedy Jendelův a Enblomův, vykazují přibližně stejné výsledky pro mírné i silné opotřebení. Dále lze říct, že Jendelův a Zoboryův model dávají podobné výsledky při silném opotřebení, které se vyskytuje nejčastěji na okolku. Pearceův a Sherrattův model při tomto

režimu předpovídá přibližně 10x vyšší hodnoty. Rozdíly mezi metodami jsou zaviněny experimentálně zjištěnými koeficienty, které byly pro jednotlivé metody určeny jiným způsobem a za odlišných podmínek. [20] Obecně převládá názor, že modely založené na rozptylu energie jsou vhodnější pro železniční aplikace a Archardův model je vhodnější například pro výpočet ložisek atd. [7],[35]

5.2 MULTI-BODY DYNAMICS SOFTWARE

Každý software pro výpočet opotřebení musí, stejně jako modely popsané v předchozí kapitole, nutně pracovat iterativně. Nejčastěji se software skládá z pre-processoru, procesoru a post-processoru. Kroky prováděné v těchto jednotlivých částech popisuje obr. 5.4. Zde lze vidět, že nejdříve je nutné v pre-processoru zadat veškeré počáteční parametry a následuje vlastní simulace v procesoru. Pro simulaci je nutné nejdříve provést místní kontaktní analýzu pro zjištění kontaktních podmínek. Metody používané pro kontaktní analýzu budou popsány v následující kapitole. Dále již lze počítat opotřebení, ze kterého vyjde nový opotřeбенý profil, který se stane vstupním parametrem pro výpočet trhlin. Pokud po těchto operacích není dosaženo požadované ujeté vzdálenosti, je proces opakován od místní kontaktní analýzy. [18]



Obr. 5.4 Postup simulace opotřebení [18]

5.2.1 MÍSTNÍ KONTAKTNÍ ANALÝZA

Metody pro místní kontaktní analýzu jsou dvě. Hlubší popis těchto metod by byl velice obsáhlý a pro tuto práci by neměl významný přínos, a proto je zde provedeno pouze určité nastínění. Nicméně více o těchto metodách se lze dočíst například zde [43].

Nejčastěji bývá v softwarech pro predikci opotřebení implementován software FASTSIM, který vytvořil Kalker. Jeho princip spočívá v tom, že rozměry kontaktní plochy a normálové složky napětí jsou vypočteny pomocí Hertzovy teorie eliptické kontaktní plochy, zatímco tangenciální (smykové) složky napětí jsou vypočteny pomocí Kalkerova algoritmu. Další možností je software CONTACT, který vyvinul opět Kalker. Hlavním rozdílem je, že CONTACT nepoužívá eliptickou kontaktní plochu, ale tuto plochu rozděluje na části a je tak schopný počítat s reálnějším tvarem kontaktní plochy. Výpočet kontaktní analýzy pomocí softwaru CONTACT je ovšem příliš zdlouhavý, a proto je využíván spíše pro samotnou kontaktní analýzu, která není zahrnuta v iteračním postupu. Software FASTSIM je podle většiny autorů vhodným kompromisem mezi délkou výpočtu a přesností výsledků. [36],[37],[44],[45],[46]

5.2.2 GENSYS

Jedním z MBD (Multi-body dynamics) software je GENSYS od společnosti DEsolver. Tento software je schopen počítat maximálně s dvoubodovým kontaktem při styku kola a kolejnice, což ovšem není vnímáno jako omezení, protože vícebodový kontakt se prakticky nevyskytuje. Pro kontaktní analýzu je zde použito implementovaného softwaru FASTSIM. GENSYS dále poskytuje sadu post-procesorů pro 3D vizualizaci, nejrůznější animace, nebo například pro vykreslení grafů. Výpočet opotřebení zde může být realizován jak pomocí Archardova modelu, tak podle modelů založených na rozptylu energie. [37],[47]

5.2.3 ADAMS/RAIL

Adams/rail je software, který byl odvozen od Adams/car. Umožňuje i vícebodový kontakt a pro kontaktní analýzu je zde opět použit software FASTSIM. Adams/rail obsahuje dvě rozhraní. Jedno pro práci s připravenými šablonami, které nabízí a druhé pro vlastní tvorbu šablon. Součástí těchto rozhraní je i obsáhlá knihovna, ve které lze nalézt komponenty jako dvojkolí, rám podvozku, který lze parametricky nakonfigurovat, karoserii a nejrůznější tlumiče a pružiny. Využití tento program nachází například při dynamické simulaci kontaktu kola a kolejnice, předpovědi opotřebení, analýze podvozků, analýze pohodlí a rekonstrukci nehody. [48],[49]

5.2.4 URVA

Tento software je vhodný pro lehčí kolejová vozidla jako jsou například tramvaje. Vozidla jsou zde obecně sestavována ze třech prvků. Z rotačních těles (kola, osy), z nerotujících těles (karoserie, podvozky) a z elastických těles. URVA (Urban Rail Vehicle Analysis) neposkytuje nástroj pro výpočet opotřebení, ale lze z něj exportovat kompletní data o kontaktní analýze, která mohou být dále pro predikci opotřebení použita. [20],[50]

5.2.5 SIMPACK RAIL

Software Simpack Rail umožňuje vícebodový kontakt a pro místní kontaktní analýzu využívá neeliptickou metodu při zachování přijatelné rychlosti výpočtu. Součástí softwaru je balíček Simpack Rail – Wheel wear, který nabízí volné programování. Lze tedy počítat opotřebení podle obou metod (Archard, rozptýlení energie) a dochází zde k automatické

aktualizaci profilu v nastavených bodech analýzy. Umožňuje i grafické znázornění výsledků. [51],[52]

5.2.6 SROVNÁNÍ

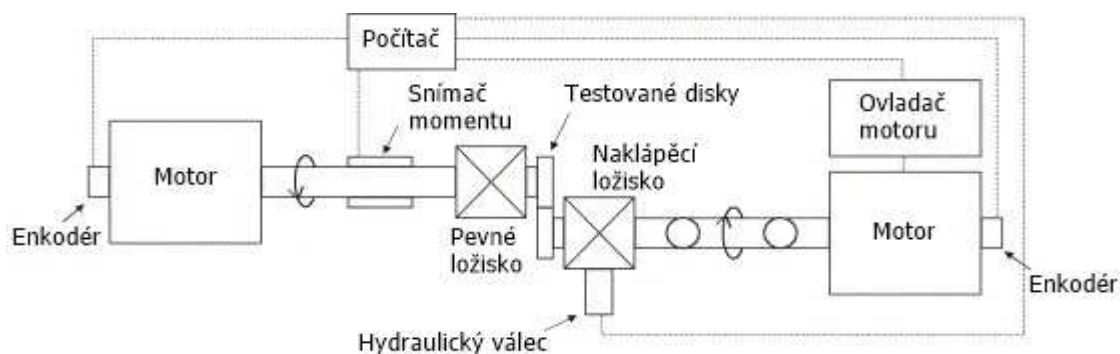
Existuje mnoho dalších softwarů používaných v tomto odvětví, jako například Nucars, Vampires a VOCO. Obecně se od sebe jednotlivé programy liší zejména použitou metodou kontaktní analýzy, nebo použitým modelem pro výpočet opotřebení. Další odlišnosti vykazují také jejich uživatelské rozhraní. Množství existujících programů ukazuje, o jak významný obor se jedná. Výběr správného programu závisí zejména na tom, co potřebujeme simulovat. [46],[53]

5.3 EXPERIMENTÁLNÍ PŘÍSTUP

Experimentální zkoumání lze uskutečnit mnoha způsoby. Jedním z nich je testování kol přímo na reálné trati. Tento způsob je ovšem velice náročný z hlediska vyčerpání dnešních tratí a dále je zde také nevýhodou, že nelze přesně stanovit podmínky testování. Dalším způsobem je testování na zkušebním okruhu, jakým je například okruh ve Scherbince v Rusku. [92] Tato metoda je velice podobná reálné situaci, ale je náročná z hlediska nákladů na stavbu takové trati a stejně jako na reálné trati, ani zde nelze naprosto přesně nastavit okolní podmínky. Z těchto důvodů došlo k vývoji testovacích zařízení. Existuje spousta typů těchto zařízení a v následující části jich bude několik představeno.

5.3.1 SUROS

Zařízení označované zkratkou SUROS (Sheffield University Rolling Sliding) má svůj základ v soustruhu Colchester Mascot 1600. [54] Jeho schéma lze vidět na obr. 5.5. Na stranu koníku soustruhu byl umístěn stejnosměrný elektrický motor o výkonu 4 kW, který je hřídelí přes naklápěcí ložisko spojen s jedním z testovacích disků. Na toto naklápěcí ložisko je aplikováno zatížení pomocí hydraulického válce. Toto zařízení umožňuje maximální zatížení 29 kN, což při použití Hertzovy kontaktní teorie vyvede kontaktní tlak 3000 MPa. [67] Pod tímto válcem je umístěn siloměr s přesností $\pm 2\%$. Nyní se už dostáváme k samotným testovaným diskům, které mají stejné rozměry, a to průměr 47 mm a šířku 10 mm. Druhý z kotoučů je připevněn hřídelí k původnímu motoru soustruhu. Na této hřídeli je umístěn snímač momentu pro zjištění tření v kontaktu. Oba motory mohou pracovat nezávisle na sobě a na jejich hřídelích jsou umístěny enkodéry pro měření otáček. Na zařízení lze tedy simulovat skluz pomocí rozdílných otáček motorů. Všechny parametry zkoušky, jako jsou otáčky a zatížení jsou řízeny počítačem, ve kterém jsou také zaznamenávána veškerá data z měření. Toto zařízení umožňuje i přidávání kapaliny do kontaktu. [17],[34],[36],[54]



Obr. 5.5 Schéma SUROS [36]

Zařízení bylo použito v mnoha experimentech, například ve studii [17] bylo zařízení použito při měření teploty v kontaktu pomocí termovizní kamery. Bylo zde porovnáno experimentální měření teploty a analytický výpočet, přičemž bylo zjištěno, že výsledky jsou téměř shodné. Experiment byl proveden především za účelem zkoumání vedení tepla při kontaktu dvou disků, ovšem zjištění nejsou shodná s reálnou situací kontaktu kola a kolejnice. Vedení tepla kolem a kolejnicí se skutečnými rozměry probíhá jiným způsobem než v tomto zmenšeném měřítku. Z tohoto experimentu ale plynou i obecně platná zjištění, a to například, že s měnící se drsností kol v průběhu testování se mění i teplota kontaktu. Dalším poznatkem je, že skutečné železniční kolo se pohybuje po studené kolejnici, ovšem kolo testovacího stavu se pohybuje po disku kolejnice s určitou zvýšenou teplotou, což vnáší do měření jistou odchylku od skutečnosti.

Ve studiích [54],[67] bylo využito pro zkoumání vlivu skluzu na opotřebení RCF za různých podmínek, jako je suchý kontakt, nebo voda v kontaktu. Zásadním zjištěním zde pak bylo, že růst RCF poškození při mokřím kontaktu je významně urychlen, pokud je na začátku testování provedeno několik cyklů v suchém prostředí. Ve studii [67] se konkrétně jednalo o 500 cyklů. To je způsobeno tím, že při těchto cyklech dojde k iniciaci mikrotrhlin, které jsou následně vlivem vody rychle rozšířeny. Mechanismy tohoto šíření již byly popsány v oddíle 4.1.7. Dalším zjištěním bylo, že životnost neboli odolnost železničních materiálů proti RCF opotřebení klesá se zvyšujícím se poměrem skluzu z 0 % na 0,3 %, ovšem při dalším zvyšování na 1 % životnost naopak roste. Dále při zvýšení na 5 % a výš již dochází k razantnímu poklesu životnosti. Tato dvě zjištění jsou platná i pro skutečný kontakt, ovšem dá se předpokládat, že číselné hodnoty by mohly být odlišné.

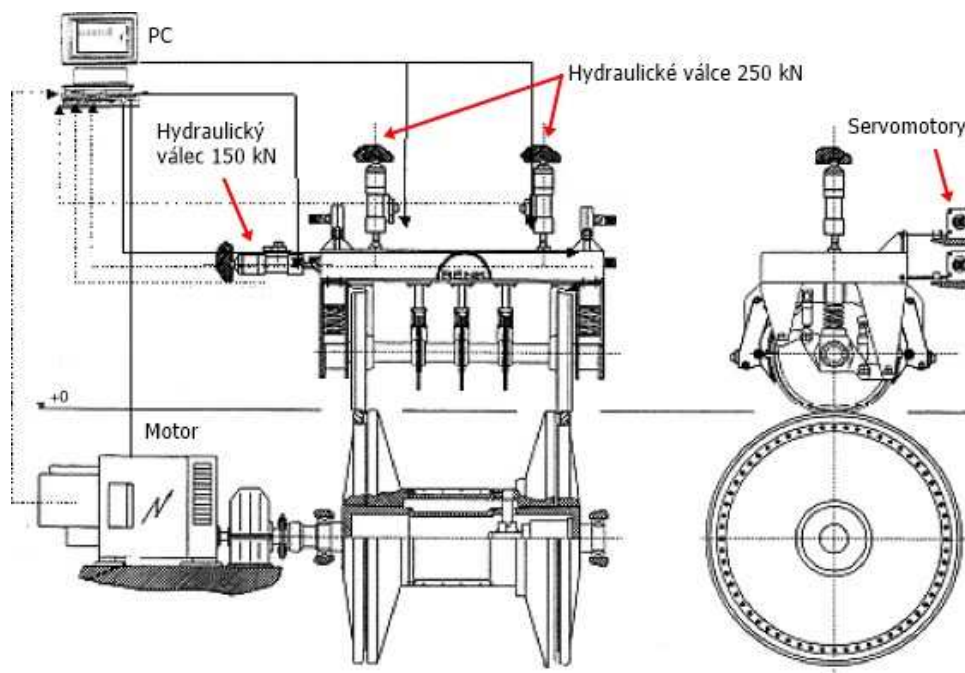
Studie [34] využívá toto zařízení pro testování objemového opotřebení opět při různých podmínkách pomocí měření hmotnosti vzorků před a po testování. Byly testovány tři různé režimy, suchý, vlhký a mokřý kontakt, a to pro hodnoty skluzu od 0,1–20 %. V souladu s informacemi uvedenými v oddíle 4.2 bylo zjištěno, že při zvyšování skluzu nad 15 % dochází k velice razantnímu růstu objemového opotřebení.

Ve studii [36] je toto zařízení využito pro porovnání matematického modelu opotřebení s experimentálními výsledky. Matematický model byl ovšem aplikován na disky tohoto testovacího zařízení a autor uvádí, že aplikace modelu na skutečné profily kola a kolejnice by měla být předmětem další práce.

Závěrem lze říct, že toto testovací zařízení je vhodné pro obecné zkoumání mechanismů opotřebení, nebo vedení tepla. Výstupy z experimentů nám mohou poskytnout informace obecně platné pro kontakt dvou disků, ale přesné hodnoty pro kontakt reálného kola a kolejnice od nich očekávat nelze. Výhodou tohoto zařízení je, především snadná manipulace s vzorky díky jejich malé velikosti. S tím souvisí i cena vzorků, která je nižší než u vzorků reálných velikostí. Vzorky jsou ale odebírány z reálných kol a kolejnic různými způsoby, což jim nezaručí stejné vlastnosti po celém obvodu. Zde se jedná například o zbytkové napětí v materiálu, které má být podle norem rozloženo rovnoměrně po obvodu, což u těchto vzorků dodrženo není. Myšlenka přestavěného soustruhu je ale velice výhodná z hlediska ceny a náročnosti výroby testovacího zařízení.

5.3.2 BU300

Zařízení BU300 vyvinuté společností Lucchini CRS obsahuje jeden stejnosměrný motor, který žene dvě pevně spojená kola o průměru 2000 mm, která simulují kolejnice. Maximální simulovaná rychlost je 300 km/h. Zatížení je zde aplikováno pomocí dvou hydraulických válců, které jsou umístěny na příčnici, na kterém je umístěna i horní hřídel se dvěma koly simulujícími železniční kola, jak lze vidět na obr. 5.6. [36],[55]



Obr. 5.6 Schéma BU300 [36]

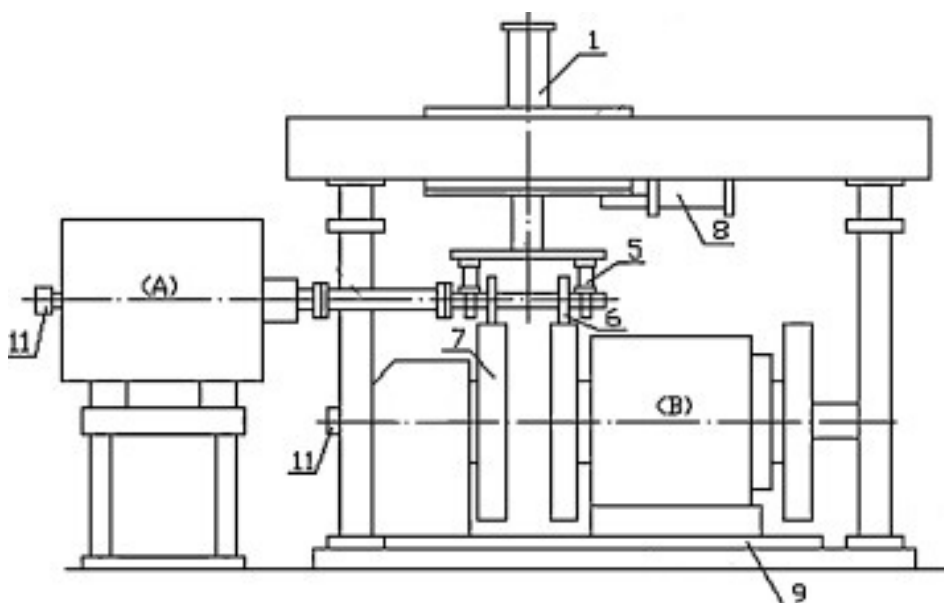
Hydraulické válce mohou být ovládány nezávisle a umožňují tak různá zatížení každého z kol. Maximální zatížení, které lze na tomto zařízení simulovat je 250 kN. Dále je zde také jeden hydraulický válec umístěn z boku, a umožňuje tak aplikovat laterální zatížení až 150 kN simulující průjezd obloukem. Dalším vybavením tohoto zařízení jsou dva servomotory umístěné na každém železničním kole, které tak umožňují natočení kol a tím i realističtější simulaci průjezdu obloukem. Kola jsou dále uložena přes soustavu pružin a tlumičů, čímž je dosaženo odezvy podobné jako při uložení ve skutečném podvozku. Jednou z největších výhod tohoto zařízení je propojení s počítačem, ve kterém lze nahrát dynamické účinky jízdy po reálné trati a zařízení je potom schopno průjezd této trati dokonale nasimulovat. [36],[55]

Toto zařízení bylo použito společně se zařízením SUROS pro ověření výsledků vyvinutého matematického modelu ve studii [36]. Bylo použito reálné železniční kolo s profilem UIC ORE S1002 a profil disku kolejnice byl UIC60 900A. Proběhla simulace průjezdu určitého úseku, který byl několikrát opakován až bylo dosaženo celkového nájezdu 10500 km a po každých 2000 km byly měřeny profily. Při tomto testování došlo k poruše řídicího systému, který při 7500 km zaznamenal nereálné poškození, při kterém změna profilu činila 45 mm. Takto skutečnost ovšem nenarušila měření, protože toto chybové poškození bylo zaznamenáno v dostatečné vzdálenosti od kontaktu. Tato porucha ovšem potvrzuje o jak složitý a náchylný stroj se jedná. Vzorky pro tento testovací stav jsou také velice nákladné, protože se jedná o reálné železniční kolo a disk kolejnice o průměru 2000 mm pro svou výrobu vyžaduje specializovanější pracoviště, než jak tomu bylo u předchozího zařízení. Z tohoto plyne určité omezení, co se týče opakování experimentu. Nicméně výsledky z tohoto zařízení jsou velice

kvalitní a téměř v maximální míře shodné s reálnou situací, což je způsobeno především schopností dokonale simulovat skutečný úsek trati pomocí implementovaného software. Aby toho bylo zařízení schopné, je nutné, aby mělo možnost ovládat veškeré parametry, jako je natáčení kol, zatížení atd. a to hlavně v průběhu testování. Dalším příkladem použití tohoto zařízení je studie [55], kde bylo také prováděno měření za účelem porovnání výsledků s matematickým modelem.

5.3.3 JD-1

Testovací zařízení označované zkratkou JD-1 je složeno ze dvou stejnosměrných motorů. Jeden, který je na obr. 5.7 označen písmenem A, pohání disky simulující železniční kola a druhý, označený B, pohání disky simulující kolejnice. Motory mohou být ovládány nezávisle a lze tak změnou otáček jednoho z nich simulovat skluz. Průměr disků kol (6) je 200 mm a průměr disků kolejnic (7) je 1070 mm. Disky simulující kolejnice jsou po svém obvodu zaobleny s poloměrem 40 mm. Zařízení je dále vybaveno hydraulickým válcem (1) pro simulaci zatížení a hydraulickým válcem (8) pro boční zatížení při průjezdu obloukem. Součástí výbavy jsou i optické enkodéry (11) na každé hřídeli pro sledování otáček jednotlivých motorů a vyhodnocování skluzu. Dále je zde také 3D snímač zatížení (5). Všechny informace jsou odesílány a zpracovávány v počítači, který slouží zároveň k ovládání tohoto zařízení. Motor s disky kolejnic je dále umístěn na otočném disku (9) a lze tedy simulovat i natočení při průjezdu obloukem. Na zařízení lze zkoumat i vliv tekutiny v kontaktu pomocí kanálku, kterým může být tekutina přiváděna. Celé zařízení je sestrojeno v měřítku 1:4. [31],[56]



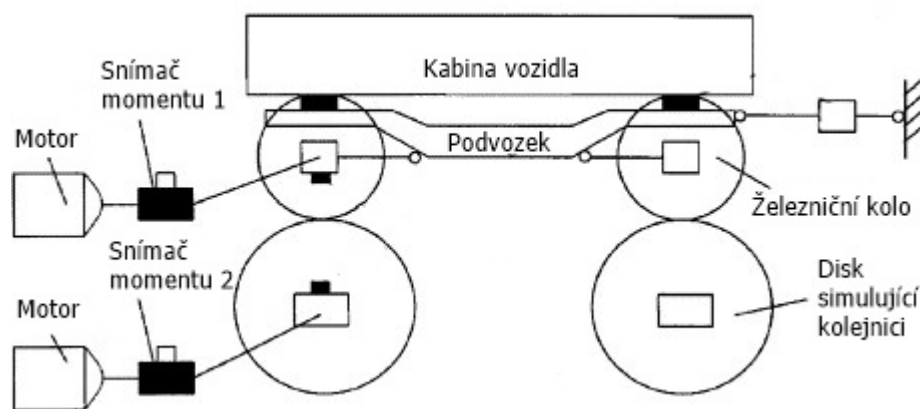
Obr. 5.7 Schéma JD-1 [56]

Zařízení bylo použito například ve studii [31] při zkoumání mechanismů opotřebení. Bylo provedeno testování za účelem určení vlivu skluzu, normálového zatížení a oduhličené vrstvy na objemové opotřebení. Bylo zjištěno, že se zvyšujícím se skluzem a normálovým zatížením množství opotřebení roste. Výsledky vlivu oduhličené vrstvy již byly popsány v oddíle 4.1.5. Rozměry a profily kol byly pro experiment voleny podle Hertzovy eliptické teorie tak, aby poměr mezi poloosami (hlavní, vedlejší) reálného kontaktu kola a kolejnice odpovídal poměru mezi poloosami kontaktu experimentálních vzorků. Tento postup byl použit pro dosažení určitého kompromisu mezi realitou a experimentem v určitém měřítku. Díky

menším rozměrům testovacích vzorků je celý experiment levnější. Nižší jsou i nároky na testovací zařízení, protože pro dosažení reálných kontaktních napětí a tlaků postačí díky menší kontaktní ploše nižší zatížení. Určitou rezervu tohoto stroje lze vidět v profilech kol. Opotřebení kol a kolejnic je specifikováno mimo jiné i místem výskytu, například u železničního kola se opotřebení projeví jako první na okolku. Zde je ovšem kolo obvykle válcové, a proto například tento typ opotřebení na tomto zařízení simulovat nelze. Toto zjednodušení ovšem opět přináší úsporu financí při výrobě vzorků. Obecně lze říct, že zařízení JD-1 představuje poměrně vhodný kompromis. Manipulace se vzorky je snazší, než u předchozího zařízení BU300 a podle validačního měření provedeného jako součást studie [56], jsou výsledky kvalitní a srovnatelné s ostatními testovacími stavy v plném měřítku. V této studii byl dále testován vliv vody v kontaktu na koeficient tření.

5.3.4 ZAŘÍZENÍ NA NATIONAL TRACTION POWER LABORATORY

Toto zařízení zobrazené na obr. 5.8 disponuje motorem o výkonu 800 kW, který pohání dvojkolí v měřítku 1:1. Požadovaný skluz je na tomto zařízení zprostředkován pomocí generátoru připojeného na disky simulující kolejnice. Na zařízení lze měřit otáčky jednotlivých hřídelů pro zjištění skluzu a maximální simulovaná rychlost je zde 280 km/h. Dále je měřen moment na obou hřídelích a zatížení kol. Ve studii [57] bylo aplikováno zatížení od 44 do 135 kN. Zařízení je vybaveno i mechanismem pro přívod kontaminantů do kontaktu. Toto zařízení se od většiny ostatních liší možností přivádět na kola nezávisle vibrace pro simulaci nepravidelností tratě. Maximální frekvence vibrací je 30 Hz a maximální amplituda činí ± 10 mm. [57]



Obr. 5.8 Schéma zařízení NTPL [57]

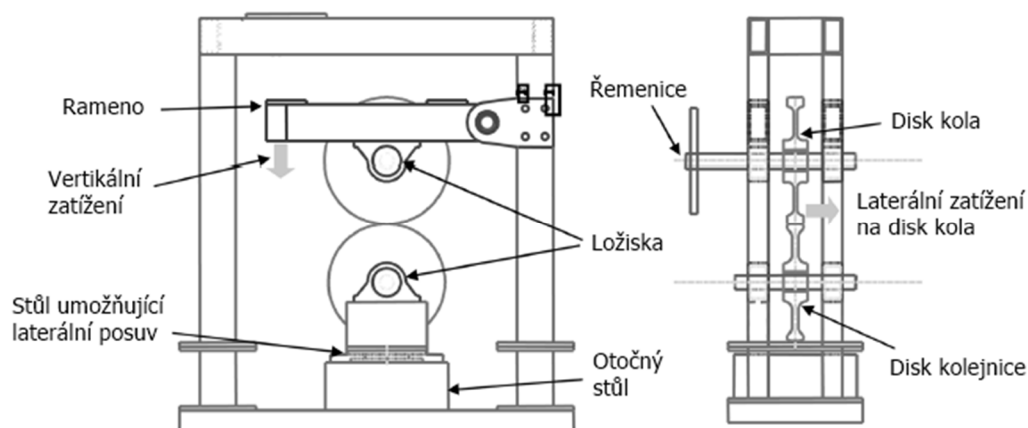
Toto zařízení bylo použito například ve studii [57] při testování adheze za různých okolních podmínek, jako je suchý kontakt, mokry kontakt a kontakt mazaný strojním olejem. Na základě měření pro normálové zatížení od 44 do 135 kN a rychlost od 120 do 280 km/h bylo zjištěno několik podstatných informací, které je možné dále využít při konstrukci kolejových vozidel a při řízení adheze. Bylo zjištěno, že při suchém kontaktu se koeficient tření drží téměř stabilně na vysokých hodnotách mezi 0,5 – 0,6 pro celé rychlostní pásmo. Pro kontakt mazaný strojním olejem je průběh koeficientu tření přibližně stejný, pouze se jedná o mnohem nižší hodnoty, a to kolem 0,04. Při kontaktu s vodním filmem má hodnota koeficientu tření s rostoucí rychlostí výrazně klesající tendenci. Koeficient tření byl zjišťován i v závislosti na normálovém zatížení a bylo zjištěno, že s rostoucím zatížením koeficient tření bez ohledu na znečištění, nebo rychlost, klesá. Nakonec byl ještě zjišťován vliv nepravidelností tratě na kroutící moment na

hřídelích disků, a to pomocí vibračního zařízení, které na kola aplikovalo náhodný signál a to od 0 do 15 Hz. Na základě tohoto měření bylo zjištěno, že při kontaktu mazaném strojním olejem nepravidelnosti tratě nijak významně neovlivňují kroutící moment, a tedy ani tažnou sílu. Naopak při kontaktu znečištěném vodou dochází k výraznému poklesu kroutícího momentu s rostoucí frekvencí buzení.

Toto zařízení má velkou výhodu v možnosti simulovat nepravidelnosti tratě, což není standartní vybavení těchto zařízení. Další výhodou je reálnost simulací, protože zařízení je vyrobeno ze skutečného podvozku s dvojkolím, takže výsledky lze považovat za velice hodnotné. Nevýhodou naopak je, že toto zařízení má vysoké nároky na hnací a zátěžné prvky. S touto nevýhodou dále souvisí, případná vysoká spotřeba energií při longitudinálních simulacích. Vysoká je i cena testovaných vzorků oproti vzorkům v určitém měřítku. Hlavní nevýhodou tohoto zařízení ovšem je, že není schopno simulovat průjezd obloukem, protože nedisponuje natáčecím zařízením a ani možností bočního zatížení.

5.3.5 ZAŘÍZENÍ NA HUDDERSFIELD UNIVERSITY

Toto zařízení je vybaveno dvěma koly o průměrech 290 a 310 mm. Menší z nich simulující kolejnici je po svém obvodu zaobleno poloměrem 100 mm. Větší z nich má profil skutečného kola a je hřídelí spojeno s řemenicí, na kterou je přiváděn moment z elektrického motoru o výkonu 10 kW. Hřídel disku kola je uložena na páce, přes kterou lze pomocí hydraulického válce aplikovat zatížení až 4 kN. Dále lze na disk kola vyvinout i laterální zatížení, jak je znázorněno na obr. 5.9. Disk kolejnice je dále uložen na otočném stole, který kromě natočení umožňuje i laterální posuv. [58]



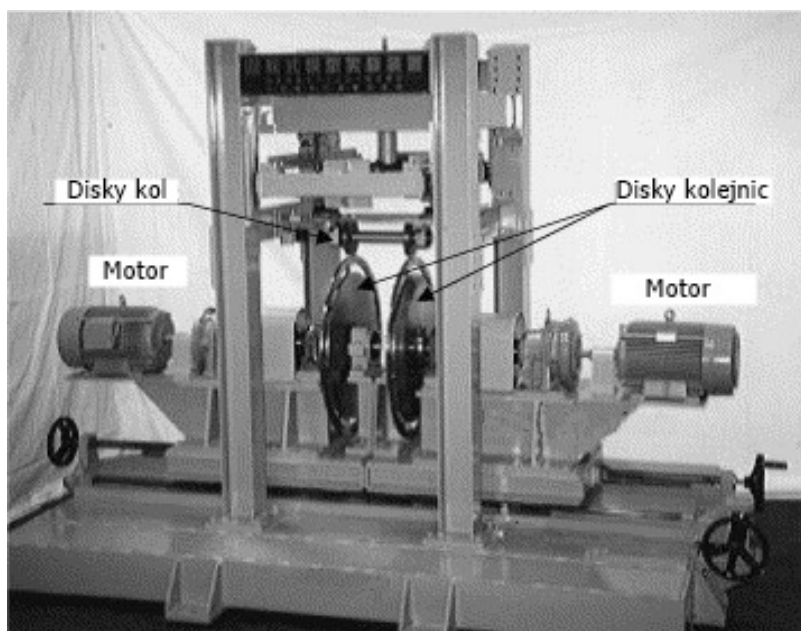
Obr. 5.9 Schéma zařízení na Huddersfield university [58]

Ve studii [58] bylo zařízení použito pro zkoumání mechanismu kvílení kol v obloucích při použití mikrofónu umístěného blízko kontaktu. Při simulaci byla snaha o určení počátku kvílení v závislosti na úhlu náběhu při určitém zatížení. Výsledky byly následně porovnány s výpočty pomocí predikčního modelu, které se téměř shodovaly. Jako hlavní zjištění z této studie plyne, že kvílení není závislé pouze na úhlu náběhu, ale silně závisí také na koeficientu tření. Výhodou tohoto zařízení je především jeho všestrannost, protože umožňuje prakticky veškeré potřebné natočení a posuvy. Jedinou odlišností od reálné situace jsou rozměry kontaktní plochy, což je způsobeno měřítkem, ve kterém jsou disky vyrobeny. Veškerá zařízení v měřítku vyžadují, aby byl zvolen kompromis mezi třemi základními parametry, což jsou kontaktní napětí, kontaktní tlak a rozměry kontaktní plochy. Ve většině případů jsou zvoleny menší rozměry kontaktní plochy při zachování reálného kontaktního napětí a tlaku a toto zařízení není

výjimkou. Nicméně i při tomto zjednodušení dosahuje věrohodných výsledků. Řešení posuvu disku kola je zde pomocí páky, která sice vyžaduje dostatečnou tuhost a preciznost při výrobě pro omezení vůlí v mechanismu, ale zajišťuje jednoduché a spolehlivé vedení. Další výhodou pákového mechanismu je omezení potřebné zatěžovací síly. Jednou z nevýhod se zde jeví podstatná změna tvaru a rozměrů kontaktní plochy, kterou by bylo možné omezit například zvětšením průměru disku kolejnice. Dalším významným nedostatkem je, že nelze simulovat skluz, protože disk kolejnice není vybaven motorem ani brzdou. Lze ovšem předpokládat, že pokud by bylo zařízení schopné simulovat skluz, například pomocí přídavného motoru, pohon disku kola pomocí řemene by byl pravděpodobně nedostatečný a nevhodný.

5.3.6 ZAŘÍZENÍ NA TRAFFIC SAFETY AND NUISANCE RESEARCH INSTITUTE

Toto zařízení vyvinuté v měřítku 1:5 je vybaveno dvěma střídavými motory. Na rozdíl od předchozích, tyto motory pohánají nezávisle každý jeden disk kolejnice a disky kol standardně poháněny nejsou, lze na ně ovšem připojit stejnosměrné krokové motory, což umožní řídit otáčky každého kola zvlášť. Systém lze vidět na obr. 5.10. Základní uspořádání umožňuje simulovat rozdílné otáčky každého z disků kolejníc. Každý z motorů je dále vybaven planetovou převodovkou, pomocí které lze měnit rychlosti otáčení až do $312,5 \text{ min}^{-1}$. Maximální obvodová rychlost disku kolejnice s průměrem 860 mm je tedy 14 m/s, což odpovídá rychlosti vozidla 250 km/h. Převodovka dále zvyšuje moment, který lze vyvinout na hřídeli disků kolejníc až na 700 Nm. Zařízení dále umožňuje ručně natáčet disky kolejníc, a to až o 2° . Natočení je měřeno pomocí dvou laserů mířících na disk kolejnice. Při natočení dojde ke změně vzdáleností jednotlivých laserů od disků kolejníc z čehož lze určit přesný úhel natočení. Zařízení umožňuje také aplikovat zatížení na disky kol a pomocí tenzometru toto zatížení měřit. Na hřídeli disků kolejníc je také měřen moment pro vyhodnocení tření. Profily disků kol a kolejníc jsou reálné, pouze zmenšené v měřítku 1:5. [61]



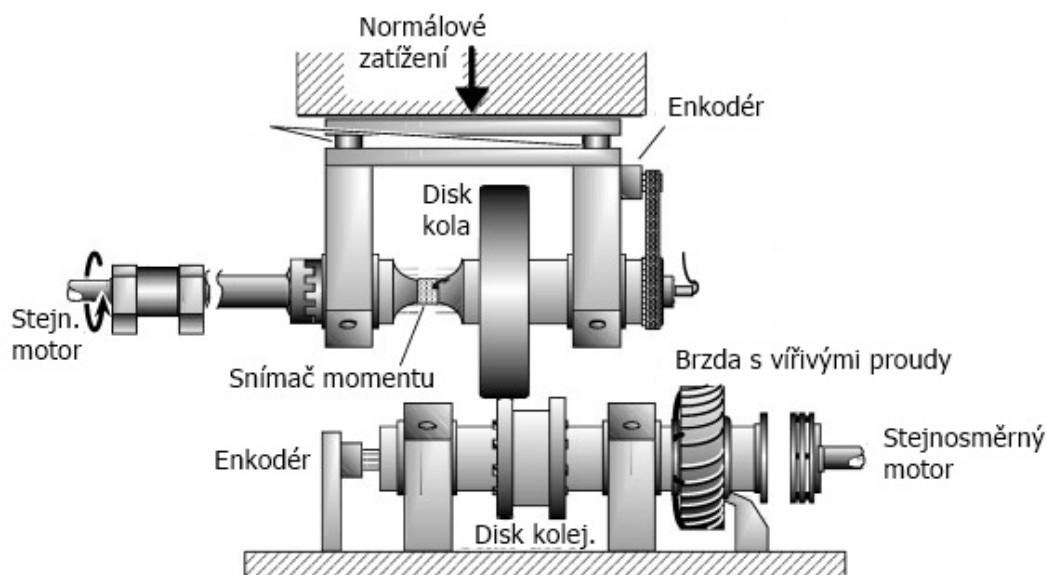
Obr. 5.10 Schéma zařízení na TSaMRI [61]

Ve studii [61] bylo zařízení použito při vývoji autonomního podvozku železničního vozidla. Na zařízení byly postupně testovány tři profily kol a byly měřeny jejich skluzové charakteristiky v závislosti na úhlu náběhu. Při návrhu tohoto zařízení bylo postupováno

originálním způsobem. Celé zařízení bylo vyrobeno v měřítku 1:5, tedy i profily kol a kolejnic a jejich průměry byly vyrobeny v tomto měřítku. Pro účely studie [61], je tato teorie dostatečná, ale skrývá i několik zásadních problémů a jedním z nich je volba zatížení. Při zatížení aplikovaném dle této teorie, tedy pětinašobně menším, nebude dosaženo reálného kontaktního napětí, ani tlaku. Při volbě zatížení, které při daných rozměrech kontaktní plochy zajistí přibližně reálné kontaktní napětí a tlak narazíme na další problém a tím je odezva vzorků na toto napětí. Tuhost kola a kolejnice v tomto měřítku je výrazně odlišná, a proto bude docházet k deformacím, které nebudou srovnatelné s reálnou situací. Z tohoto důvodu je takové zařízení vhodné například pro zkoumání koeficientu tření, nebo skluzu, ale pro zkoumání mechanismů opotřebení, nebo hluku vhodné není. Výhodou tohoto zařízení je zejména jeho flexibilita, protože umožňuje nastavení otáček všech kol nezávisle, což mu umožňuje simulace nejrůznějších případů. Další výhodou je poměrně přesné měření zatížení pomocí tenzometrů v disku kolejnice a přesné měření úhlu náběhu díky laserové technologii. Speciální disk kolejnice s tenzometry ale zvyšuje cenu vzorků, což je další důvod proč toto zařízení není vhodné pro zkoumání opotřebení, při kterém je většinou zapotřebí více vzorků.

5.3.7 ZAŘÍZENÍ S BRZDOU

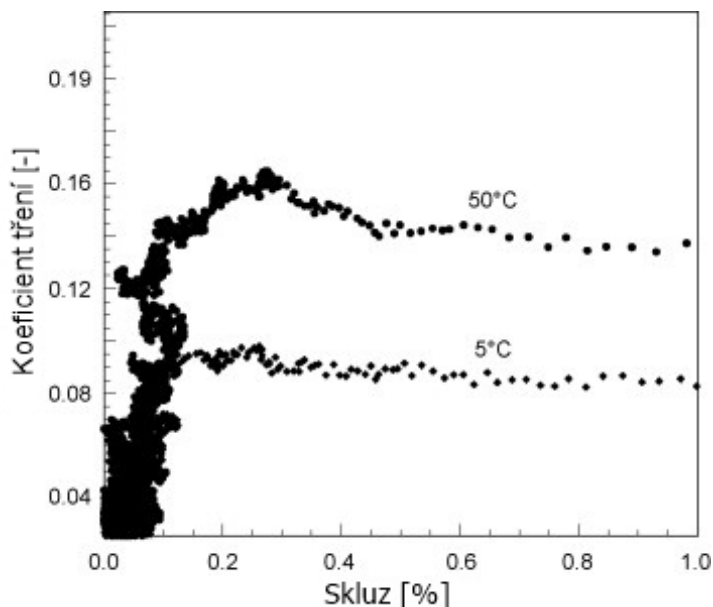
V Japonsku bylo vyvinuto dvoudiskové zařízení, které pro vyvození brzdného momentu na jedné z hřídel při testování adheze využívá brzdou s vířivými proudy. Zařízení je vybaveno dvěma nezávislými stejnosměrnými motory o výkonu 150 kW. Skluz je zde simulován stejně jako u předchozích pomocí změny otáček jednoho z motorů, ale při testování adheze je motor připojený k disku kolejnic odpojen a moment je vyvozen brzdou. Výhodou je, že pomocí brzdy lze aplikovat brzdný moment velice plynule. Disk kola má průměr 300 mm a disk kolejnice 170 mm a po svém obvodu je zaoblen s poloměrem 600 mm. Pomocí hydraulického válce je zařízení schopné vyvodit normálové zatížení. Dalším vybavením je láhev obsahující kapalinu pod tlakem 200 kPa, která může být aplikována do kontaktu. Každá hřídel je opatřena enkodérem pro sledování otáček a hřídel nesoucí disk kola je dále opatřena snímačem momentu. Schéma tohoto zařízení lze vidět na obr. 5.11. [59]



Obr. 5.11 Schéma zařízení s brzdou [59]

Zařízení bylo použito například ve studii [59] při testování vlivu tekutiny v kontaktu na koeficient tření při různých teplotách. Do kontaktu byla postupně aplikována voda o teplotě v rozsahu 5-50 °C a bylo zjištěno, že koeficient tření roste s rostoucí teplotou vody. Výsledky

získané na základě tohoto experimentu byly zaneseny do grafu, který lze vidět na obr. 5.12, kde můžeme vidět závislost koeficientu tření na skluzu při rychlosti 100 km/h.



Obr. 5.12 Graf závislosti koeficientu tření na skluzu [59]

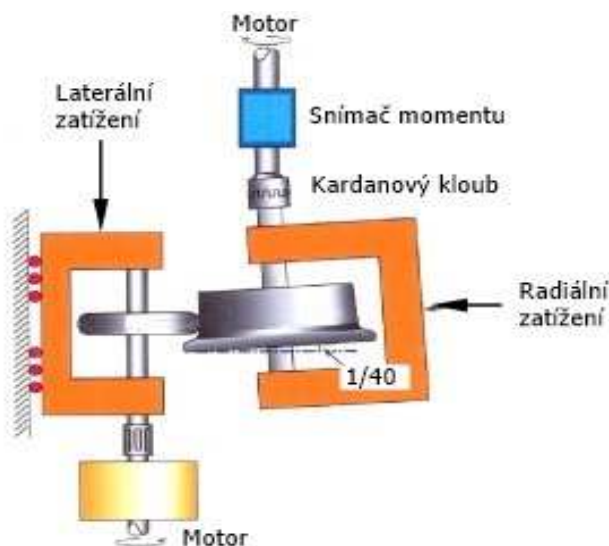
Dále byl zkoumán vliv drsnosti povrchu a její orientace na koeficient tření. Bylo dle očekávání zjištěno, že s rostoucí drsností koeficient tření roste. Zkoumání vlivu orientace drsnosti ovšem přineslo překvapivější závěr. Bylo zjištěno, že maximální hodnoty koeficient tření dosahuje při axiální orientaci drsnosti a minimální potom při obvodové orientaci, což je v rozporu s dosavadními teoretickými předpoklady. Zde autor uvádí, že vysvětlení tohoto rozporu by mělo být předmětem další práce. [59]

Zařízení je vhodné právě pro zkoumání adheze a skluzu. Díky brzdě s vířivými proudy je možné velice precizně nastavovat brzdový moment, a tak i skluz. Brzda s vířivými proudy je nákladnější a složitější technologie než elektromotor, ale v této aplikaci má své opodstatnění. Pro testování opotřebení lze sice brzdu odpojit a připojit elektrický motor, ale i tak není toto zařízení pro testování opotřebení příliš vhodné, a to z několika důvodů. Disky nemají reálné profily a zařízení neumožňuje nastavení úhlu náběhu ani boční zatížení. Výhodou je, že disky kolejnic jsou odebírány ze skutečných kolejnic, a disky kol jsou válcové s malými rozměry, takže pro jejich výrobu není potřeba žádné specializované pracoviště.

5.3.8 NAKLÁPĚCÍ ZAŘÍZENÍ

Toto zařízení bylo vyvinuto v Japonsku stejně jako předchozí. Skluz je zde simulován změnou otáček jednoho z nezávisle řízených motorů. Disk kola s průměrem 500 mm je k motoru připojen přes kardanový kloub a má profil skutečného železničního kola. Disk kolejnice má průměr 350 mm a jeho profil je shodný se skutečnou kolejnicí. Schéma tohoto zařízení lze vidět na obr. 5.12. Na disk kola je aplikováno radiální zatížení až 23 kN a na disk kolejnice je možné aplikovat laterální zatížení pro simulaci průjezdu obloukem až 9,1 kN. Zařízení dále umožňuje také přivádět do kontaktu tekutinu pomocí kanálku. Hlavní odlišností od ostatních zařízení je, že zde je možné naklápět disk kola okolo jeho tangenciální osy (osy rovnoběžné se směrem pohybu) až do sklonu 1/40, čímž je možné reálně testovat průjezd obloukem s převýšením kolejnic. [60]

Zařízení bylo vyvinuto pro simulaci opotřebení. Ve studii [60] byly na zařízení testovány dva identické páry disků. Jeden pár byl testován v suchém prostředí a druhý v mokřém prostředí. Po daném počtu cyklů byl vždy měřen profil a při dosažení stanoveného maximálního počtu cyklů byla zkouška ukončena. Porovnáním výsledků se zkušenostmi ze skutečných tratí bylo zjištěno, že výsledky jsou kvalitní a srovnatelné. Dále byl analyzován vliv sklonu kolejnice, tvrdosti materiálu, boční síly a přítomnosti vody v kontaktu na opotřebení.



Obr. 5.12 Schéma naklápěcího zařízení [60]

Teorie použitá při konstrukci tohoto zařízení se zatím jeví jako nejvhodnější. Díky dodržení reálných profilů kola a kolejnice je zajištěna maximální podobnost geometrie kontaktní plochy, jakou lze u zařízení v měřítku dosáhnout. Kontaktní napětí a tlak jsou zde pomocí normálového zatížení nastaveny na reálné hodnoty. Porovnání výsledků se skutečností pouze potvrzuje, že pro testování opotřebení je tato koncepce nejlepší. Disky kol a kolejnic mají přijatelné rozměry, a proto jejich výroba nemusí být příliš nákladná. Nevýhodou tohoto zařízení naopak je, že nelze nastavit úhel náběhu, ale pouze sklon kolejnice. Zlepšením pro toto zařízení by mohlo být zvětšení průměru disku kolejnice, čímž by mohlo být dosaženo reálnější geometrie kontaktní plochy.

5.3.9 DALŠÍ ZAŘÍZENÍ

Existuje mnoho dalších zařízení, ale jejich detailní popis by pro tuto práci již nebyl přínosný, a proto jsou zde pouze stručně představeny. Ve studii [40] bylo použito zařízení TE 53 pro testování tření a opotřebení v kontaktu. Byla měřena třecí síla, hladina hluku a zrychlení v důsledku vibrací. Možnost měření zrychlení pomocí akcelerometru je skutečnost, kterou se toto zařízení odlišuje od ostatních. V pracích [62],[63] bylo použito dvoudiskové zařízení na University of Queensland v měřítku 1:3 pro vyšetření vlivu modifikátorů tření na hluk produkovaný při průjezdu obloukem. Studie [64] používá zařízení Virginia Tech Roller Rig pro zkoumání kontaktní mechaniky a studium dynamiky železničního kola a kolejnice. V práci [65] je představen vývoj dvoudiskového zařízení na Ústavu konstruování na Vysokém učení technickém v Brně. Zařízení je určeno pro testování opotřebení okolku tramvajového kola při aplikovaném mazání. Ve studii [91] bylo použito dvoudiskové testovací zařízení na Dopravní fakultě Jana Pernera na Pardubické univerzitě pro studium adhezní charakteristiky v závislosti na kontaminaci kontaktní plochy. V pracích [93],[94] byly na tomto zařízení provedeny kontaktně únavové zkoušky různých materiálů používaných v železničním průmyslu.

6 POZNATKY Z REŠERŠNÍ ČÁSTI

Z rešeršní části lze vyvodit několik přínosných poznatků, například co se týče konstrukce. Nejčastější a ověřenou variantou je dvoudiskové zařízení v určitém měřítku. Porovnáním výsledků ze zařízení reálných rozměrů a ze zařízení v měřítku bylo zjištěno, že zařízení v měřítku poskytuje kvalitní a reálné výsledky. Z hlediska výroby, nákladnosti a také manipulace je tedy vhodné konstruovat zařízení v určitém měřítku. Nejčastěji se vyskytují měřítka jako 1:3, nebo 1:5.

Disky kola a kolejnice by měly mít stejné profily jako reálná kola a kolejnice. Ovšem pro zachování reálné kontaktní oblasti je vhodné, aby disk kolejnice měl oproti disku kola mnohem větší průměr, protože reálná kolejnice má poloměr zaoblení nekonečno a bylo by vhodné se k tomuto v rámci možností alespoň přiblížit.

Materiály kol a kolejnic jsou rozhodujícími aspekty při hodnocení opotřebení, ať už objemového, nebo únavového, je proto vhodné, aby byly disky vyrobeny ze stejných materiálů a za stejných podmínek jako reálná kola, a kolejnice. Je vhodné zachovat i drsnosti povrchů předepsané normami pro výrobu kol a kolejnic.

Významný vliv na opotřebení má také průjezd obloukem, zařízení by tedy mělo být schopné toto simulovat pomocí natáčení jednoho z disků. Úhel tohoto natočení je označován jako úhel náběhu. Popsaná zařízení toto nejčastěji umožňují v rozmezí jednotek stupňů, což je dostatečné, protože při reálném průjezdu obloukem je úhel náběhu v rádech desetin, maximálně jednotek stupňů. Existují i zařízení, které umožňují simulovat sklon kolejnice, pomocí natočení jednoho z disku okolo tangenciální osy (osa rovnoběžná se směrem pohybu). Tento sklon je na našich železnicích 1/20.

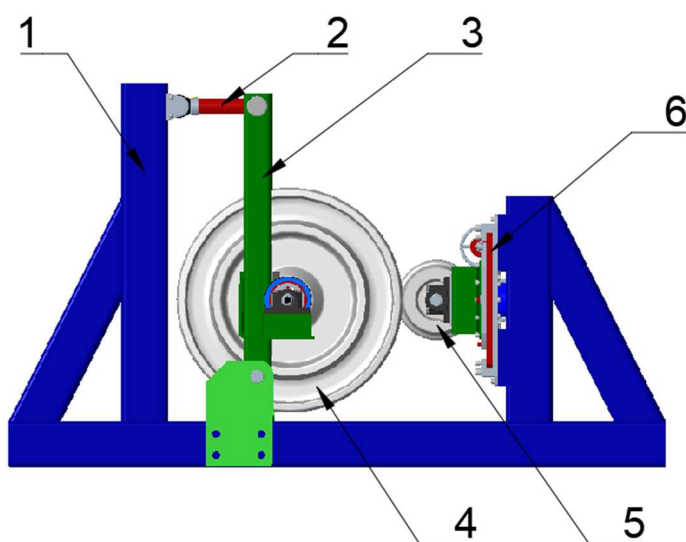
Pozornost by také měla být věnována mazání a nejrůznějším kontaminantům v kontaktu, které by mělo být možné do kontaktu přivádět. Vliv na opotřebení má také teplota kontaktu, a proto by pro správné posouzení mechanismů opotřebení mělo být možné měřit i tuto hodnotu například pomocí termovizní kamery.

Důležitým parametrem je také skluz, který by mělo být tedy možné simulovat. Nejčastěji je skluz simulován pomocí změny otáček jednoho z nezávisle řízených motorů, které ženou disk kola a kolejnice. Toto je důvod proč by mělo být možné přesně měřit otáčky každého z hřídelů, což je nejčastěji prováděno pomocí optických enkodérů. Motory jsou nejčastěji stejnosměrné a jejich výkony se liší zejména podle měřítka zařízení v rozmezí 4 až 10 kW. Existují ovšem i zařízení s motory o výkonu 150 kW, nebo dokonce i 800 kW. Potřeba takových motorů plyne nejčastěji z účelu, pro který bylo zařízení vytvořeno a také z konstrukce.

Aplikace adekvátního normálového zatížení je samozřejmostí každého zařízení a některé nabízejí i aplikaci laterálního zatížení. Toto zatížení by mělo být možné přesně měřit například pomocí tenzometrů. Zatížení bývá aplikováno nejčastěji pomocí hydraulických válců. Hodnoty těchto zatížení opět závisí na měřítku a konstrukci zařízení. Pro zařízení ve zmenšeném měřítku se obvykle vyskytují normálové zatížení v rozmezí 4 až 32 kN. Pro zařízení větších rozměrů dosahují normálová zatížení až 250 kN. Laterální zatížení umožňují zařízení ve zmenšeném měřítku kolem 10 kN a zařízení reálných rozměrů až 150 kN. Další veličinou, kterou je nutné vyšetřovat je tření v kontaktu. Ověřeným způsobem určení tření je například měření momentu na jednom z hřídelů a následný výpočet.

7 VLASTNÍ KONCEPČNÍ NÁVRH

Na základě rešeršní části bylo rozhodnuto pro konstrukci testovacího zařízení v určitém měřítku, což přináší několik výhod. Testovací vzorky pro toto zařízení budou mít přijatelné rozměry a díky tomu i nižší cenu. Nebude kladen tak vysoký nárok na výkon pohonných a zátěžných členů. Pro instalaci zařízení nebude zapotřebí prostorné haly s vysokým stropem, takže ho bude možné sestavit i v běžné laboratoři. Nejčastější koncepční metodou je dvoudisková varianta a toto zařízení nebude výjimkou. Vyskytují se i čtyřdiskové varianty, což je výhodné z hlediska reálnosti simulace, ovšem na úkor jednoduchosti a ceny celého zařízení. K reálné situaci se lze u dvoudiskového zařízení dostatečně přiblížit zejména precizním nastavením kontaktních parametrů jako jsou kontaktní napětí a tlak. Další významnou inspirací je pákový mechanismus pro aplikaci zatížení, díky kterému může být snížen nárok na zátěžný člen. Schéma koncepčního návrhu lze vidět na obr. 7.1, kde číslicí 1 je označen rám celého zařízení, 2 znázorňuje zátěžný člen (hydraulický válec), který je spojen s ramenem 3. Číslicí 4 je dále označen disk kolejnice a 5 znázorňuje disk kola, který je uložen na mechanismu 6. Tento mechanismus umožňuje laterální posuv a nastavení úhlu náběhu disku kola. Vzájemné horizontální umístění os disků bylo zvoleno proto, aby bylo dosaženo přijatelné výšky pohonných prvků disků. V tomto uspořádání tato výška dosahuje přibližně hodnoty 750 mm.



Obr. 7.1 Schéma koncepčního návrhu

7.1 VOLBA ROZMĚRŮ A PROFILŮ DISKŮ

První částí koncepčního návrhu musí být nutně volba rozměrů a profilů disků, protože od těchto veličin se budou následně odvíjet veškeré ostatní parametry, jako jsou rozměry celého zařízení, potřebná zátěžná síla, požadovaný výkon pohonů disků atd. Disky tohoto zařízení mají reálné profily kola a kolejnice, které jsou u nás nejčastěji používány. Disk kola má profil UIC-ORE S 1002 a disk kolejnice 60E2. Tento přístup byl zvolen zejména pro dosažení reálného tvaru kontaktní plochy a také tuhosti testovaných vzorků. Dalším důvodem je skutečnost, že zařízení je primárně určeno pro testování opotřebení a reálné profily umožní pozorovat poškození všech oblastí profilů, jako je například běhoun kola, nebo okolek.

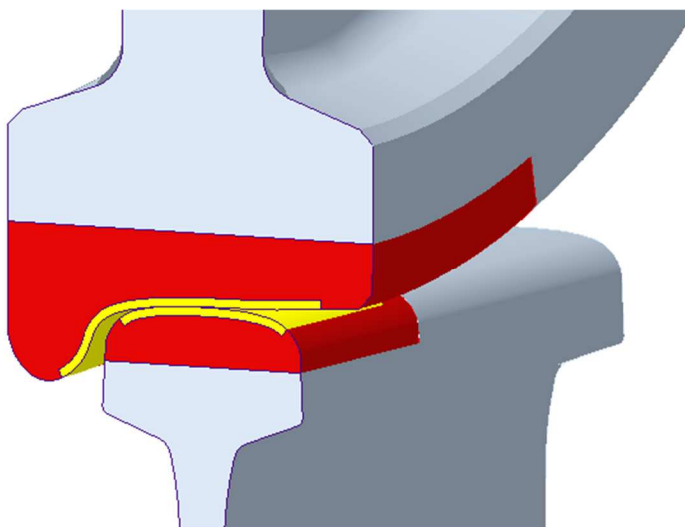
Při konstrukci každého zařízení v měřítku je nutné zvolit jistý kompromis mezi kontaktním napětím, kontaktním tlakem a rozměry kontaktní geometrie. Při opotřebení je dominantním parametrem právě kontaktní napětí, a proto je vhodné, aby dosahovalo reálných

hodnot. Při tomto kontaktním napětí lze také snadno dosáhnout reálného kontaktního tlaku. Z tohoto vyplývá, že nevhodnější je zvolit menší rozměry kontaktní plochy. Tato teorie byla využita například při konstrukci testovacích zařízení použitých ve studiích [58],[60]. Na základě jejich výsledků, které se shodují s výsledky z testovacích zařízení v reálném měřítku lze usoudit, že teorie je kvalitní a pro návrh tohoto zařízení vhodná.

Při volbě rozměrů disků bylo postupováno následujícím způsobem. Nejdříve byla vymodelována v software Creo Parametric kolejnice a kolo o průměru 1000 mm, což je běžná hodnota pro kola používaná u nákladních vozů. [68] Modely byly vytvořeny za použití přesných rozměrů uvedených v normách pro výrobu kol a kolejnic.[3],[14] Následně byla pomocí software Ansys Workbench provedena analýza kontaktního napětí a tlaku při běžném zatížení odpovídajícím nákladním vozům. Toto zatížení bylo použito za účelem simulace nejhorších stavů, kterými je kontakt kola a kolejnice zatěžován. Tato volba je také klíčová z hlediska dimenzování celého testovacího zařízení, protože zajistí, že na zařízení bude možné testovat právě tyto nejkritičtější zátěžné stavy. Dále byly vymodelovány disky zkušebního zařízení a byla provedena vhodná volba zatížení pro dosažení srovnatelných kontaktních napětí a tlaků.

7.1.1 DISKRETIZACE MODELU REÁLNÉ SITUACE

Nejdříve bylo vhodné provést citlivostní analýzu sítě, a proto bylo provedeno několik variant. Zpočátku bylo kolo i kolejnice vymodelováno jako kompletní součásti a následně vytvořena jejich sestava. Tato metoda se ukázala jako nevhodná z hlediska tvorby sítě. Pro tuto úlohu je totiž vhodné dosáhnout v oblasti kontaktu malých rozměrů elementů, zatímco ve větší vzdálenosti od kontaktu větších rozměrů elementů pro zachování přijatelného počtu elementů, a tak i délky výpočtu. Z tohoto důvodu byla použita následující metoda, která spočívá v rozdělení oblasti blízké kontaktu do jednotlivých vrstev neboli rozložení kola i kolejnice do jednotlivých sestav, jak lze vidět na obr. 7.2. Při užití této metody bylo nutné model následně upravit v nástroji *SpaceClaim*, aby byly odstraněny nežádoucí kontakty mezi jednotlivými vrstvami. Toho bylo dosaženo pomocí funkce *Share topology*, kde byla nastavena možnost *Merge*. Jednotlivá tělesa (kolo a kolejnice) se tak chovají jako celek.



Obr. 7.2 Vrstvy modelu

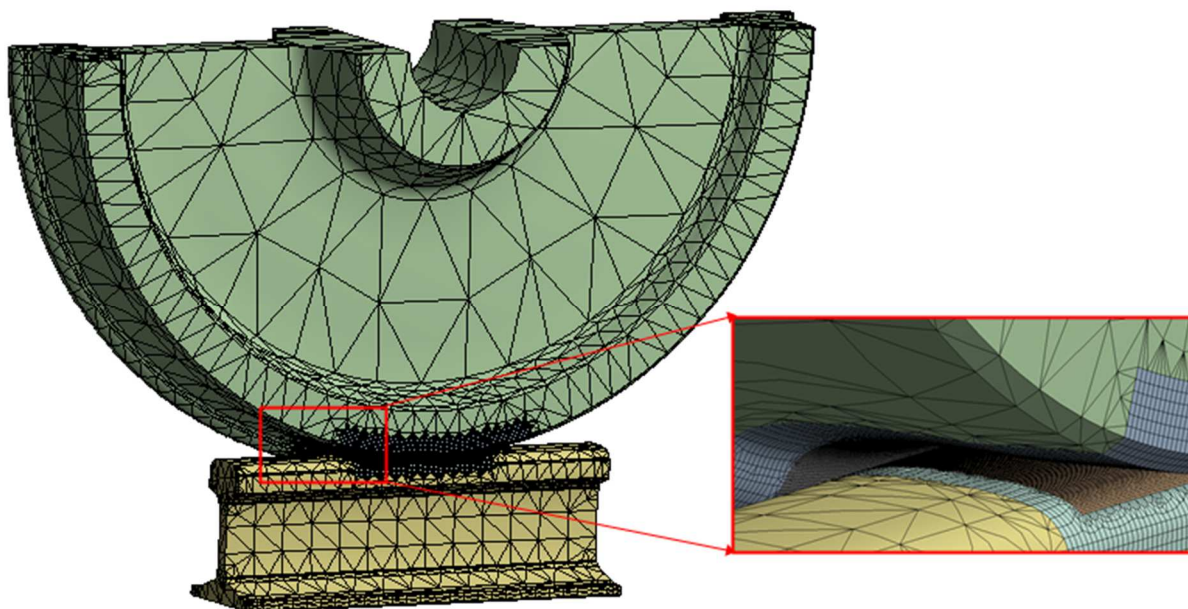
Vrstva označená žlutou barvou má šířku 3 mm. Velikost elementů v této vrstvě byla pomocí funkce *Body Sizing* nastavena nejprve na 1 mm a následně za účelem provedení

citlivostní analýzy na 0,8 mm. Velikost elementu 1 mm se ukázala jako dostatečná, což lze vidět při porovnání hodnot napětí a tlaků uvedených v tab. 7.1. Hodnoty uvedené v tabulce jsou pro reálné kolo a kolejnici, které byly dosaženy v kontaktní oblasti po aplikaci zatížení. Dále je zde uveden také počet elementů a uzlů. Tyto hodnoty jsou důležité, protože při příliš husté síti dochází ke zvýšení výpočetní náročnosti, ale naopak při příliš řídké síti jsou výsledky chybné.

Tab. 7.1 Citlivostní analýza sítě

Velikost elementu:	Kontaktní napětí:	Kontaktní tlak:	Počet elementů:	Počet uzlů:
0,8 mm	1 082 MPa	1 863 MPa	1 435 317	3 590 241
1 mm	1 060 MPa	1 834 MPa	1 357 464	3 266 909
Rozdíl:	2,03 %	1,56 %	5,42 %	9,01 %

V následující vrstvě označené na obr. 7.2 červenou barvou byla velikost elementů pomocí stejné funkce, tedy *Body Sizing*, nastavena na 3 mm. Metoda síťování v těchto dvou vrstvách byla nastavena na *Hex dominant*, což znamená, že zde byly použity šestistěnné prvky označované jako hexaedry. Pro zbytek modelů byla ponechána automatická volba metody a velikosti elementů. Citlivostní analýzou prošly také velikosti jednotlivých vrstev, kde rozměry uvedené výše se ukázaly jako nejvhodnější, protože zvyšování šířky jednotlivých vrstev již nemělo prakticky žádný vliv na výsledky. Pro výpočet byla použita pouze polovina kola, čímž bylo dosaženo další úspory počtu elementů, respektive uzlů při zachování stejné kvalitních výsledků a snížení výpočetové náročnosti. Výslednou síť lze vidět na obr. 7.3.



Obr. 7.3 Výsledná síť

7.1.2 POUŽITÁ ANALÝZA

Pro úkoly tohoto typu je možné použít dva typy analýz, a to *Static Structural*, nebo *Transient Structural*. Rozdíl mezi těmito metodami je v typu pohybové rovnice, kterou řeší. Statická analýza řeší pohybovou rovnici ve tvaru 7.1, z čehož plyne, že setrvačné účinky (rotační, hmotné) nejsou ve výpočtu zahrnuty. [69],[70]

$$Ku = F_{ext} \quad [69] \quad (7.1)$$

Kde: K matice tuhostí [N/m]
 u vektor souřadnic [m]
 F_{ext} matice vnějšího zatížení [N]

Naproti tomu tranzientní analýza řeší pohybovou rovnici ve tvaru 7.2, kde bere v potaz i setrvačné a tlumící účinky systému. Je také časově závislá, protože se zde vyskytuje časová derivace rychlosti a zrychlení. Typické užití této metody může být například při hledání dynamické odezvy klikového hřídele, který rotuje a je zatěžován v závislosti na čase neboli natočení. [69],[70]

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F_{ext} \quad [69] \quad (7.2)$$

Kde: M matice hmotností [kg]
 C matice tlumení [N/ms]
 \ddot{u} vektor zrychlení [m/s²]
 \dot{u} vektor rychlostí [m/s]

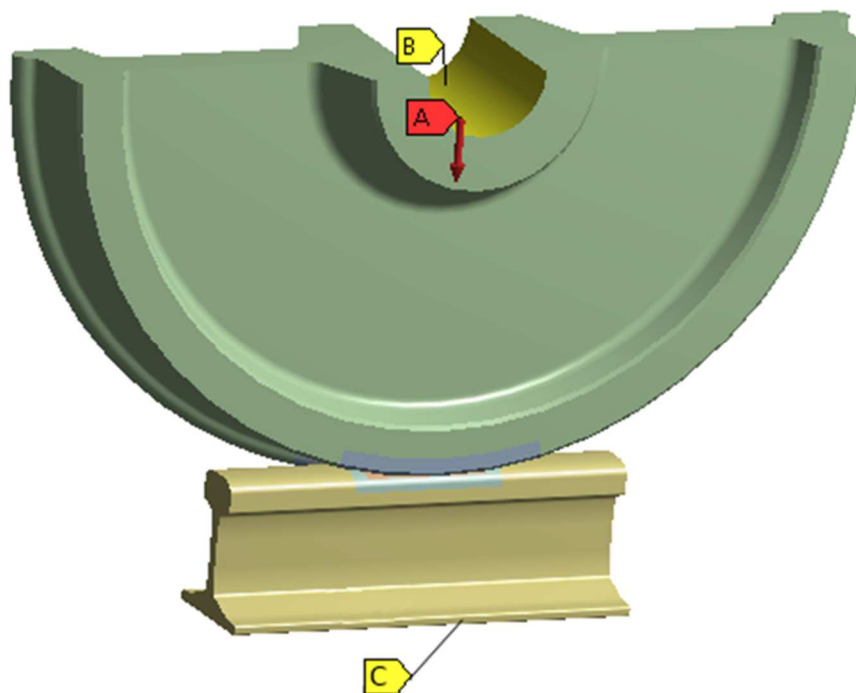
V tomto případě byl použit první zmiňovaný typ, protože použití tranzientní analýzy by bylo zbytečně náročné a nepřineslo by významné zpřesnění výsledků. V tomto případě bylo na kolo aplikováno pouze zatížení a následně natočení kola a posunutí kolejnice za účelem zjistit maximální kontaktní napětí a tlak v průběhu a zejména koncovém bodě analýzy. Výstupem z této analýzy bylo napětí a tlak v závislosti na stavu systému (zatížení, natočení, posunutí). Obvodová vzdálenost, kterou kolo urazilo během analýzy byla odlišná od vzdálenosti, kterou urazila kolejnice a tím byl simulován skluz. Při analýze nebylo žádoucí, aby na výpočet mělo vliv zrychlení, protože při ustálené reálné situaci se kolo po kolejnici pohybuje s určitou úhlovou rychlostí a skluzem, ale bez úhlového zrychlení. Toto je další důvod, proč je vhodnější použít statickou strukturální analýzu.

7.1.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY REÁLNÉ SITUACE

Nejdříve bylo nutné vyřešit okrajové podmínky kontaktu kola a kolejnice, zde byl nastaven kontakt typu *Frictional* pro který je nutné definovat koeficient tření. Ten byl nastaven na hodnotu 0,5, která odpovídá běžné situaci kontaktu kola a kolejnice v suchém prostředí. [57],[71],[72] Již při vytváření sestavy bylo nutné nastavit určitou penetraci kola a kolejnice, protože metody, které software Ansys pro řešení kontaktu používá toto vyžadují. Určení přesné hodnoty penetrace lze provést pomocí funkce *Contact Tool* a v tomto případě bylo dosaženo hodnoty penetrace přibližně 38 μm.

Pro správné nastavení okrajových podmínek analýzy je nutné definovat, jak je železniční kolo při pohybu po kolejnici zatěžováno. Kolo je při jízdě po rovné trati zatěžováno normálovou silou vyvolanou hmotností vozidla a dále také hnacím momentem. Definice normálové síly je

jednoznačná a závislá na hmotnosti vozidla. Testovací zařízení reálných rozměrů toto zatížení umožňují přibližně mezi hodnotami 135 až 250 kN [36],[55],[57], tyto hodnoty ovšem nemohou být použity, protože jsou již ovlivněny konstrukcí těchto zařízení, ale při porovnání se studií [5], lze říct, že jsou adekvátní. Tato studie totiž tvrdí, že zatížení může být u nákladních vlaků až 40 t na nápravu, což odpovídá přibližně 196 kN na kolo. Tato hodnota je také pro dimenzování vlastního zařízení použita. Na obr. 7.4 je označena písmenem A.



Obr. 7.4 Okrajové podmínky reálné situace

Moment je závislý na mnoha parametrech jako je skluz, koeficient tření atd., a proto v simulaci není aplikován moment, ale natočení kola a posunutí kolejnice. Simulace je rozdělena do dvou kroků (*Steps*) a každý krok je dále rozdělen do 10 mezikroků (*Substeps*), aby bylo možné sledovat průběh jednotlivých veličin. V prvním kroku je aplikováno zatížení a v druhém kroku je postupně aplikováno natočení na náboj kola (na obr. 7.4 písmeno B) společně s posunutím aplikovaným na patu kolejnice (na obr. 7.4 písmeno C) pomocí funkce *Remote Displacement*. Tato funkce umožňuje nastavení rotací kolem všech třech os a také posunutí ve všech osách. Z tohoto plyne, že dalším úkolem bylo stanovit hodnoty natočení a posunutí. Nejdříve bylo nutné tedy určit hodnotu skluzu, která bude simulována. Většina experimentů na testovacích zařízeních se provádí přibližně do hodnoty skluzu 20 %. [34],[54],[59],[67] Důvodem tohoto omezení je skutečnost, že simulace s vyššími hodnotami skluzu již není nutné provádět, protože bylo zjištěno, že při hodnotě skluzu nad 15 % dochází k rapidnímu nárůstu opotřebení a tato situace se vyskytuje velmi zřídka. [19] Výjimkou je pouze 100 % skluz neboli prokluz, ke kterému dochází například při blokování kola. Simulace tohoto stavu je ovšem obtížná, protože jak bylo popsáno v kapitole 4.1.3, při této situaci dochází k tvorbě martenzitu vlivem rychlého odvodu tepla z kola do studené kolejnice. Testovací stav je ovšem tvořen dvěma disky, a proto dochází ke zvýšení teploty i v disku kolejnice a nedochází tak k rychlému odvodu tepla z kola. Hodnota skluzu ovlivňuje moment potřebný pro pohon disků testovacího zařízení, proto bylo vhodné provést výpočty pro celé rozmezí skluzu a na jejich základě zvolit omezení pro toto zařízení. Bylo tedy zvoleno 20, 40, 70 a 100 % skluzu. Výpočet momentů při reálné situaci není pro návrh zařízení podstatný z hlediska jeho

konstrukce, slouží pouze k porovnání s hodnotami momentů, které budou následně vypočteny v případě disků navrhovaného zařízení. Ze vzorce 7.3 pro výpočet skluzu již lze určit hodnoty posunutí, respektive natočení. Obecně lze říct, že skluz je závislý na poměru obvodových rychlostí.

$$\xi = \frac{v_2 - v_1}{v_2} \quad [73],[74],[75] \quad (7.3)$$

Kde: ξ koeficient skluzu [-]
 v_1 obvodová rychlost kola, resp. disku kola [ms^{-1}]
 v_2 rychlost vlaku, resp. obvodová rychlost disku kolejnice [ms^{-1}]

Při určení hodnot posunutí, resp. natočení bylo postupováno následujícím způsobem. Hodnota posunutí kolejnice byla zvolena na 50 mm. Hodnota koeficientu skluzu byla zvolena 0,2, 0,4, 0,7 a 1, jak již bylo zmíněno výše. Dále byl do rovnice 7.3 dosazen vzorec pro rychlost, jak lze vidět v rovnici 7.4 a byla vyjádřena a vypočtena požadovaná hodnota dráhy obvodu kola, z čehož bylo následně vypočteno potřebné natočení.

$$\xi = \frac{\frac{s_2}{t} - \frac{s_1}{t}}{\frac{s_2}{t}} \Rightarrow s_1 = s_2(1 - \xi) \Rightarrow \varphi_1 = \frac{180s_1}{\pi r_1} \quad (7.4)$$

Kde: s_1 dráha obvodu kola [m]
 s_2 posun kolejnice [m]
 t čas [s]
 φ_1 natočení kola [°]
 r_1 poloměr kola [m]

V tabulce 7.2 jsou uvedeny jednotlivé natočení a posunutí, které jsou tedy pro analýzu použity. Z této tabulky také vyplývá, že je nutné provést 4 analýzy. Ve vyjádření natočení kola v rovnici 7.4 lze vidět, že hodnota skluzu není časově závislá, ale je závislá pouze na hodnotách posunutí. Tato skutečnost dále podporuje volbu použité analýzy *Static Structural*, která není časově závislá.

Tab. 7.2 Natočení a posunutí

Koeficient skluzu [-]	0,2	0,4	0,7	1
Posunutí kolejnice [mm]	50	50	50	50
Natočení kola [°]	4,586	3,439	1,720	0

7.1.4 VYHODNOCENÍ ANALÝZY

Výsledky analýzy popisuje následující tabulka 7.3. Zde jsou pro nás z hlediska návrhu vlastního zařízení nutné zejména hodnoty kontaktního napětí a tlaku po aplikaci zatížení.

Hodnoty napětí a tlaku po aplikaci skluzu a momenty vyvolané v uložení kola jsou vhodné pouze pro porovnání s hodnotami, které budou následně získány při analýze dvou disků.

Tab. 7.3 Výsledky analýzy reálné situace

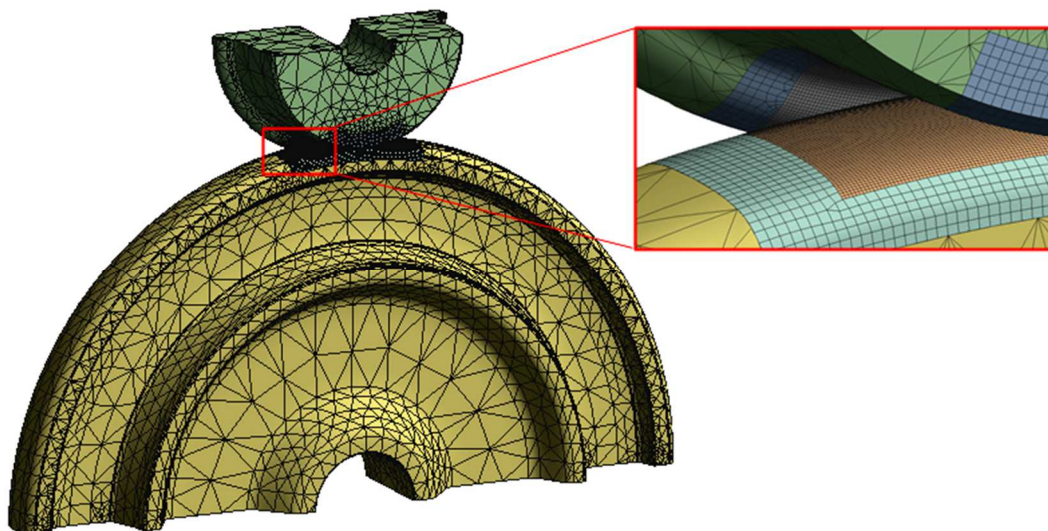
	Po aplikaci zatížení	Po aplikaci skluzu			
		20 %	40 %	70%	100 %
Kontaktní napětí [MPa]	1 082	11 457	7 336	1 704	1 710
Kontaktní tlak [MPa]	1 863	15 506	9 627	1 866	1 862
Moment [Nm]	3,9	40 302	40 355	42 933	44 548

7.1.5 TVORBA MODELU DVOU DISKŮ

Rozměry jednotlivých disků byly voleny na základě rešerše. Většina testovacích zařízení v určitém měřítku používá disk kola o průměru přibližně 300 mm. [31],[56],[58],[59] Z tohoto důvodu je i toto zařízení vybaveno takovým diskem. Disk kolejnice je vhodné volit s větším průměrem, aby byl zachován reálný tvar kontaktní plochy, a proto je volen průměr 1000 mm. Tento poměr velikostí zajistí, že reálný kontaktní tlak lze vyvinout při relativně nízkém normálovém zatížení. Určení hodnoty tohoto normálového zatížení je předmětem této analýzy.

7.1.6 DISKRETIZACE MODELU DISKŮ

Diskretizace modelu probíhala stejným způsobem jako v předchozím případě popsaném v sekci 7.1.1. Model byl tedy opět rozdělen do jednotlivých vrstev, kde velikosti a typy elementů byly voleny stejné, a to především z důvodu kvalitní srovnatelnosti výsledků. Finální síť tohoto modelu lze vidět na obr. 7.5. Na tomto obrázku si lze dále všimnout, že disk kolejnice má průřez skutečné kolejnice a obsahuje nejen stojinu, ale i patu kolejnice. Toto bylo zvoleno z důvodu zachování přibližně reálné tuhosti kolejnice. Dále zde lze vidět, že byla opět pro výpočet použita pouze polovina disků, a to stejně jako v předchozím případě z důvodu omezení velikosti sítě.



Obr. 7.5 Výsledná síť dvou disků

7.1.7 OKRAJOVÉ PODMÍNKY DVOU DISKŮ

Typ analýzy a parametry kontaktu byly voleny stejně jako v případě reálné situace. Rozdílné ovšem musely být okrajové podmínky analýzy, protože vstupním parametrem zde bylo kontaktní napětí a tlak vypočtené v předchozí analýze. Bylo tedy nutné zjistit, jaké normálové zatížení vyvolá dané kontaktní napětí a tlak. Nejdříve tedy byla provedena analýza, kde bylo aplikováno postupně zatížení od 0 do 100 kN. V tabulce 7.4 jsou pak znázorněny výsledky pouze pro zájmovou oblast. V této tabulce je také uvedeno napětí a tlak dosažené při reálné situaci, aby bylo možné porovnat hodnoty, jakých má být dosaženo. Vlivem odlišného tvaru kontaktní plochy nelze těchto hodnot dosáhnout přesně, ale musí být zvolen jistý kompromis. Pro návrh tohoto zařízení bylo tedy zvoleno zatížení 36 kN, protože součet odchylek napětí a tlaku při této hodnotě dosahuje nejnižší hodnoty.

Tab. 7.4 Napětí a tlak v závislosti na zatížení

Zatížení [kN]	Kontaktní napětí [MPa]	Kontaktní tlak [MPa]	Odchylka [%]	
			Napětí	Tlak
34	1 134	1 705	4,81	8,48
35	1 141	1 719	5,55	7,73
36	1 148	1 732	6,10	7,03
37	1 155	1 746	6,93	6,28
38	1 162	1 759	7,39	5,58
Reálná situace:	1 082	1 863	-	-

Po určení optimálního zatížení bylo nutné stejně jako v případě reálné situace simulovat jednotlivé hodnoty skluzu a určit tak potřebné momenty hnacích členů pro disk kola a kolejnice. Bylo tedy postupováno přibližně stejným způsobem. Zvoleným parametrem zde bylo natočení disku kolejnice jako 2° a opět pomocí rovnice 7.4 bylo dopočteno natočení disku kola pro jednotlivé hodnoty skluzu. Tyto natočení byly poté aplikovány na náboje disků pomocí funkce *Remote Displacement*. Vypočtené hodnoty lze vidět v tabulce 7.5.

Tab. 7.5 Hodnoty natočení disků

Koeficient skluzu [-]	0,2	0,4	0,7	1
Natočení disku kolejnice [°]	2	2	2	2
Natočení disku kola [°]	5,333	4	2	0

7.1.8 VYHODNOCENÍ ANALÝZY

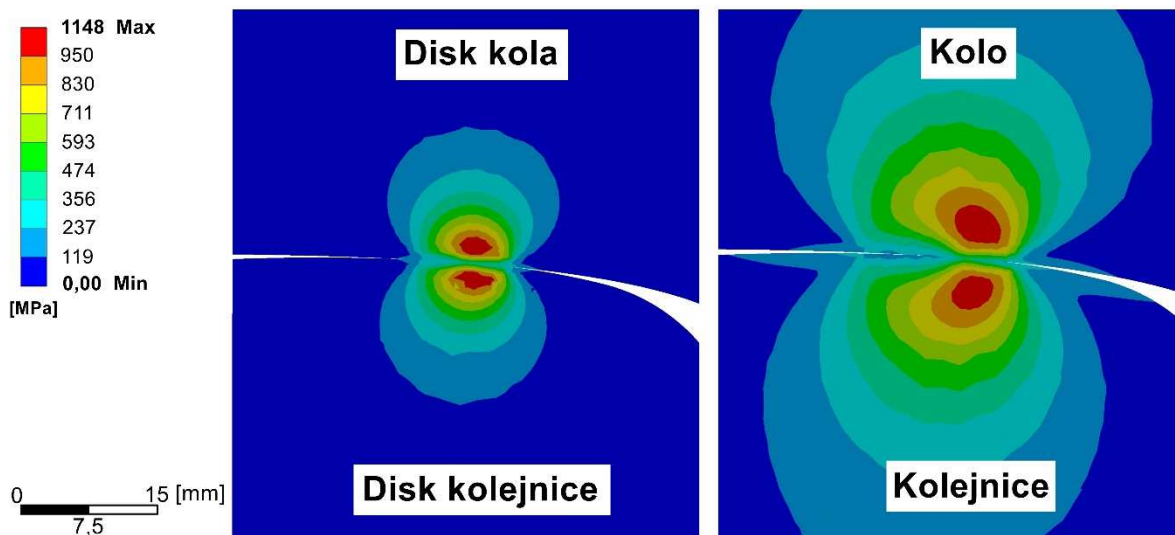
Veškeré podstatné výsledky této analýzy lze vidět v tabulce 7.6. Postup zjištění hodnot napětí a tlaku po aplikaci zatížení byl již popsán v předchozí kapitole. Dále jsou pro návrh zařízení důležité hodnoty momentů na osách disků po aplikaci skluzu. Hodnoty těchto momentů jsou pro všechny hladiny skluzu prakticky totožné, což koresponduje s hodnotami momentů na ose reálného kola. Na základě těchto výsledků lze s jistotou říct, že není nutné pro zařízení navrhovat žádné omezení skluzu. Na zařízení tedy bude možné simulovat i skluz 100 %. Ale

jak již bylo popsáno výše, simulace vyšších hodnot skluzu by vyžadovala přídatné zařízení pro chlazení disku kolejnice. Hodnoty těchto momentů budou dále podstatné při volbě pohonných jednotek disků.

Tab. 7.6 Výsledky analýzy dvou disků

	Po aplikaci zatížení	Po aplikaci skluzu			
		20 %	40 %	70%	100 %
Kontaktní napětí [MPa]	1 148	11 353	11 285	11 181	11 082
Kontaktní tlak [MPa]	1 732	7 863	7 810	7 736	7 653
Moment (osa disku kola) [Nm]	0,009	2 294	2 294	2 316	2 308
Moment (osa disku kolejnice) [Nm]	0,463	25 081	25 083	25 289	25 199

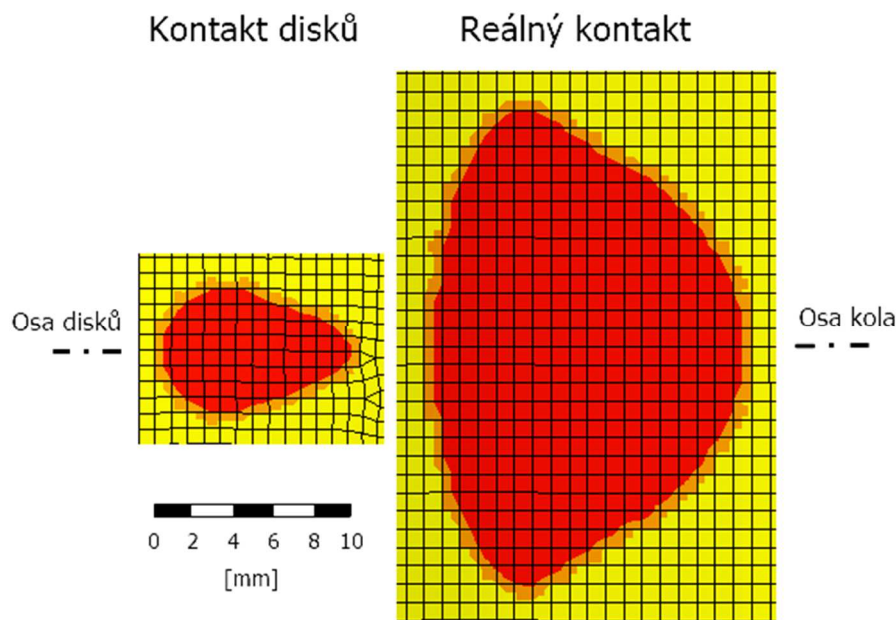
Na obr. 7.6 lze vidět srovnání kontaktního napětí v případě kontaktu disků a kontaktu železničního kola a kolejnice. Zde si lze všimnout, že oblast maximálního napětí dosahuje v obou případech přibližně stejných rozměrů. Reálný kontakt ovšem dosahuje napětí kolem 119 MPa ještě ve vzdálenosti přibližně 35 mm od kontaktu, zatímco kontakt disků toto napětí splňuje pouze do vzdálenosti přibližně 15 mm. Tato odchylka je ovšem přijatelná, protože jak bylo řečeno v oddíle 4, trhliny vznikají především v oblasti s maximálním napětím, která se vyskytuje přibližně 3–5 mm pod povrchem. Při pohledu na obr. 7.6 lze vidět, že kontakt železničního kola a kolejnice toto tvrzení podporuje. Maximální napětí při kontaktu dvou disků je přibližně 3 mm pod povrchem, z čehož lze usoudit, že kontaktní parametry jsou vyhovující.



Obr. 7.6 Srovnání kontaktního napětí

Jedním z dalších výstupů z analýzy reálné situace a dvou disků jsou tvary a rozměry kontaktních ploch, jejichž srovnání zobrazuje obr. 7.7. Tyto informace lze získat pomocí vykreslení výsledků funkce *Status* v záložce *Contact Tool*. Jedná se o tvary kontaktní plochy vykreslené po aplikaci zatížení. Na tomto obrázku lze vidět, že kontaktní plochy mají alespoň podobný tvar, ale odlišné rozměry. Výrazné protažení kontaktní plochy reálné situace ve směru

kolmém na osu kola je způsobeno tím, že kolejnice má ve skutečnosti poloměr nekonečný, tedy není zaoblena na rozdíl od disku tohoto testovacího zařízení. Další skutečností, které si zde lze všimnout je, že kontaktní plocha skutečně nemá eliptický tvar, jak tvrdí Hertzova kontaktní teorie, jak bylo popsáno v oddíle 5.1.



Obr. 7.7 Kontaktní plochy

7.2 VOLBA POHONNÝCH ČLENŮ

Většina testovacích zařízení používá pro pohon disků elektrické stejnosměrné motory. [17],[55],[56],[59] Osvědčenou a zároveň cenově nejpříjemnější koncepcí je použití dvou motorů nezávisle řízených pro pohon každého z disků. V tomto případě jeden z motorů může pracovat v generátorovém režimu a aplikovat tak brzdňý moment na jeden z disků, čímž je dosaženo simulace skluzu. Existují i zařízení, která jsou vybavena pouze jedním motorem a neumožňují tak simulovat skluz, což je pro simulaci opotřebení nepřijatelné. [58] Poslední zde uvedenou variantou je zařízení vybavené brzdou s vířivými proudy, což umožňuje velice precizní aplikaci brzdňého momentu, a tak i skluzu. [59] Na základě těchto informací bylo rozhodnuto, že toto zařízení bude vybaveno dvěma stejnosměrnými motory. Elektrické motory jsou definovány dvěma parametry, a to otáčkami a výkonem. Pro volbu potřebného motoru je tedy nutné tyto parametry určit. Potřebné otáčky jsou závislé na rychlosti, kterou chceme na zařízení simulovat. Rychlost, kterou na zařízení bude možné simulovat je nutné volit obezřetně, protože s rostoucí hodnotou otáček klesá hodnota kroutícího momentu, kterou je elektrický motor schopen vyvinout. Z toho plyne, že s rostoucími otáčkami roste i požadavek na výkon motoru. Základním parametrem pro určení rychlosti je maximální traťová rychlost, která se na našich tratích udává nejčastěji 160 km/h. [76] Pro stanovení potřebných otáček je dále nutné si uvědomit, že opotřebení železničního kola a kolejnice je především únavové poškození. Únavové poškození je závislé zejména na zatížení, což bylo určeno v oddíle 7.1.7 a na počtu cyklů. Není tedy žádoucí disk dimenzovat na reálnou obvodovou rychlost, ale na ekvivalentní počet cyklů vzhledem k reálné situaci. Pokud tedy budeme uvažovat, že reálné kolo o průměru 1000 mm při rychlosti vlaku 160 km/h má otáčky 849 min^{-1} , potom i disk kola testovacího zařízení musí mít tyto otáčky. Jednoduchým výpočtem již lze dopočítat potřebné otáčky disku

kolejnice, které činí 255 min^{-1} . Požadovaný výkon byl určen pomocí vzorce 7.5 na základě předchozí analýzy, kde byly zjištěny potřebné hnací momenty.

$$P_M = \frac{2\pi M_K f_M}{60} \quad (7.5)$$

Kde: P_M výkon motoru [W]
 M_K kroutící moment motoru [Nm]
 f_M otáčky motoru [min^{-1}]

Minimální hodnoty jednotlivých parametrů potřebných při výběru elektrického motoru znázorňuje tabulka 7.7. Zde bylo zjištěno, že výkon motoru pro pohon disku kolejnice je poměrně vysoký, a to 675 kW. Potřebný výkon by bylo možné snížit přidáním převodovky mezi motor a disk kolejnice, což by ovšem zvyšovalo složitost a cenu celého zařízení. Bylo tedy rozhodnuto omezit maximální rychlost, při které bude možné simulovat skluz na 70 km/h, čímž bylo dosaženo výrazného snížení nároků na pohon disků. Parametry pro tuto rychlost byly dopočteny stejným způsobem a taktéž zahrnuty do tabulky 7.7.

Tab. 7.7 Parametry motorů

	Rychlost [km/h]	Otáčky [min^{-1}]	Výkon [kW]	Moment [Nm]
Disk kola:	160	849	206	2 316
Disk kolejnice:		255	675	25 289
Disk kola:	70	372	90	2 316
Disk kolejnice:		111	295	25 289

Toto omezení tedy znamená, že zařízení bude osazeno jedním motorem o výkonu minimálně 295 kW pro pohon disku kolejnice a jedním o výkonu 90 kW pro pohon disku kola. S touto konfigurací bude možné na zařízení simulovat běžný pohyb kola po trati až do maximální rychlosti 160 km/h a skluz bude možné simulovat maximálně do rychlosti 70 km/h.

Další problematickou součástí pohonného systému jsou hřídele, které spojují motory s disky. Disk kolejnice je uložen na pohyblivém rameni a disk kola je možné laterálně posunovat a nastavovat i úhel náběhu neboli natáčet pro simulaci průjezdu obloukem. Problém s touto hřídelí je možné vyřešit umístěním motorů na pohyblivé součásti, což by znamenalo umístit motor pro pohon disku kolejnice na rameno a motor pro pohon disku kola na zařízení pro laterální posuv a nastavení úhlu náběhu. Toto řešení by ovšem znamenalo významné zvýšení zatížení přenášené uložením těchto mechanismů, což je silně nežádoucí. Bylo tedy rozhodnuto ukotvit motory k rámu celého zařízení a propojit s disky pomocí kardanových hřídelů, které umožňují i kompenzaci délky. Tyto hřídele se definují především kroutícím momentem, který jsou schopny přenášet, dále pak maximálními otáčkami a také maximálním úhlem výklonu. Pro návrh těchto hřídelů jsou určující hodnoty kroutících momentů. Byly tedy zvoleny kardanové hřídele od firmy ML-Tuning, pro pohon disku kolejnice s řadovým označením 90 a pro pohon disku kola s řadovým označením 53. [78]

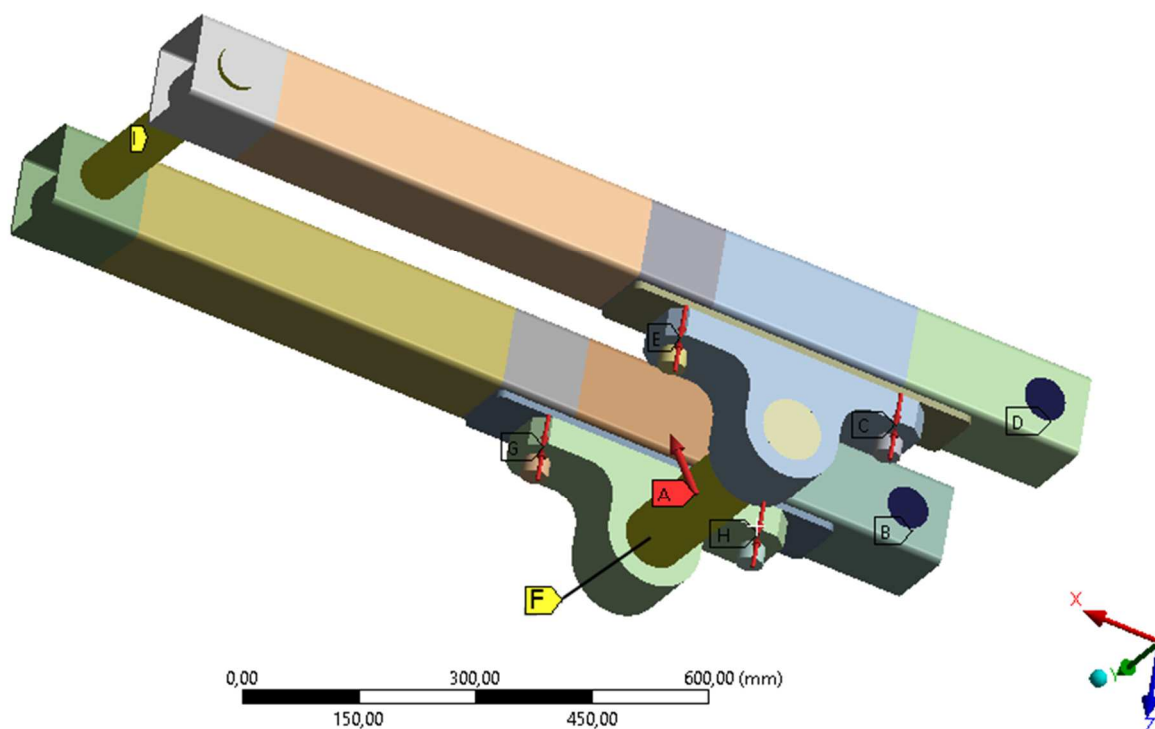
7.3 NÁVRH RAMENE

Pro návrh ramene je nejdůležitější hodnota zatížení dvou disků, která byla stanovena v kapitole 7.1.7. Další důležitou hodnotou je délka ramene, protože čím delší rameno bude, tím menší síla bude potřeba pro vyvození požadovaného zatížení disků 36 kN. Délka ramene tedy byla zvolena na 1200 mm. Aplikovat na osu pouze silovou reakci 36 kN by bylo příliš velké zjednodušení, a proto byla v analýze dvou disků pomocí funkce *Force Reaction* v záložce *Probe* vykreslena hodnota silové reakce na ose disku kolejniče pro všechny 4 hodnoty skluzu. Shrnutí těchto hodnot obsahuje tabulka 7.8, kde lze vidět, že silová reakce se pro jednotlivé hodnoty skluzu téměř nemění. Byly zvoleny hodnoty pro 70 % skluz, které byly na osu disku kolejniče při analýze ramene aplikovány pomocí funkce *Force*.

Tab. 7.8 Silová reakce na ose disku kolejniče

Skluz:	20 %	40 %	70 %	100 %
Reakce v axiálním směru (y): [N]	2 902	2 901	2 916	2 907
Reakce v normálovém směru (z): [N]	- 35 999	- 35 999	- 36 004	- 36 006
Reakce v podélném směru (x): [N]	22 322	22 324	22 516	22 428

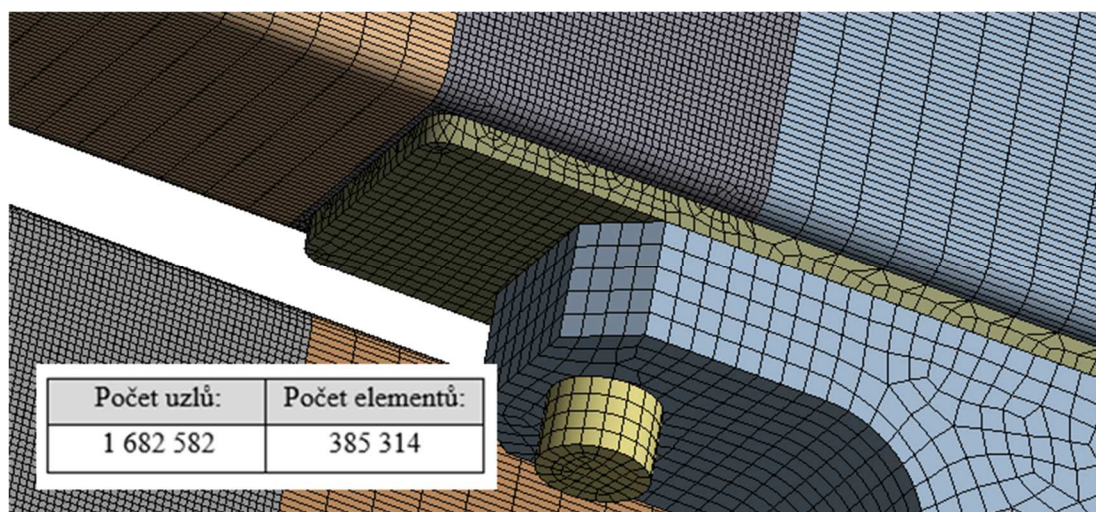
Rameno je osazeno dvěma ložiskovými tělesy SNL 617 s ložisky SKF 22317 EK. Pro výpočet ovšem není nutné do modelu zahrnovat reálné ložiskové těleso s ložiskem, protože dimenzování těchto součástí bylo provedeno na základě údajů od výrobce. [77] Bylo proto vymodelováno zjednodušené těleso s ložiskem, čímž došlo především k zjednodušení sítě a redukci počtu uzlů sítě. Výsledné rameno včetně okrajových podmínek lze vidět na obr. 7.8.



Obr. 7.8 Okrajové podmínky

Písmena B a D na pravé straně znázorňují uložení ramene v rámu celého zařízení, kde bylo pomocí funkce *Cylindrical Support* zamezeno veškerým pohybům a rotacím, kromě rotace kolem osy tohoto uložení, tedy osy y. Písmeno I na levé straně značí čep, který slouží ke spojení ramene s hydraulickým válcem. Na tomto čepu bylo pomocí funkce *Remote Displacement* zamezeno pohybům v osách y a z, ale pohyb v ose x byl ponechán volný, aby mělo rameno možnost deformace. Dále zde bylo zamezeno rotacím, kromě rotace kolem osy tohoto čepu. Na ose disku bylo pomocí stejné funkce zamezeno pouze pohybu v ose y, což je na obr. 7.8 označeno písmenem F. Další okrajovou podmínkou je zde zatížení, jehož definice již byla popsána výše a na obrázku je znázorněno červenou šipkou a písmenem A. Poslední okrajovou podmínkou je zde předpětí šroubů, které je znázorněno dvojicí červených šipek v oblasti šroubů a písmeny C, E, G a H. Použitá ložisková tělesa jsou upevněna šrouby M24, pro které byla hodnota předpětí stanovena na základě tabelovaných hodnot [79] na 196 kN. Tato hodnota byla nastavena pomocí funkce *Bolt Pretension* na dříčky všech šroubů. Analýza byla rozdělena na dva kroky, kde v prvním kroku bylo aplikováno předpětí na šrouby a v druhém kroku potom zatížení osy disku.

Pro účely diskretizace tohoto modelu byly profily ramene rozděleny na více částí, což umožňuje nastavit rozdílné parametry sítě na jednotlivých částech. Model byl následně podobně jako v případě disků upraven v prostředí *SpaceClaim*. Rozdělení profilů na jednotlivé segmenty bylo provedeno zejména z toho důvodu, aby zde bylo možné použít síťovací metodu *Sweep*, která umožňuje nastavit rozdílné rozměry prvků v každém směru. Omezením této metody je, že součást musí mít alespoň v jednom směru konstantní průřez, je proto vhodná právě na profily, nebo osy atd. Na profily ramen tedy byla volena velikost prvku 2,5 mm pomocí funkce *Body Sizing* a v podélném směru pomocí funkce *Edge Sizing* na 15 mm. Touto úpravou došlo přibližně k 30 % úspoře počtu uzlů sítě. Hodnota velikosti prvků 2,5 mm plyne z tloušťky stěny profilu, která činí 5 mm. Tato hodnota tedy zajistí, že po tloušťce profilu bude síť obsahovat alespoň dva rovnoměrně rozložené prvky. Na obr. 7.9 je detail sítě, kde je vidět mimo jiné efekt síťovací metody *Sweep* a také je zde uveden počet uzlů a počet elementů sítě. Tato metoda nemohla být použita pro část profilu s dírou, kterou prochází šroub, jak lze vidět na obrázku. Důvodem je právě podmínka konstantního průřezu, která zde nemůže být dodržena.

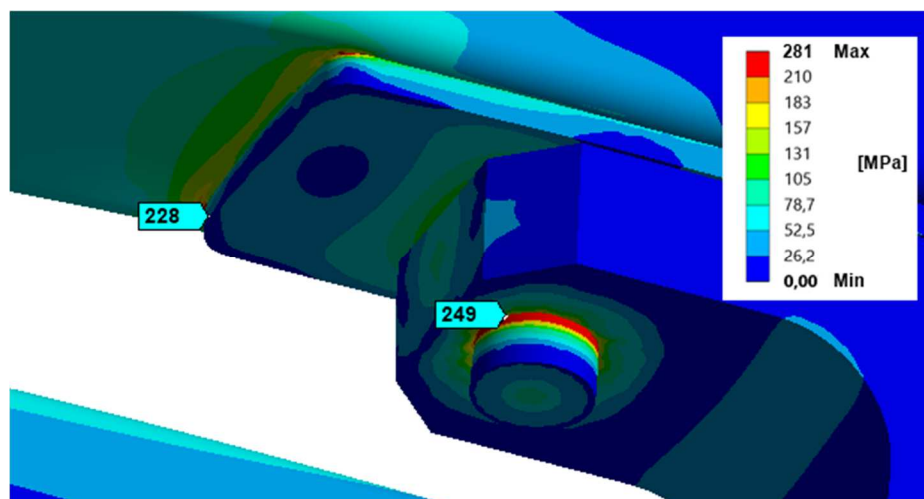


Obr. 7.9 Detail sítě ramene

Na součásti, které nebylo možné síťovat metodou *Sweep* byla použita metoda *Hex Dominant*. Na osu disku, čep hydraulického válce a ložisková tělesa byla nastavena velikost

prvku 8 mm. Na plech přivařený k profilům byla zvolena velikost prvků 5 mm a poslední volbou byla velikost prvků na šroubech, která činí 6 mm. U této analýzy bylo také nutné manuálně nastavit kontakty. Mezi hlavami šroubů a ložiskovými tělesy byly nastaveny třecí (*Frictional*) kontakty s koeficientem tření 0,1. Třecí kontakty byly nastaveny také mezi ložiskovými tělesy a plechem, který je přivařen k profilům ramene. Dalším třecím kontaktem je zde kontakt mezi čepem a pouzdry v profilech a posledním je kontakt mezi osou disku a ložiskovými tělesy. Dále byly nastaveny pevné (*Bonded*) kontakty mezi dřívky šroubů a otvory v již zmiňovaném plechu.

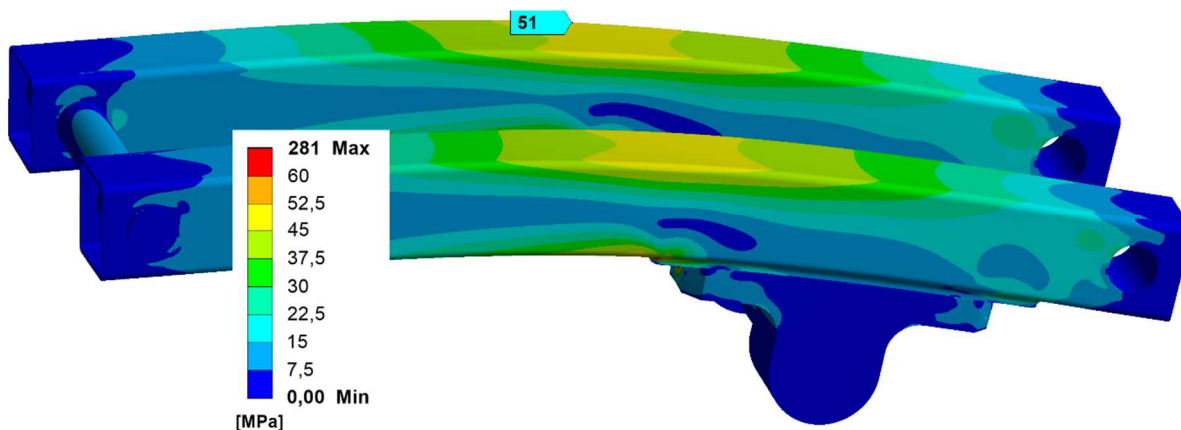
Výstupem z analýzy potom bylo především napětí vyvolané zatížením, které bylo vykresleno pomocí funkce *Equivalent Stress*. Na základě tohoto napětí mohla být posouzena bezpečnost tohoto ramene. Pomocí funkce *Total Deformation* byla také zjištěna deformace ramene. Dalším podstatným výstupem byla silová reakce na čepu, který je na obr. 7.8 vyznačen písmenem I. Tato silová reakce byla zjištěna pomocí funkce *Force Reaction* v záložce *Probe* a následně poslouží k výběru potřebného hydraulického válce. Jako poslední výstup byla zvolena opět silová reakce, a to v uložení ramene k rámu zařízení, která je potřebná pro následné dimenzování rámu zařízení. Z hlediska vyhodnocení této analýzy se ukázala jako podstatná část ramene, kterou ukazuje obrázek 7.10. Maximální napětí bylo detekováno na hraně dřívku a hlavy šroubů, což zde není zobrazeno, protože můžeme s jistotou říct, že se jedná o singularitu. Další hodnotou napětí, která stále ještě není pro toto vyhodnocení příliš podstatná je napětí na ploše ložiskového tělesa pod šrouby. Toto napětí již na obrázku zobrazeno je a dosahuje hodnot 249 MPa. Podstatné není, protože pevnostní kontrola ložiskového tělesa není předmětem této analýzy. Tyto součásti jsou dimenzovány dle požadavků a instrukcí výrobce ložiskového tělesa [77].



Obr. 7.10 Napětí na rameni I

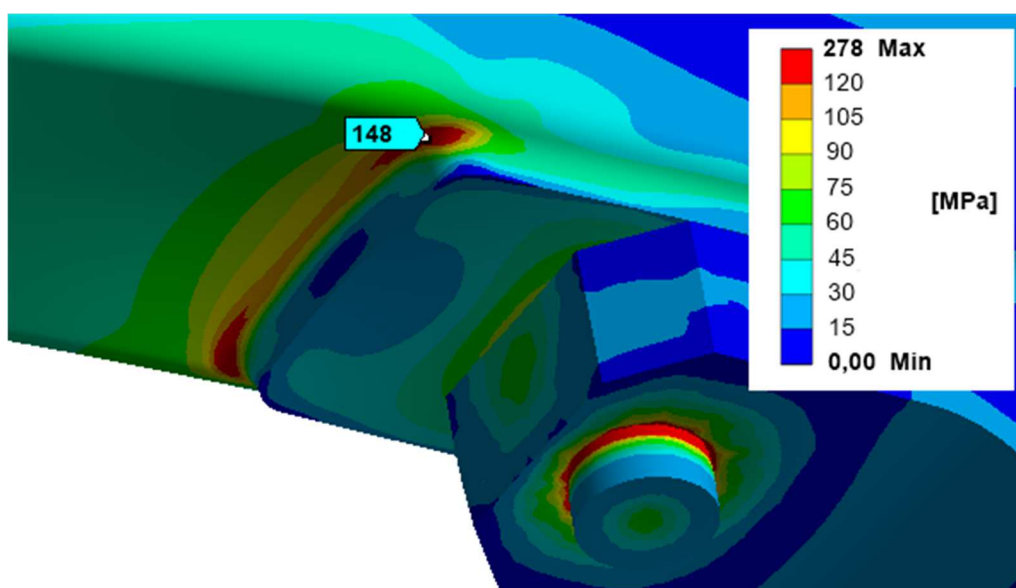
Nyní se již dostáváme k zájmovým součástem, což jsou profily a k nim přivařené plechy ramene. Zde se vyskytují maximální hodnoty napětí v oblasti styku plechu a profilu, jak je zobrazeno na obr. 7.10, kde lze dále vidět, že dosahují hodnoty 228 MPa. Toto napětí je při použití běžné konstrukční oceli S235JRH s mezí kluzu 235 MPa příliš vysoké. [81] Jedná se zde ale o ostrou hranu, kterou lze při výrobě snadno odstranit a snížit tak hodnotu napětí, například pokud by v této oblasti byl svar. Analýza ramene se svarem pro ověření předpokladu snížení napětí bude popsána níže. Tato oblast byla také důvodem opakování analýzy, protože v prvotním modelu nebyla zaoblena, jak lze vidět na obr. 7.10, což způsobilo, že se v tomto ostrém rohu vyskytovala singularita. Singularita je místo, kde dochází k abnormálnímu projevu

fyzikálních veličin, nejčastěji se objevují právě v ostrých hranách a rozích, kde může dojít k prudkému lokálnímu nárůstu napětí. Singularitu lze identifikovat tak, že při zjemnění sítě v této oblasti dochází k dalšímu zvyšování napětí vysoko nad hladinu napětí v okolí. Řešením tohoto problému je úprava modelu. Vyskytuje-li se tato singularita v dostatečné vzdálenosti od zájmové oblasti, není nutné se jí zabývat a výsledky můžeme považovat za platné. [87] V tomto případě tomu tak ovšem nebylo, a proto bylo nutné přistoupit k úpravě modelu. Na obr. 7.11 je vidět napětí na horní ploše profilu, které dosahuje hodnoty pouhých 51 MPa. Tato nízká hodnota napětí koresponduje s maximální hodnotou deformace, která se dle očekávání vyskytuje v této oblasti a nabývá hodnot pouze 0,6 mm, což lze považovat za přijatelné.



Obr. 7.11 Napětí na rameni II

Následující částí návrhu ramene byla analýza pro potvrzení předpokladu snížení napětí při zaoblení hrany zobrazené na obr. 7.10. Diskretizace modelu a okrajové podmínky byly nastaveny stejně jako v předchozím případě, což mimo jiné přináší kvalitní srovnatelnost výsledků. Na obr. 7.12 lze vidět, že předpoklad byl správný, protože maximální napětí v této oblasti nabývá oproti původním 228 MPa hodnoty 148 MPa. Tato hodnota, umožňuje použití obyčejné konstrukční oceli S235JRH s mezí kluzu 235 MPa. Nyní již lze s jistotou říct, že rameno je z pevnostního hlediska vyhovující.



Obr. 7.12 Napětí na rameni III

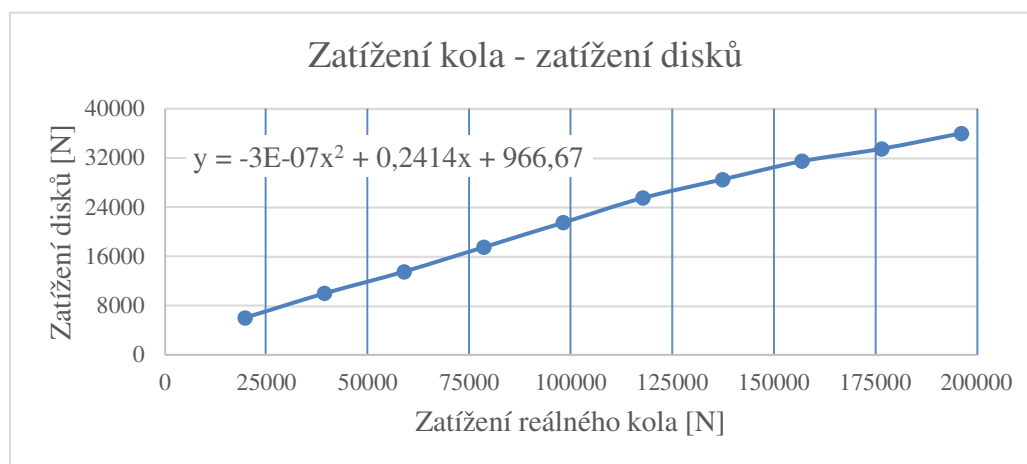
7.4 VOLBA HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Na základě předchozí analýzy bylo zjištěno, že bude nutné použít hydraulický válec, který je schopen vyvinout sílu 13 615 N. Je ovšem vhodné dimenzovat válec na vyšší hodnotu, a to hned z několika důvodů. Jedním z nich je, že není vhodné, aby válec pracoval stále na horní hranici svých možností a druhým důvodem je, že tento válec musí být schopen zachytit také dynamické rázy, které mohou vznikat například při nerovnoměrném opotřebení jednoho z disků, které bylo popsáno v oddíle 4. Pro konstrukci tohoto zařízení je vhodné, aby měl válec malou délku. Vysunutí tohoto válce může být také velmi malé, protože musí kompenzovat pouze deformaci ramene v ose z, která činí 0,6 mm a dále deformaci kontaktní plochy disků, což je pro tento návrh zanedbatelná hodnota. Další charakteristikou hydraulických válců je jejich princip činnosti, tedy jestli jsou schopné pracovat pouze v tlaku, nebo i v tahu a podle toho se dělí na jednočinné a dvojčinné. Pro tuto aplikaci je dostatečný jednočinný hydraulický válec. Byl tedy zvolen válec od firmy [80], jehož parametry jsou shrnuty v tab. 7.9.

Tab. 7.9 Parametry hydraulického válce [80]

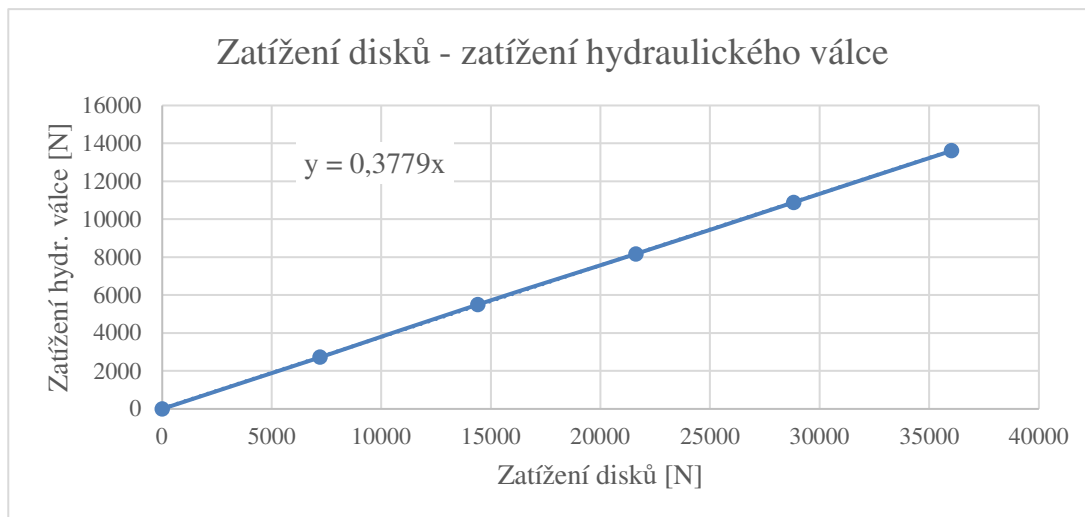
Princip:	Délka (min):	Zdvih:	Max. síla:	Jmenovitý tlak:	Max. tlak:
Jednočinný	155 mm	80 mm	17,6 kN	16 MPa	20 MPa

Zatížení hydraulickým válcem 13 615 N tedy odpovídá reálné situaci, kdy je železniční kolo zatíženo silou 196 kN, což odpovídá zatížení disků silou 36 kN. Omezení simulací pouze na jednu hodnotu zatížení by ale bylo příliš neefektivní. Je proto nutné mít k dispozici určitou rovnici pomocí které lze zjistit jakou sílu je nutné vyvinout na hydraulickém válci pro zvolené zatížení reálného kola. Tato rovnice je ovšem závislá na průměrech, a především na profilech disků a zde je určena rovnice pro disky, které byly popsány výše a pro které je celé zařízení dimenzováno. Při simulacích s jinými profily disků by bylo nutné tuto rovnici opět určit. V tomto případě byla tato rovnice určena pomocí software Ansys, kde byly využity analýzy popsané v oddíle 7.1. Nejdříve byl zjištěn průběh kontaktního tlaku a napětí při aplikaci zatížení na reálné železniční kolo v rozmezí 0–196 kN. Následně byl zjištěn průběh kontaktního tlaku a napětí při aplikaci zatížení na disky testovacího zařízení v rozmezí 0-36 kN. Dalším krokem byla volba zatížení disků, odpovídající jednotlivým hodnotám zatížení reálného železničního kola. Na obr. 7.13 lze vidět graf závislosti zatížení disků na zatížení reálného železničního kola. Na tomto obrázku je i rovnice popisující tuto závislost.



Obr. 7.13 Závislost zatížení disků – zatížení reálného kola

Dalším krokem pro určení požadované rovnice je závislost zatížení hydraulického válce na zatížení disků testovacího zařízení. Tato rovnice je závislá pouze na konstrukci ramene testovacího zařízení. Rovnice byla získána na základě analýzy ramene v předchozí kapitole 7.3, kde byla vykreslena silová reakce na čepu hydraulického válce v závislosti na zatížení aplikovaném na osu disku kolejnice. Tuto závislost včetně její rovnice lze vidět na obr. 7.14.



Obr. 7.14 Závislost zatížení disků – zatížení hydraulického válce

Dále již můžeme do této rovnice dosadit rovnici z obr. 7.13 a následnou úpravou získat požadovanou převodní rovnici 7.6.

$$F_H = 0,3779F_D = 0,3779 \cdot (-3 \cdot 10^{-7} \cdot F_R^2 + 0,2414 \cdot F_R + 966,67)$$

$$F_H = -11,337 \cdot 10^{-8} \cdot F_R^2 + 0,091225 \cdot F_R + 365,305 \quad (7.6)$$

Kde: F_H síla vyvinutá hydraulickým válcem [N]
 F_D zatížení disků testovacího zařízení [N]
 F_R simulované zatížení reálného kola a kolejnice [N]

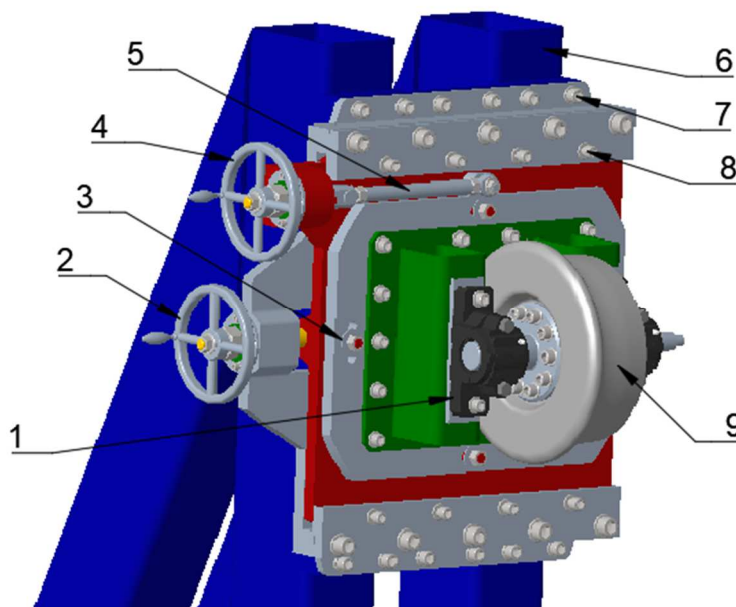
Pro názornost je zde uveden vzorový výpočet, který popisuje situaci, kdy je požadavek pro simulaci železničního kola a kolejnice zatíženého silou 100 kN. Po dosazení do rovnice 7.6 a následném vypočtení dle rovnice 7.7 bylo zjištěno, že na hydraulickém válci musíme pro splnění tohoto požadavku vyvinout sílu 8 354 N.

$$F_H = -11,337 \cdot 10^{-8} \cdot 100000^2 + 0,091225 \cdot 100000 + 365,305 = 8354 \text{ N} \quad (7.7)$$

Společně s hydraulickým válcem musí být použito hydraulické čerpadlo, nebo ruční olejová pumpa. V tomto okamžiku je nutné rozhodnout, zda bude na zařízení možné korigovat podmínky, jako je právě zatížení, v průběhu simulace, nebo pouze před začátkem simulace. Bylo rozhodnuto na základě složitosti a ceny celého zařízení omezit možnost korekce podmínek pouze před začátkem simulace. Zatížení kola reálného vozidla se při jízdě po rovné trati také nemění. Jednou z výjimek je například jízda v oblouku, kde dochází k přitížení jednoho z kol. Simulace tohoto stavu ovšem vyžaduje, aby bylo možné během simulace korigovat také natáčení kola a laterální posuv kola, což by vedlo ke složitějším konstrukčním problémům, se kterými by úzce souviselo výrazné zvýšení ceny tohoto zařízení. Na tomto zařízení bude tedy instalována ruční olejová pumpa.

7.5 NÁVRH ULOŽENÍ DISKU KOLA

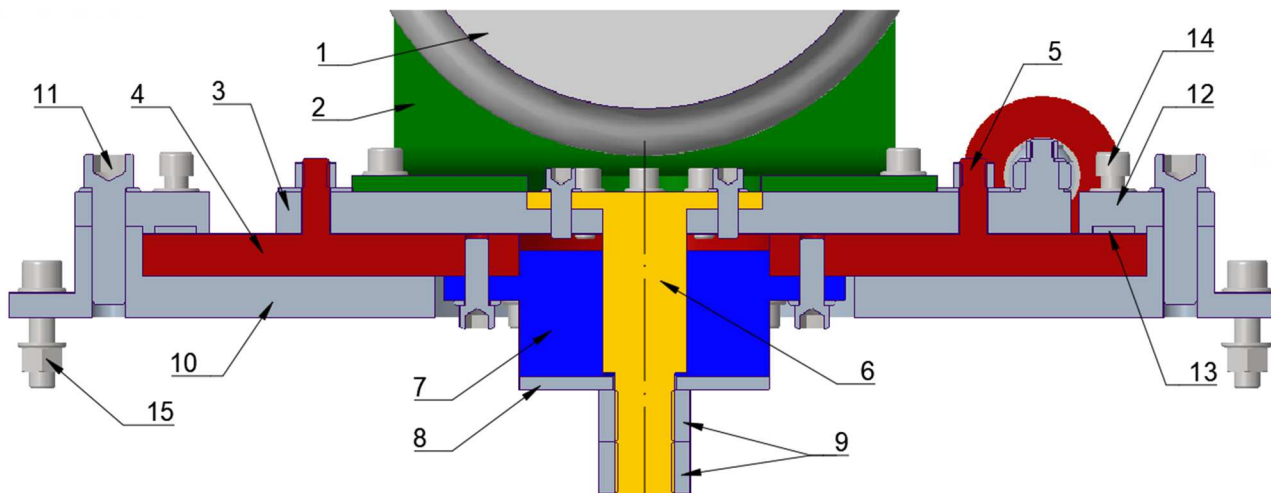
Uložení disku kola musí být schopné především přenést zatížení. Dále musí také umožňovat nastavení úhlu náběhu a laterální posuv. Jelikož bylo rozhodnuto, že parametry simulace bude možné nastavit pouze na začátku simulace, je možné použít pro natáčení a posuv vedení s aretací. Kompletní mechanismus lze vidět na obr. 7.15.



Obr. 7.15 Uložení disku kola

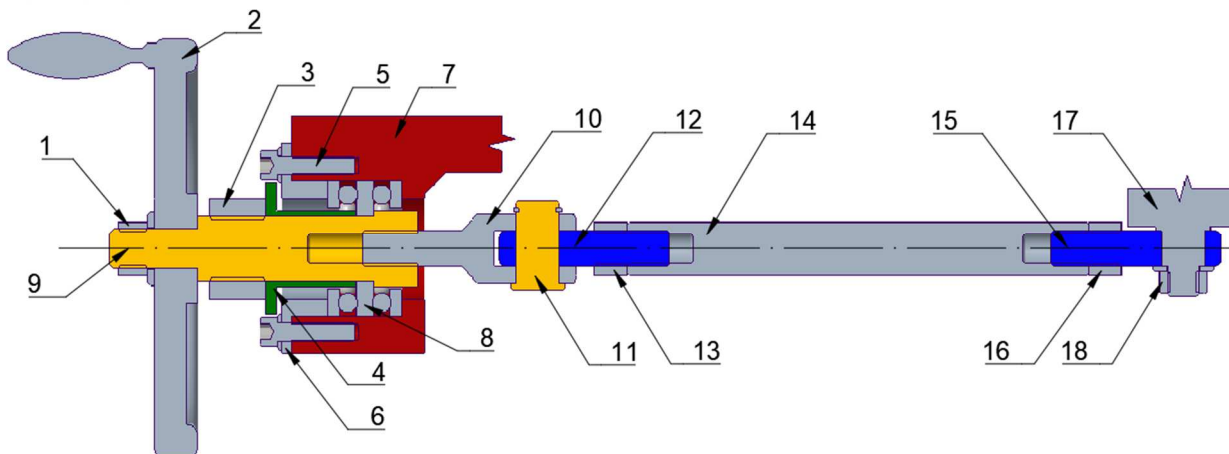
Na obr. 7.15 je číslicí 1 označeno ložiskové těleso SNL 509 s ložisky SKF 22209 EK. Číslicí 2 je označeno kolo pro nastavení laterálního posuvu a číslicí 8 jsou označeny šrouby sloužící k aretaci laterálního posuvu. Číslice 4 označuje kolo pro nastavení úhlu náběhu a číslice 3 označuje matice sloužící k aretaci po natočení. Číslice 5 zde znázorňuje táhlo, které je na obou stranách opatřeno klouby a slouží k nastavení úhlu náběhu. Dále je zde rám zařízení (6), ke kterému je celý mechanismus upevněn pomocí šroubů (7). Poslední označenou součástí je zde disk kola (9). Na obr. 7.16 je vykreslen řez tímto mechanismem vedený v rovině kolmé na osu disku kola. Pro lepší přehlednost obrázku byl tento řez otočen o 90° oproti bočnímu pohledu na zařízení. Součásti jsou zde značeny postupně od disku kola (1), který je uložen v ložiskových tělesech, které jsou upevněny na profilech (2). Tyto profily jsou pomocí šroubů upevněny k desce (3), která leží na desce (4). Na této desce (4) vyznačené červenou barvou jsou svorníky (5), které prochází vyfrézovanou drážkou v desce (3). Díky těmto drážkám je možné desku (3) natáčet vzhledem k desce (4) a po nastavení požadovaného úhlu náběhu zajistit pomocí matic na svornících (5). Na šedé desce (3) je dále upevněn pomocí šroubů náboj (6), který prochází pouzdrem (7), které je opět pomocí šroubů upevněno k desce (4). Mezi nábojem (6) a pouzdrem (7) je kluzné uložení, což zajišťuje přesné vedení desky (3) při nastavování úhlu náběhu. Na náboji (6) je dále závit, na kterém je umístěna třecí podložka (8). Tato podložka je k pouzru (7) přitažena maticemi (9). První matice slouží k nastavení přitlaku třecí podložky (8), která zde slouží jako přídatné vedení natáčení disku. První matice je po nastavení přitlaku zajištěna maticí druhou. Dále je zde vidět šedá deska (10), která slouží k vedení laterálního posuvu červené desky (4). K této desce (10) jsou dále upevněny pomocí šroubů (11) vodící tělesa (12). V těchto tělesech je umístěna vodící lišta (13), která je po nastavení laterálního posuvu přitažena šrouby (14) k desce (4) a je tak provedena aretace laterálního posuvu. Poslední

označenou součástí jsou zde šrouby s maticemi (15), které souží k upevnění celého mechanismu k rámu testovacího zařízení.



Obr. 7.16 Řez uložením disku kola

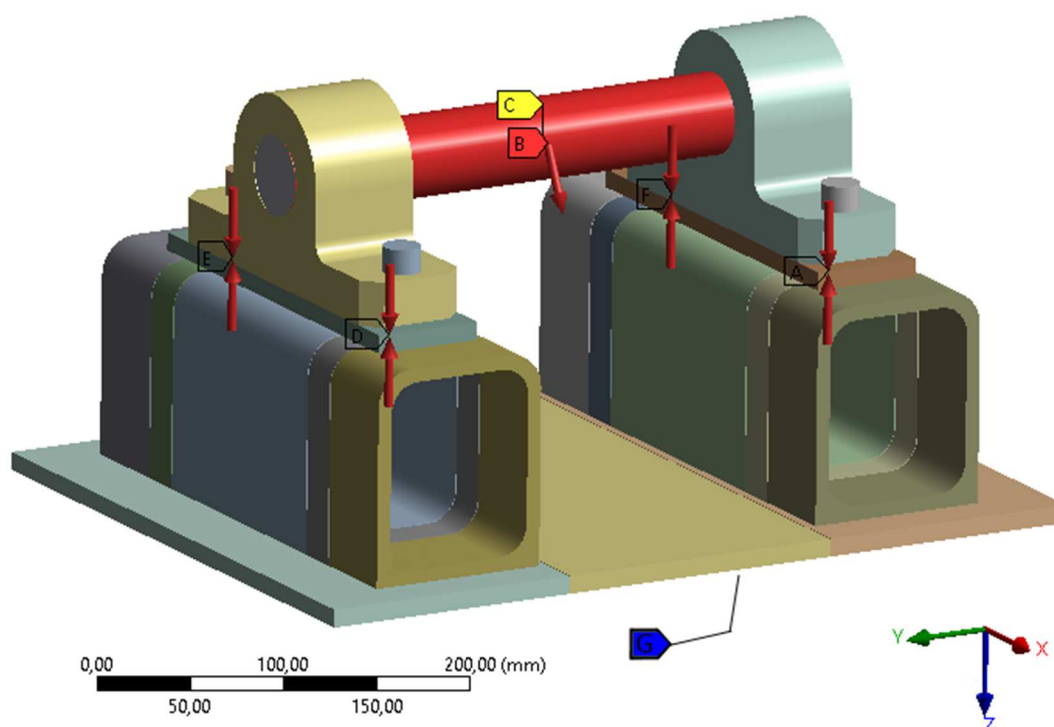
Na obr. 7.17 je vidět řez mechanismem pro korekci úhlu náběhu, kde lze vidět matici (1) pro upevnění ovládacího kola (2). Toto ovládací kolo je připevněno ke hřídeli (9). Na této hřídeli je umístěno oboustranné axiální ložisko (8), které je usazeno jednou stranou vnitřního průměru na osazení na hřídeli (9). Z druhé strany je upevněno distančním kroužkem (4), který je k ložisku přitažen maticí (3). Vnější klec ložiska je z jedné strany usazena v těle mechanismu (7), který je součástí desky konající laterální posuv. Z druhé strany je vnější klec ložiska zajištěna zátkou (6). Tato zátky je k tělu mechanismu upevněna pomocí šroubů (5). Na pravé straně hřídele (9) je vnitřní závit ve kterém je umístěno oko (10). Při otáčení hřídele kolem své osy dochází k posunu oka (10) doprava, nebo doleva podle směru otáčení. V oku (10) je dále nasazen čep (11), na kterém je kloub (12). Tento kloub je namontován v závitě ovládací tyče (14) a jeho poloha je zajištěna maticí (13). Na druhé straně tyče je tentýž kloub (15) a jeho poloha je opět zajištěna maticí (16). Kloub je dále nasazen na průměru, který je součástí desky (17). Právě tato deska je tímto mechanismem natáčena. Kloub je na průměru dále zajištěn maticí (18). Deska (7) a deska (17) jsou na tomto obrázku pro přehlednost oříznuty, jak znázorňuje značka. Na předchozím obrázku je deska (7) označena číslicí 4 a deska (17) číslicí 3. Mechanismus sloužící pro nastavení laterální polohy je založen na stejném principu, pouze neobsahuje kloubové spoje.



Obr. 7.17 Řez mechanismem pro nastavení úhlu náběhu

7.5.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Další částí návrhu uložení disku kola je pevnostní kontrola profilů, na kterých jsou uložena ložisková tělesa. Nejdříve tedy bylo nutné vytvořit model tohoto uložení. Ložisková tělesa a ložiska byla vymodelována ve zjednodušeném tvaru, protože opět jako u návrhu ramene v oddíle 7.3 byly tyto součásti dimenzovány na základě údajů od výrobce. [77] Tímto krokem došlo především ke zjednodušení sítě. Tato ložisková tělesa jsou k profilům připevněna pomocí šroubů M14, a proto bylo podobně jako při návrhu ramene nutné zjistit a v analýze definovat jejich předpětí. Hodnota předpětí pro tyto šrouby činí 62 kN a byla opět stanovena na základě tabelovaných hodnot. [79] Toto předpětí je na šrouby aplikováno pomocí funkce *Bolt Pretension* a na obr. 7.18 je znázorněno vždy dvojicí červených šipek v oblasti šroubů a písmeny A, D, E a F.



Obr. 7.18 Okrajové podmínky uložení disku kola

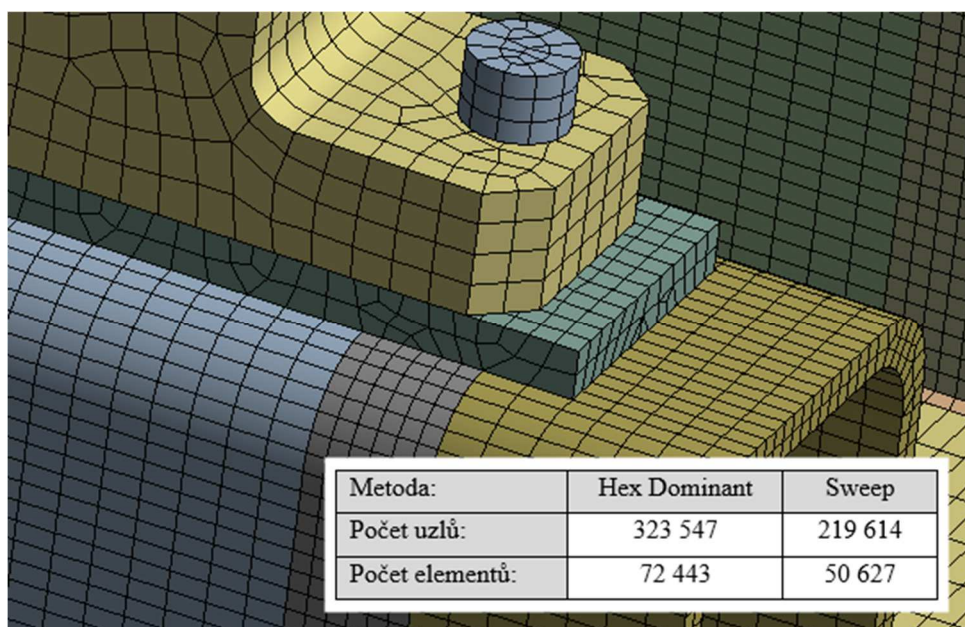
Dále bylo nutné zjistit hodnoty zatížení, které na toto uložení působí, což bylo určeno na základě analýzy dvou disků provedené v oddíle 7.1, kde byla podobně jako při návrhu ramene vykreslena silová reakce na osu disku kola. Hodnoty této reakce pro 4 simulované hladiny skluzu popisuje tabulka 7.10, kde nejvyšších hodnot dosahuje stejně jako u analýzy ramene situace se 70 % skluzem.

Tab. 7.10 Silová reakce na ose disku kola

Skluz:	20 %	40 %	70 %	100 %
Reakce v axiálním směru (y): [N]	2 900	2 899	2 916	2 903
Reakce v normálovém směru (z): [N]	36 000	36 000	36 000	36 000
Reakce v podélném směru (x): [N]	22 306	22 307	22 480	22 404

Toto zatížení bylo tedy aplikováno na osu disku kola prostřednictvím funkce *Force* (na obr. 7.18 písmeno B). Další okrajovou podmínkou je omezení pohybu osy kola, kde bylo pomocí funkce *Remote Displacement* (na obr. 7.18 písmeno C) zamezeno pohybu této osy v axiálním směru. Poslední okrajovou podmínkou bylo omezení pohybu spodní plochy tohoto uložení, které je dále pomocí šroubů upevněno k mechanismu pro nastavování úhlu náběhu. Toto omezení bylo definováno pomocí funkce *Fixed Support* (na obrázku písmeno G), která zamezí pohybu a rotaci ve všech osách. Tato analýza byla podobně jako v případě analýzy ramene rozdělena na dva kroky, kde v prvním kroku bylo aplikováno předpětí na šrouby a v druhém pak zatížení osy disku.

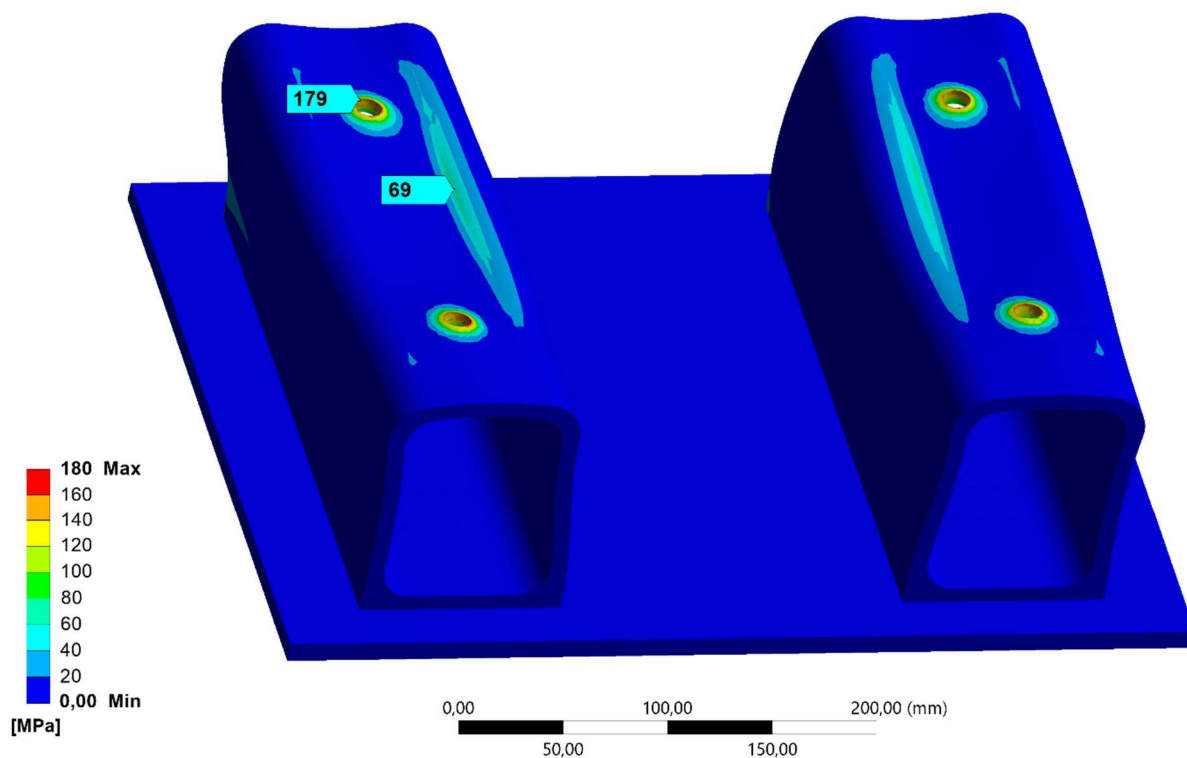
Za účelem diskretizace modelu byly profily a spodní plech rozděleny na části, aby bylo možné použít síťovací metodu *Sweep* na některých z nich. Jedná se o prostřední část spodního plechu, osu disku kola a části profilů, ve kterých nejsou otvory pro šrouby. Velikost prvků na části profilů byla nastavena na 4 mm, jelikož se jedná o profily s tloušťkou stěny 8 mm. Dále z důvodu úspory sítě zde byla nastavena velikost prvků v podélném směru na 8 mm. Podobným způsobem byla definována i prostřední část plechu, kde globální velikost prvků činí 5 mm a podélná 10 mm. Velikost prvků osy byla nastavena na 8 mm. Na všechny ostatní součásti byla zvolena síťovací metoda *Hex Dominant*. Velikosti prvků jednotlivých součástí jsou pro okrajové části spodního plechu 5 mm, pro části profilů s otvory pro šrouby 4 mm, pro plechy mezi profily a ložiskovými tělesy 5 mm, pro ložisková tělesa 8 mm a pro šrouby 6 mm. Na obr. 7.19 lze vidět detail sítě, na kterém je patrný efekt síťovací metody *Sweep*. Na tomto obrázku je dále srovnání počtu uzlů a elementů před použitím této metody a po použití.



Obr. 7.19 Detail sítě uložení disku kola

Po vykreslení napětí pomocí funkce *Equivalent Stress* byly detekovány maximální hodnoty na hraně dířku a hlavy každého z šroubů a také na hraně otvorů pro šrouby, které nabývají hodnoty 179 MPa, jak lze vidět na obr. 7.20. Toto napětí ovšem nemůže být bráno v potaz ze stejného důvodu jako při pevnostní analýze ramene v oddíle 7.3. Důvodem je, že se jedná o ostrou hranu, kde se s jistotou vyskytuje singularita. Další oblast zvýšeného napětí byla v kontaktu okraje ložiskového tělesa a profilu, kde byla zjištěna hodnota 69 MPa. Při použití obvyčejné konstrukční oceli S235JRH, která dosahuje meze kluzu 235 MPa můžeme říct, že toto

uložení z pevnostního hlediska plně vyhovuje. [81] Maximální hodnoty deformace byly zjištěny na vzdálenějším okraji profilů na obr. 7.20 a dosahovaly hodnot kolem 0,035 mm. Dalším výstupem této analýzy byla silová reakce na spodní ploše, na kterou byla definována podmínka *Fixed Support*. Hodnoty silové reakce byly významné z hlediska návrhu rámu celého zařízení, kde byly dále při pevnostním výpočtu zahrnuty.



Obr. 7.20 Napětí na uložení disku kola

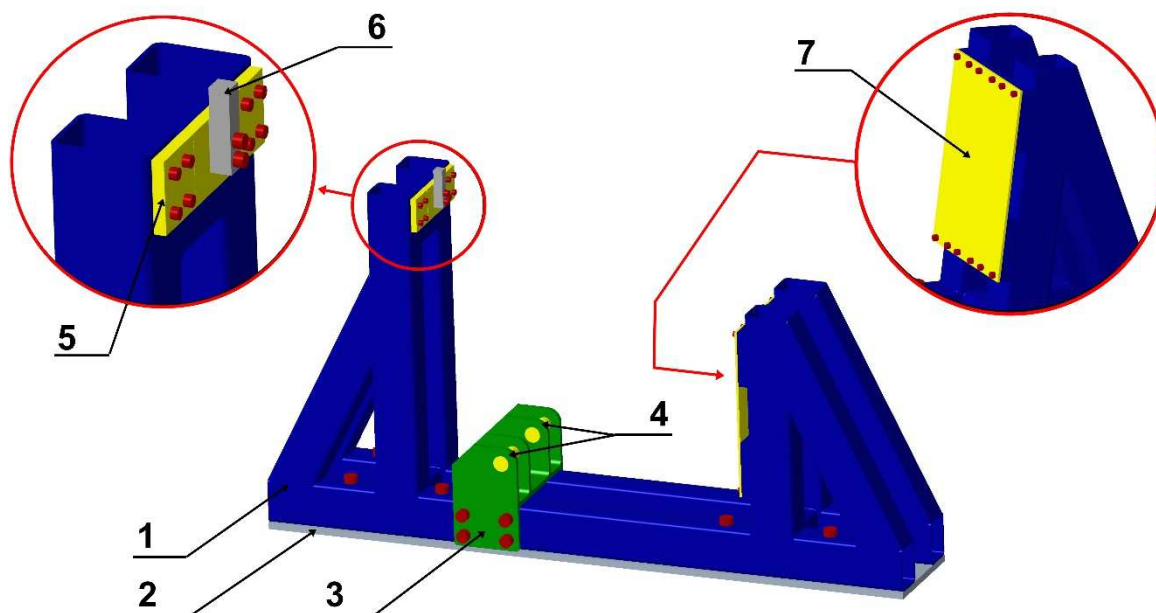
7.6 RÁM ZAŘÍZENÍ

Požadavkem na rám zařízení je zejména přenést zatížení od hydraulického válce, uložení ramene a uložení disku kola na základovou desku. Základovou deskou se zde rozumí deska s „T“ drážkami, kterou je většina laboratoří nejčastěji vybavena. Konstrukce rámu musí umožňovat také upevnění jednotlivých součástí, jako jsou snímač zatížení, konzole pro uložení ramene atd. Rám musí být také připraven k připevnění k již zmiňované základové desce.

7.6.1 MODEL RÁMU

Model rámu a okolních součástí byl vytvořen v prostředí Creo Parametric a je zobrazen na obr. 7.21. Rám (1) je modelován pomocí profilů 200x150x8 mm a jedná se o kompletní svařenec. Základová deska (2) je zde modelována za účelem správného upevnění rámu při simulaci a je s rámem (1) spojena pomocí šroubů M30. Další součástí je konzole pro uložení ramene (3) jejíž součástí jsou i čepy (4). Tato konzole je z každé strany připevněna k rámu pomocí šroubů M30. Plech (5) pro uložení snímače zatížení (6) je k rámu připevněn pomocí osmi šroubů M16 a jeho šířka činí 25 mm. Snímač zatížení je připevněn na základě informací od výrobce pomocí dvou šroubů M20. [84] Tento snímač zde není z důvodu vyhodnocování jeho pevnostní analýzy, ale za účelem správné aplikace zatížení od hydraulického válce, pod kterým se nachází. Poslední součástí označenou na tomto obrázku je plech sloužící k upevnění uložení disku kola (7), který je k rámu připevněn pomocí dvanácti šroubů M16. Modely

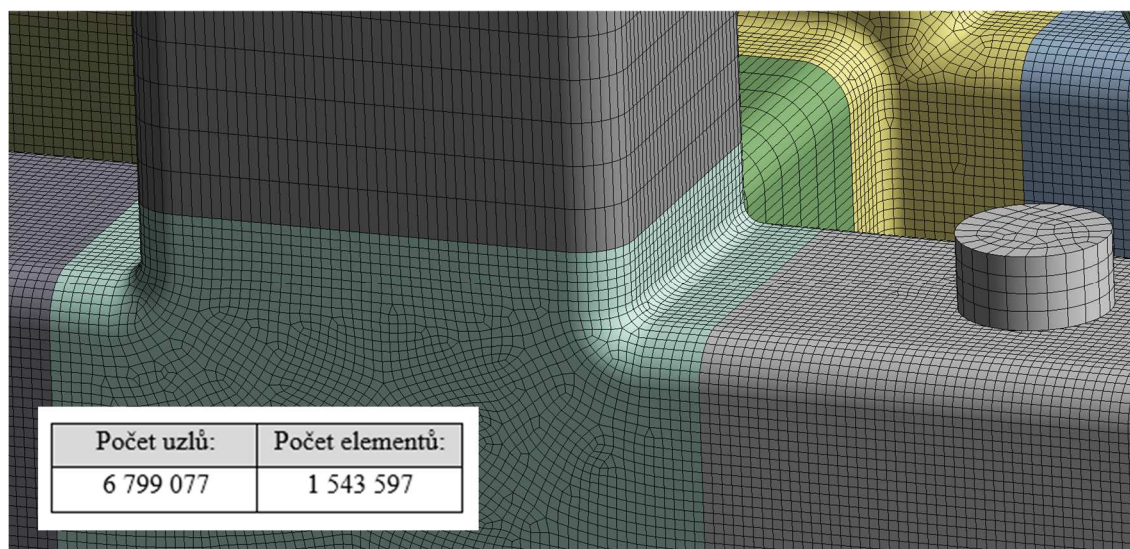
veškerých šroubů byly zjednodušeny na prosté válcové tvary za účelem omezení složitosti sítě a na obr. 7.21 jsou vyznačeny červenou barvou.



Obr. 7.21 Model rámu zařízení

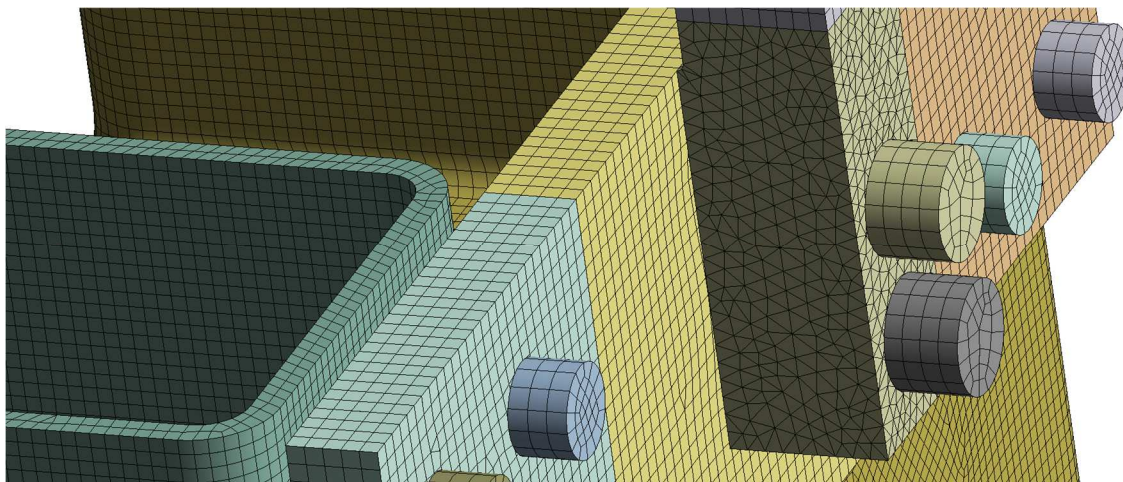
7.6.2 DISKRETIZACE MODELU

Jednotlivé součásti modelu byly pro diskretizaci rozděleny na součásti členité a součásti s konstantním průřezem, aby zde bylo co nejvíce využito síťovací metody *Sweep*. Za tímto účelem prošel největší úpravou rám, kde byly separovány veškeré části profilů, které neobsahovaly otvory, nebo jiné přivařené součásti. Dále byl rozdělen i plech sloužící k upevnění disku kola, aby bylo možné použít tuto metodu na jeho prostřední část. Poslední součástí, která byla za tímto účelem rozdělena je základová deska. Rozdělen byl i snímač zatížení, ale to z toho důvodu, aby bylo možné aplikovat zatížení pouze na jeho horní část. Na obr. 7.22 lze vidět detail části sítě včetně počtu uzlů a elementů výsledné sítě.



Obr. 7.22 Detail sítě rámu I

Model musel být podobně jako v případě předchozích analýz nejdříve upraven v prostředí *Space Claim* pro odstranění nežádoucích kontaktů. Na všechny součásti, na které nebylo možné použít síťovací metodu *Sweep* byla použita metoda *Hex Dominant*, až na spodní část snímače zatížení, na který musela být použita metoda *Tetrahedrons*, jak lze vidět na obr. 7.23.



Obr. 7.23 Detail sítě rámu II

Globální velikosti elementů byly voleny pomocí funkce *Body Sizing* a směrové velikosti elementů na částech, které bylo možné síťovat metodou *Sweep* byly voleny pomocí funkce *Edge Sizing*. Velikosti jednotlivých elementů jsou shrnuty v tabulce 7.11. Velikost elementů na celém rámu byla volena na 4 mm, a to z toho důvodu, že se jedná o profil s šířkou stěny 8 mm a je tak zajištěno, že zde budou alespoň dva rovnoměrně rozložené elementy po stěně. Hrubší síť na základové desce s globální velikostí elementu 10 mm zcela dostačuje, protože základová deska zde slouží pouze pro správné uložení rámu a její pevnostní kontrola není předmětem této analýzy.

Tab. 7.11 Velikosti elementů sítě rámu

	Globální velikost: [mm]	Směrová velikost: [mm]
Rám:	4	20
Základová deska:	10	30
Plech pro uložení disku kola:	5	25
Konzole pro uložení ramene:	10	-
Plech pro uložení snímače:	5	-
Snímač zatížení:	5	-
Čepy pro uložení ramene:	8	-
Šrouby M16, M20:	6	-
Šrouby M30:	8	-

7.6.3 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

U této analýzy bylo nutné nastavit manuálně kontakty, kterých zde v konečné součtu bylo 84. Prvními z nich jsou třecí kontakty mezi dosedací plochou hlavy každého z šroubů a jejich protilehlými plochami. Koeficient tření byl u každého třecího kontaktu nastaven na

hodnotu 0,1. Tento typ kontaktu byl nastaven také mezi rám a základovou desku, konzoli pro uložení ramene a rám, čepy pro uložení ramene a konzoli, plech pro uložení disku kola a rám, plech pro uložení snímače a rám a konečně také mezi snímač zatížení a plech pro jeho upevnění. Dalším typem je kontakt typu *Bonded*, který byl nastaven mezi dřívka každého z šroubů a otvory ve kterých byl v reálném (nezjednodušeném) případě závit.

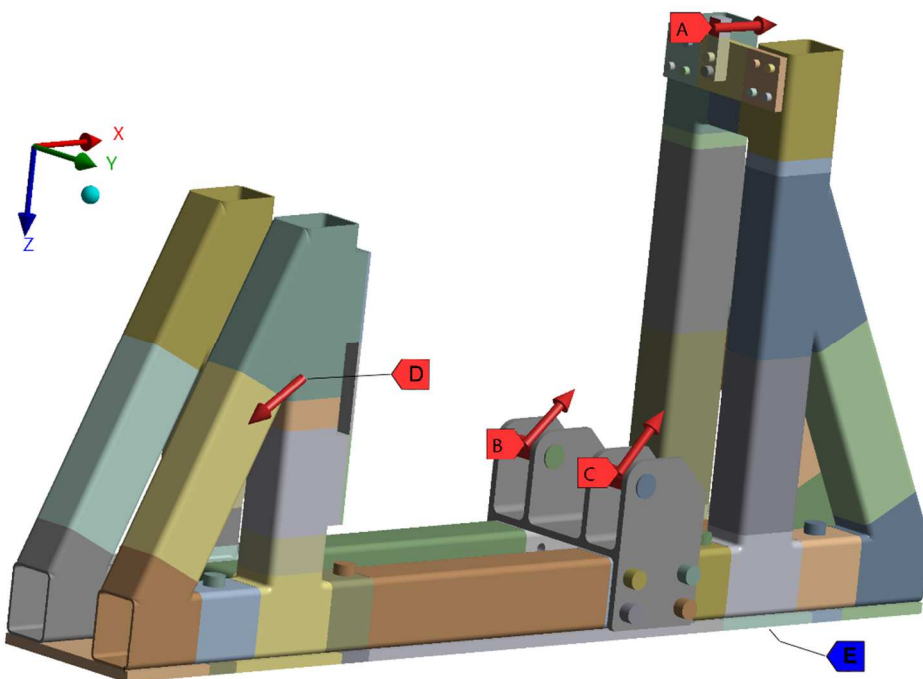
7.6.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Nejdříve bylo nutné zjistit vstupní hodnoty zatížení a k tomu posloužila analýza ramene v oddíle 7.3 a analýza uložení disku kola v oddíle 7.5.1. Na základě těchto analýz byly zjištěny síly, které jsou na obr. 7.24 znázorněny písmeny A až D. Shrnutí hodnot těchto zatížení popisuje tabulka 7.12.

Tab. 7.12 Silové zatížení rámu

	Osa x	Osa y	Osa z
Síla A [N]	13 615	17	0
Síla B [N]	11 257	0	- 11 195
Síla C [N]	11 259	0	- 11 193
Síla D [N]	- 36 000	-7	22 480

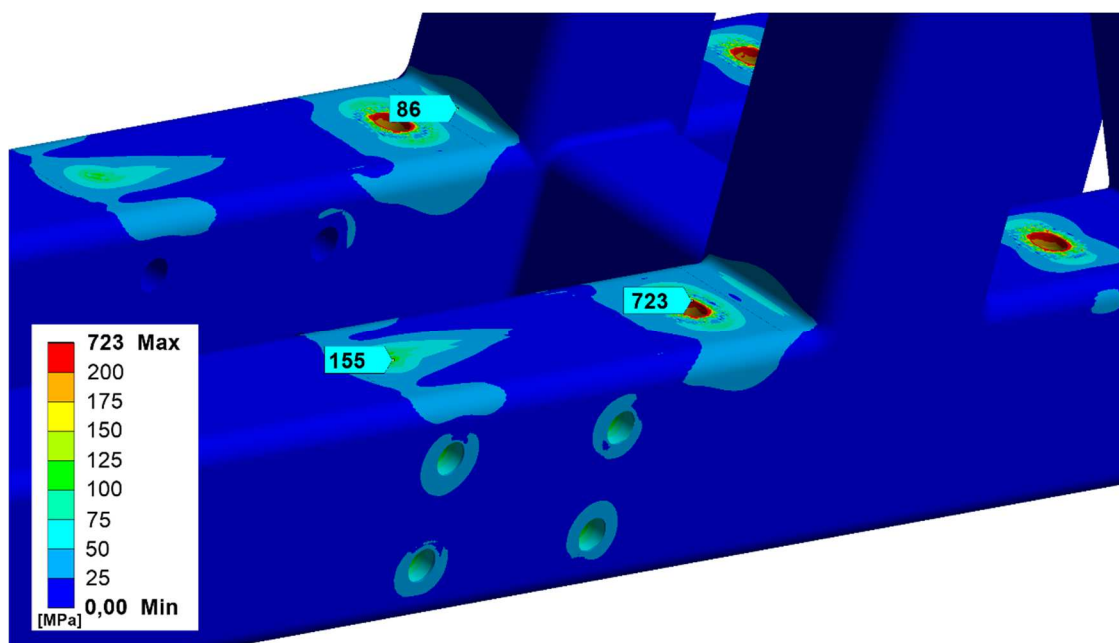
Dále bylo nutné omezit pohyb celého rámu a k tomu právě slouží základová deska, na jejíž spodní plochu byla aplikována funkce *Fixed Support*, což je na obr. 7.24 znázorněno písmenem E. Poslední okrajovou podmínkou je předpětí šroubů, které bylo aplikováno pomocí funkce *Bolt Pretension* na dřívka každého z šroubů a dosahovalo hodnot 84,7 kN pro šrouby M16, 136 kN pro šrouby M20 a 292 kN pro šrouby M30. [79] Analýza byla rozdělena do dvou kroků, kde v prvním kroku bylo aplikováno předpětí na šrouby a v druhém kroku potom zatížení.



Obr. 7.24 Okrajové podmínky rámu

7.6.5 VYHODNOCENÍ ANALÝZY

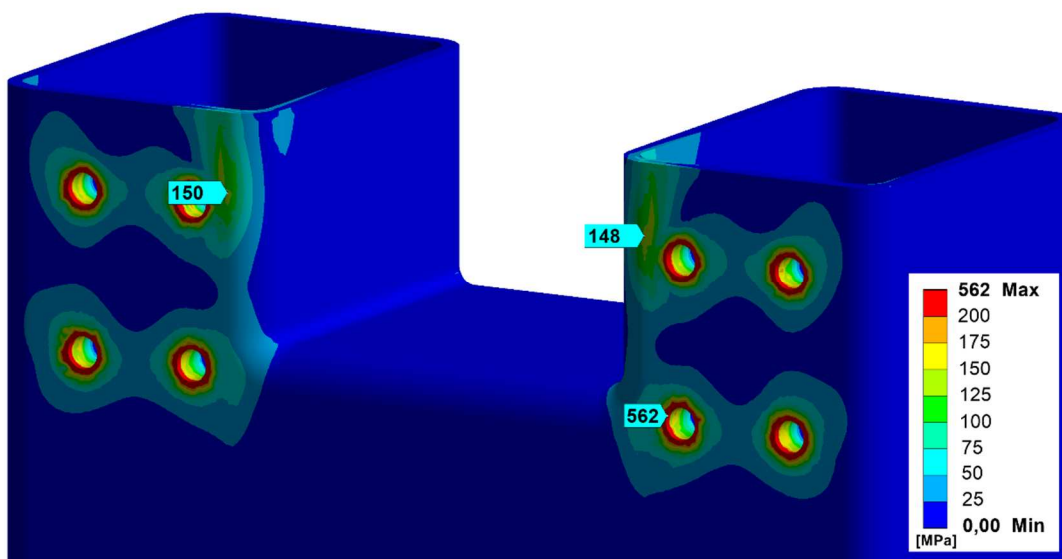
Výchozím parametrem pro vyhodnocení této analýzy je volený materiál pro výrobu rámu, což je obyčejná konstrukční ocel S235JRH s mezí kluzu 235 MPa. [81] Na obr. 7.25 lze vidět úsek rámu pod konzolí pro uložení ramene. Při vyhodnocení tohoto úseku je na první pohled vidět, že na hranách všech otvorů pro šrouby se vyskytuje singularita, protože je zde napětí 723 MPa a s rostoucí vzdáleností strmě klesá. Již ve vzdálenosti přibližně 2,5 mm od hrany je napětí pouze 200 MPa. Tuto singularitu není nutné dále řešit, protože se vyskytuje v dostatečné vzdálenosti od zájmových oblastí a zároveň se jedná o tlakové napětí. Zvýšenou hodnotu napětí můžeme na obr. 7.25 pozorovat na profilech pod konzolí pro uložení ramene, která dosahuje hodnoty 155 MPa. Toto napětí je zde vyvoláno zatížením konzole na čepech pro uložení ramene. Další oblastí se zvýšenou hodnotou napětí je spojení spodního profilu se stojatým profilem, který slouží k přenesení zatížení od hydraulického válce. Toto napětí dosahuje hodnoty 86 MPa a je zde vyvoláno souborem více zatížení, mezi které patří zatížení konzole, zatížení hydraulickým válcem a předpětí šroubu.



Obr. 7.25 Napětí na rámu I

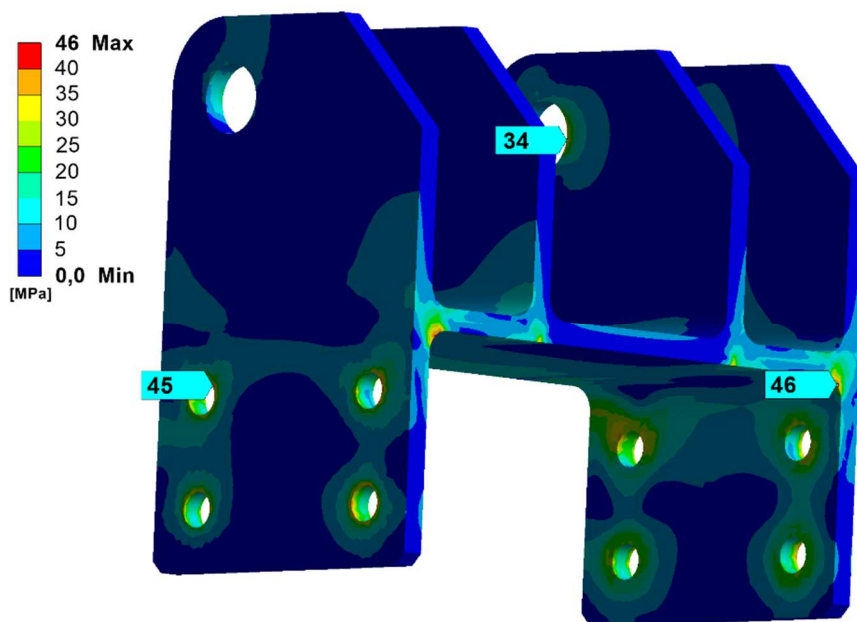
Na obr. 7.26 lze vidět horní část rámu, která slouží k uložení plechu pro snímač zatížení. Zde lze vidět, že kolem otvorů pro připevnění tohoto plechu se opět vyskytuje singularita, protože se stejně jako v předchozím případě jedná o ostrou hranu. Napětí, které ve svých maximech dosahuje hodnoty 562 MPa opět s rostoucí vzdáleností strmě klesá a ve vzdálenosti přibližně 2 mm již dosahuje pouze 200 MPa. Tuto singularitu není, stejně jako v předchozím případě, nutné řešit, protože je v dostatečné vzdálenosti od zájmových oblastí a zároveň se jedná o tlakové napětí. Dalšími označenými hodnotami jsou zde napětí na profilech, které dosahují 148 a 150 MPa. Toto napětí je zde vyvoláno zatížením hydraulickým válcem, které je přes snímač zatížení a plech přeneseno na rám. Tato část rámu je důležitá také z hlediska deformace, protože právě zde dosahuje maximálních hodnot, a to 0,43 mm. Tato hodnota je přijatelná, pokud vezmeme v úvahu, že celý rám má délku 2 900 mm. Ostatní části rámu vykazují z hlediska deformace i napětí výrazně nižší hodnoty. Na rovných částech profilů, respektive částech, kde nejsou otvory, nebo ke kterým není nic přivařeno jsou hodnoty napětí do 10 MPa. Jelikož se jedná o testovací zařízení, nikoli o součást hromadné výroby, lze tuto vysokou

bezpečnost akceptovat. Na základě této analýzy lze tedy s jistotou konstatovat, že rám může být vyroben z obdélníkových profilů 200x150 s tloušťkou stěny 8 mm z materiálu S235JRH a bude tak z pevnostního hlediska plně vyhovovat.



Obr. 7.26 Napětí na rámu II

Dalším výstupem z této analýzy je pevnostní kontrola konzole pro uložení ramene. Na obr. 7.27 lze vidět, že maximální hodnoty napětí na této součásti jsou 46 MPa a to na hraně, která je zatížena od ramene tlačena do profilů, ke kterým je konzole připevněna. Toto napětí sice není nijak kritické, ale při výrobě by bylo vhodné tuto hranu zaoblit. Podobné hodnoty napětí dosahuje i hrana otvoru pro šrouby. Další oblastí se zvýšenou hodnotou napětí (34 MPa) je hrana otvoru pro čep, kde se může vyskytovat singularita, ale pro vyhodnocení není nutné model předělávat. Tato hrana by měla být při výrobě zkosená, nejen pro odstranění koncentrátoru napětí, ale také pro zajištění snadné a pohodlné montáže čepu.



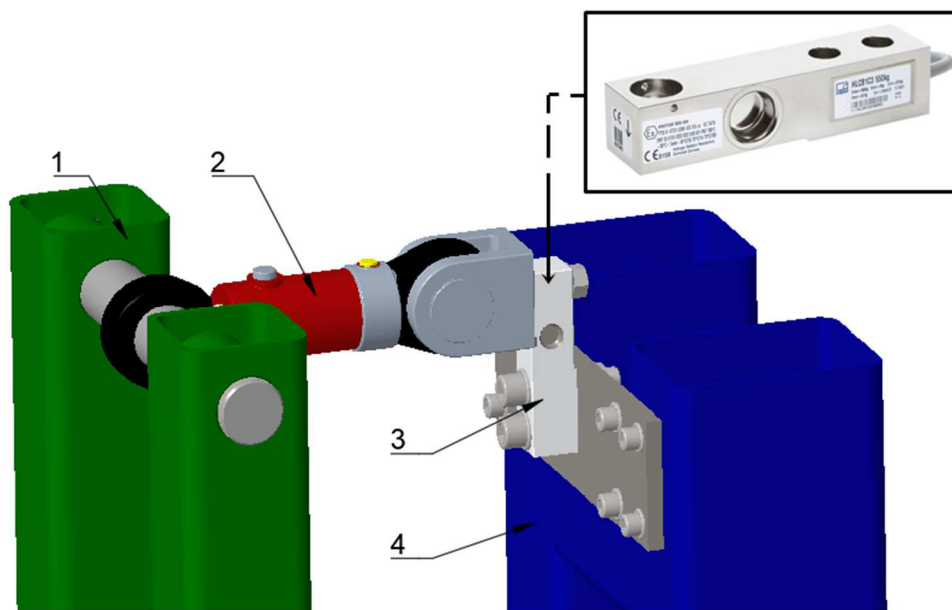
Obr. 7.27 Napětí na konzoli

7.7 MĚŘÍCÍ PRVKY

Nezbytnou součástí testovacího zařízení jsou měřící prvky, díky kterým je možné získávat požadovaná data, která mohou být následně analyzována. Toto zařízení je primárně určeno pro simulaci opotřebení a od tohoto se odvíjí i sada potřebných snímačů. Opotřebení železničního kola je závislé na mnoha parametrech, jako je zatížení, skluz, úhel náběhu, rychlost atd., a proto je nutné mít nástroje pro měření všech těchto parametrů.

7.7.1 SNÍMAČ ZATÍŽENÍ

První otázkou při návrhu snímače zatížení je jeho umístění. Nejpřesnější by bylo umístit snímač přímo pod uložení jednoho z disků testovacího zařízení. Z tohoto umístění by ale vyplynulo mnoho konstrukčních, respektive finančních problémů. Disky testovacího zařízení jsou totiž uloženy v ložiskových tělesech a snímače zatížení, které by byly určeny pro montáž pod ložisková tělesa se nevyrábí. Řešením by bylo například nechat vyrobit snímač na míru, což by ale bylo velice nákladné a na dlouhodobý provoz nevýhodné z hlediska případné výměny poškozeného snímače. Výrobu snímače na míru nabízí například společnost [82]. Další možností řešení by bylo umístit víceosé snímače zatížení pod každý šroub ložiskového tělesa. Při této metodě by ovšem bylo nutné pořídit 4 snímače. Použití tohoto počtu snímačů by ovšem znamenalo pouze řešení konstrukčního problému, nikoli zpřesnění, nebo rozšíření výsledků, což je nepřijatelné. Nicméně vhodné snímače pro tuto možnost nabízí například společnost [83]. Bylo tedy rozhodnuto o umístění snímače pod hydraulický válec, jak ukazuje obr. 7.28.



Obr. 7.28 Uložení snímače zatížení [84]

Zde se jedná o ohybový snímač HLC/ZPU/2.2 T, který lze nalézt v nabídce společnosti [84]. Instalace tohoto snímače je výhodná hned z několika důvodů. Jedním z nich je, že zatížení od hydraulického válce není pouze jednoosé a tento snímač je schopný tuto mírnou odchylku zachytit. Další výhodou je, že je vyráběn i ve verzi, kdy je schopen měřit tlakové i tahové zatížení, což zajistí, že při demontáži disku kolejnice nebude nutné rameno nijak fixovat. Maximální měřitelné zatížení je, jak napovídá označení snímače, 22 kN, což vyhovuje maximální síle, kterou je schopen vyvinout hydraulický válec, která činí 17,6 kN. Na základě informací z tohoto snímače lze tedy pomocí rovnice 7.6 určit zatížení reálného kola

a kolejnice, které je simulováno. Na obr. 7.28 lze vidět rameno zařízení (1), spojené s hydraulickým válcem (2), který je přes snímač zatížení (3) uložen na rámu celého zařízení (4). Dále je zde vyobrazen i reálný snímač zatížení.

7.7.2 SNÍMAČ MOMENTU

Snímač momentu na hřídeli jednoho z disků poskytuje možnost určit koeficient tření v kontaktu, což je z hlediska opotřebení také velice důležitá veličina. Není podstatné, na kterou hřídel bude snímač umístěn, ale na základě analýzy dvou disků v oddíle 7.1.8 se jeví jako vhodnější hřídel disku kola. Zde totiž byla zjištěna hodnota momentu ve svých maximech přibližně o 91 % nižší než na hřídeli disku kolejnice. Základním parametrem při volbě snímače momentu je právě maximální měřený moment, který v tomto případě činí 2 316 Nm. Dalším parametrem při výběru tohoto zařízení je princip jeho činnosti, protože snímače momentu jsou vyráběny ve verzi pro stacionární měření a pro rotační měření. Pro toto testovací zařízení je nutné použít druhou zmiňovanou verzi. Těmto požadavkům vyhovuje více nabízených snímačů. Prvním z nich je zařízení DATAFLEX 70 od společnosti [85], které umožňuje měřit kroučící moment až 5 000 Nm. Druhou možností je zařízení T40B od společnosti [84], které nabízí stejnou hodnotu momentu. Na obr. 7.29 lze vidět obě zmiňovaná zařízení.



Obr. 7.29 Snímače momentu [84],[85]

Obě tyto zařízení dále disponují i snímačem otáček, což je další parametr, který musí být měřen pro vyhodnocení skluzu a je vhodné, aby byl snímač otáček integrován přímo do snímače momentu. Rozhodujícím faktorem zde tedy byla zástavbová délka, jejíž srovnání lze vidět společně s ostatními parametry v tab. 7.13. Byl tedy volen snímač T40B, ke kterému lze dále pořídit torzní spojka ROBA-DS-500, která je k tomuto snímači přímo určena a slouží k jeho ochraně proti torzním kmitům. [86]

Tab. 7.13 Parametry snímačů momentu [84],[85],[86]

	DATAFLEX 70	T40B
Maximální moment:	5 000 Nm	5 000 Nm
Snímač otáček:	ano	ano
Zástavbová délka:	330 mm	68 mm
Kompatibilní torzní spojka:	RADEX-N	ROBA-DS-500
Maximální otáčky:	3 400 min ⁻¹	14 000 min ⁻¹

Při známé hodnotě momentu na hřídeli disku kola lze určit hodnotu koeficientu tření podle vzorce 7.8. Použití tohoto vzorce je ale omezeno na ustálený chod. Hodnoty momentu tedy nesmí být určovány při rozběhu, nebo doběhu disků, respektive pokud má disk kola určité úhlové zrychlení. Hodnota normálové síly F_D lze určit ze vzorce 7.6, který byl určen v oddíle 7.4 a hodnota poloměru disku R kola je 0,15 m.

$$\mu = \frac{F_t}{F_D} = \frac{M_{dk}}{F_D R} \quad [57] \quad (7.8)$$

Kde: μ koeficient tření [-]
 F_t třecí síla [N]
 M_{dk} moment na hřídeli disku kola [Nm]
 R poloměr disku kola [m]

Při použití vzorce 7.9 lze určit koeficient tření při neustáleném chodu, což může být využito například při snaze určit adhezní charakteristiky při postupném prokluzu kola atd. V tomto vzorci je na rozdíl od předchozího zahrnut i moment setrvačnosti a úhlové zrychlení disku kola. Moment setrvačnosti byl určen pomocí programu Creo Parametric na základě modelu disku kola, kde byla zahrnuta i hřídel a šrouby pro připevnění disku ke hřídeli a jeho hodnota je 0,983 kg·m². Úhlové zrychlení lze zjistit na základě známé hodnoty otáček v závislosti na čase pomocí vzorce 7.10.

$$\mu = \frac{F_t}{F_D} = \frac{M_{dk} - \varepsilon_k J_k}{F_D R} \quad [57] \quad (7.9)$$

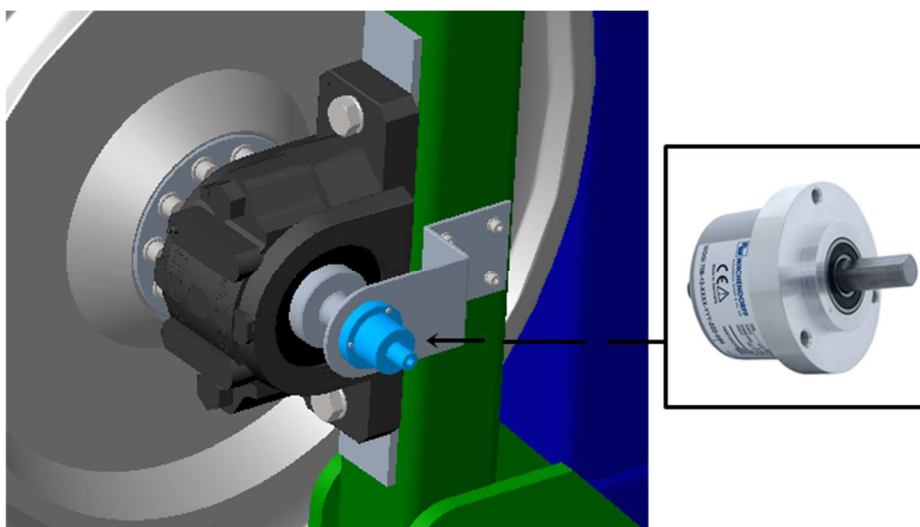
Kde: ε_k úhlové zrychlení disku kola [rad·s⁻²]
 J_k moment setrvačnosti disku kola [kg·m²]

$$\varepsilon_k = \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \quad (7.10)$$

7.7.3 ENKODÉR

Enkodér je součást sloužící k určení otáček na hřídeli. Měření otáček na obou hřídelích je nutné zejména pro určení hodnoty skluzu a dále také pro určení simulované rychlosti. Měření na disku kola již zajišťuje enkodér integrovaný ve snímači momentu, proto je zde řešen pouze enkodér pro hřídel disku kolejniče. Pro tuto aplikaci by bylo možné použít dva druhy optických enkodérů. Prvním z nich je absolutní enkodér, který poskytuje informaci o poloze hřídele pro celých 360° a rozlišení je závislé pouze na počtu aplikovaných snímačů. Druhou možností je inkrementální enkodér, který poskytuje informaci pouze o změně polohy o určitý minimální krok. Jejich funkce spočívá ve vysílání světla ze zdroje na hřídel, kde jsou rovnoměrně rozloženy matné a reflexní plochy. Následným snímáním odraženého světla je získáván obdélníkový signál, kde každý obdélník znamená pootočení hřídele o daný úhel. [88],[89] Pro tuto aplikaci je dostatečný inkrementální optický enkodér, protože požadovanou informací jsou

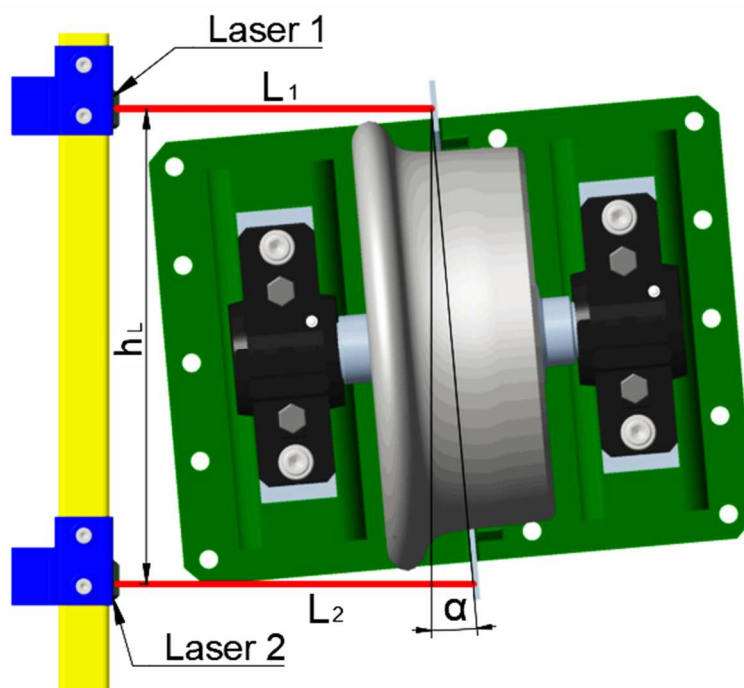
pouze otáčky, nikoli natočení hřídele, resp. disku. Byl tedy volen enkodér WDGI 70B od společnosti [90], který byl upevněn na rameno zařízení, jak lze vidět na obr. 7.30.



Obr. 7.30 Enkodér WDGI 70B [90]

7.7.4 MĚŘENÍ POLOHY DISKU KOLA

Měření polohy disku kola je nezbytné pro přesné nastavení jeho laterální polohy a úhlu náběhu. Toto měření by bylo možné získat pomocí stupnice na mechanismech pro nastavování polohy disku, což by ale bylo příliš nepřesné. Z tohoto důvodu bylo zvoleno laserové odměřování pomocí dvou laserů namířených na rovné plochy na základně uložení disku kola, jak zobrazuje obr. 7.31. Z hlediska konstrukce by bylo jednodušší namířit lasery na boční plochu disku kola, což by ale do měření vnášelo nepřesnosti, protože tato plocha neprochází středem otáčení disku.



Obr. 7.31 Laserové měření polohy disku kola

Na základě informací o vzdálenostech těchto dvou laserů lze získat vzdálenost disku kola pomocí rovnice 7.11 a hodnotu úhlu náběhu pomocí rovnice 7.12. Při stavbě tohoto zařízení je nutné kalibrovat výškovou polohu obou laserů. Oba lasery musí mít od osy otáčení stejnou vzdálenost, kterou lze korigovat posouváním základny každého z laserů (na obr. 7.31 modrá barva) po stojanu (na obr. 7.31 žlutá barva). Tato kalibrace může být provedena dvěma způsoby. Jedním z nich je odměření polohy laseru od osy disku, což je ovšem složité a nepřesné, protože tato metoda vychází z předpokladu, že v základní poloze je úhel náběhu nulový. Toto ovšem při montáži nemusí být dodrženo. Dalším a lepším způsobem kalibrace je měření a výpočet laterální polohy dle vzorce 7.11 při natáčení disku. Pokud je při této operaci dosaženo stavu, kdy se hodnota laterální polohy v závislosti na natočení nemění, je nastavení správné. Pokud by ovšem hodnota laterální polohy disku kola klesala, je nutné při natáčení směrem, jaký je zobrazen na obr. 7.31, jeden z laserů posunout směrem dolů. Naopak při rostoucí hodnotě je nutné jeden z laserů posunout směrem nahoru. Při této kalibraci je nutné se pohybovat v rámci ploch určených pro odrážení paprsku. Po úspěšné kalibraci jsou základny laserů zafixovány pomocí šroubů ke stojanu. V průběhu provozu zařízení je vhodné provádět kontrolu této kalibrace. Toto může být provedeno například před začátkem každé simulace u které je nastavován úhel náběhu, a to pouze pozorováním hodnoty laterální polohy při aplikaci úhlu náběhu, která musí být konstantní.

$$L_D = \frac{L_1 + L_2}{2} \quad (7.11)$$

Kde: L_D laterální poloha uložení disku kola [mm]
 L_1 vzdálenost uložení disku kola od laseru 1 [mm]
 L_2 vzdálenost uložení disku kola od laseru 2 [mm]

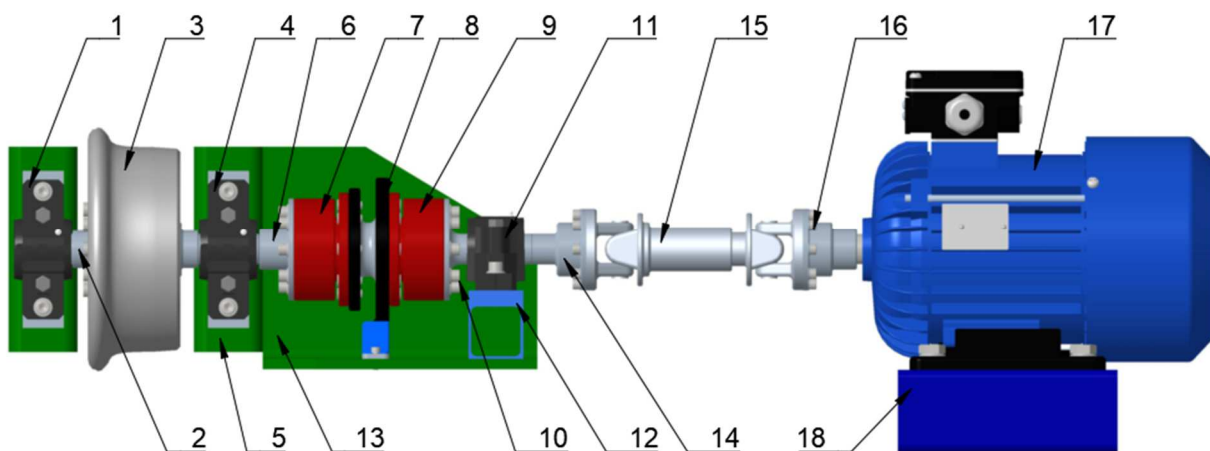
$$\alpha = \arctg\left(\frac{L_2 - L_1}{h_L}\right) \quad (7.12)$$

Kde: α úhel náběhu [°]
 h_L vzájemná vzdálenost laserů [mm]

7.8 POHONNÉ A MĚŘICÍ ŘETĚZCE

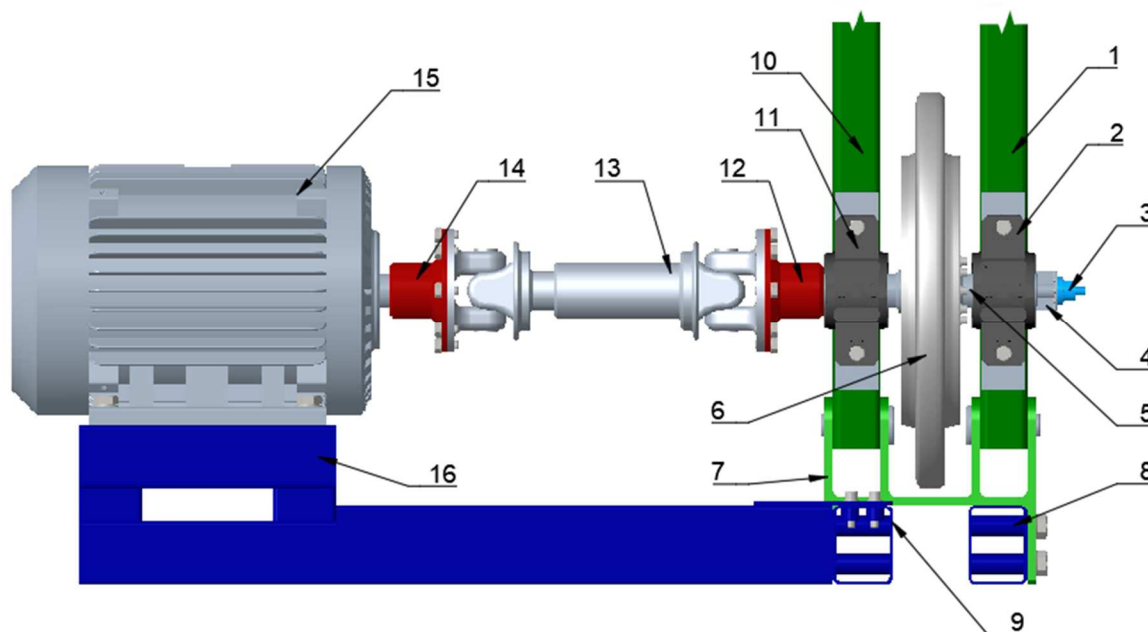
Na obr. 7.32 lze vidět montážní řetězec hřídele pro pohon disku kola a okolní součásti. Zde jsou ložisková tělesa SNL 509 s ložisky SKF 22209 EK (1,4), ve kterých je uložena osa disku kola (2), na které je samotný disk kola (3). Ložiskové těleso (4) je upevněno na profilu (5), jehož pevnostní výpočet byl proveden v oddíle 7.5. Další označenou součástí je příruba (6), která slouží ke spojení osy disku (2) s torzní spojkou ROBA-DS-500 (7). Tato spojka je dále spojena se snímačem momentu T40B (8), který chrání proti torzním kmitům pocházejícím od nerovnoměrné rotace disku kola. Snímač momentu je spojen s další torzní spojkou ROBA-DS-500 (9), která tento snímač chrání proti torzním kmitům pocházejícím od elektrického motoru (17). Tato spojka (9) je spojena s přírubou (10), která je uložena v ložiskovém tělese SNL 509 s ložisky SKF 22209 EK (11). Toto těleso je připevněno pomocí šroubů k profilu (12), který je přivařen k nosiči (13). Nosič je přivařen k profilu uložení disku kola (5). Příruba (10) je spojena s přírubou (14), která slouží k přenosu kroutícího momentu od kardanového hřídele (15). Kardanový hřídel je spojen pomocí příruby (16) s hřídelí elektrického motoru (17). Poslední označenou součástí je zde stůl (18), na kterém je uložen motor (17). Tento stůl ze není pro

přehlednost zobrazen celý, pokračuje ale směrem dolů a je spojen s rámem celého zařízení, což je nutné pro přesnou definici polohy motoru vzhledem k rámu zařízení, respektive disku kola.



Obr. 7.32 Montážní řetězec hřídele pro pohon disku kola

Na obr. 7.33 je zobrazen montážní řetězec hřídele pro pohon disku kolejnice a okolní součásti. Zde lze vidět profily ramene (1,10), na kterých jsou upevněna ložisková tělesa SNL 617 s ložisky SKF 22317 EK (2,11). V těchto ložiskách je uložena osa disku kolejnice (5), na které je dále uložen disk kolejnice (6). Na této ose je také optický enkodér WDG1 70B (3), který je připevněn k profilu ramene (1) pomocí plechu (4). Profily ramene jsou dále otočně uloženy na konzoli (7), která je pevně spojena s profily rámu celého zařízení (8,9). K ose disku kolejnice (5) je připevněna příruba (12), která slouží k přenosu kroutícího momentu z kardanového hřídele (13) na osu disku (5). Kardanový hřídel je na své druhé straně spojen s přírubou (14), která slouží k přenosu kroutícího momentu z hřídele elektrického motoru (15) na kardanový hřídel. Elektrický motor je uložen na stole (16), který je spojen s profilem rámu (9), čímž je přesně definována poloha motoru vzhledem k rámu zařízení, respektive disku kolejnice.



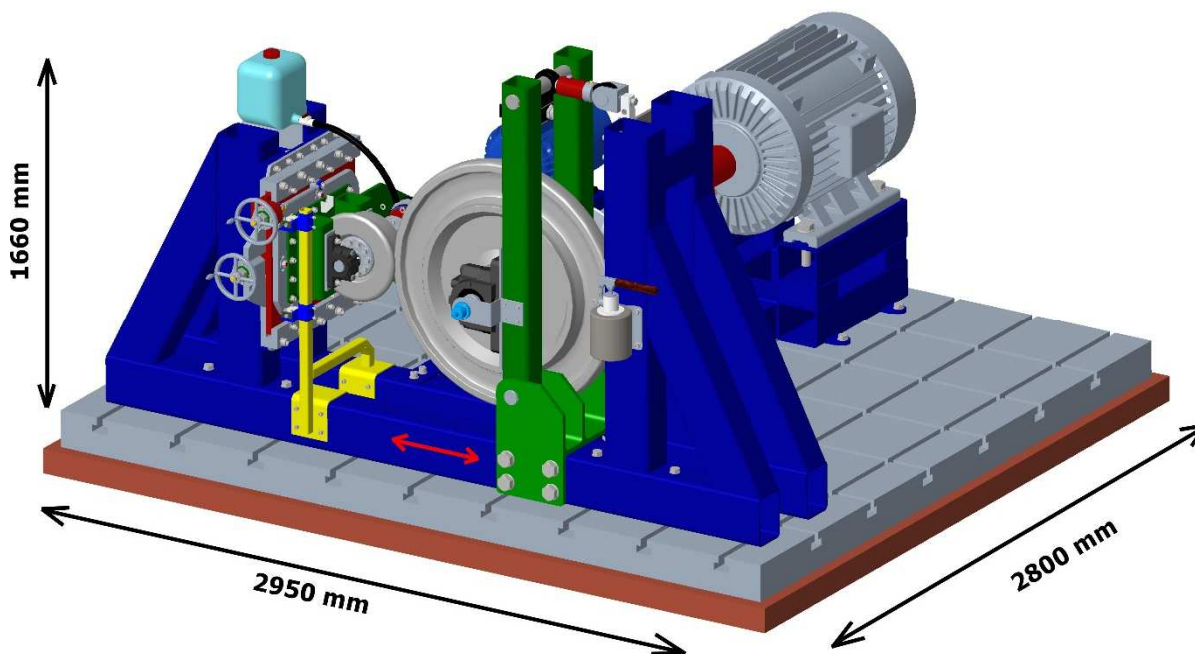
Obr. 7.33 Montážní řetězec hřídele pro pohon disku kolejnice

ZÁVĚR

V úvodu práce byl proveden rešeršní průzkum dané problematiky s ohledem na informace potřebné pro koncepční návrh testovacího stavu pro simulaci opotřebení železničního kola a kolejnice. Toto zahrnuje souhrn informací o jízdních profilech kol a kolejnic, na jejichž základě bylo možné navrhnout rozměry a profily disků testovacího zařízení. Další podstatnou problematikou nutnou pro koncepční návrh je interakce železničního kola a kolejnice, která poskytlá základ pro návrh uložení disků z hlediska stupňů volnosti. Na základě této části bylo rozhodnuto, že na jeden z disků (disk kola) musí být možné aplikovat laterální posun a úhel náběhu pro simulaci průjezdu obloukem a na druhý z disků (disk kolejnice) zatížení pro simulaci reálného zatížení. Bylo také zjištěno, že polohu disku kola je nutné definovat přesně, a proto bylo zvoleno laserové odměřování. Zejména nastavení úhlu náběhu, je nutné aplikovat s vysokou přesností, protože nabývá hodnot pouze v rozmezí jednotek stupňů. V oddíle 4 zabývajícím se detailnímu popisu mechanismů opotřebení byl vytvořen základ pro návrh možností a parametrů navrženého zařízení. Z tohoto oddílu plyne, že z hlediska opotřebení jsou nejdůležitějšími parametry kontaktní napětí a tlak. Na základě této informace byly, mimo jiné, navrhovány rozměry a profily disků, kde byl kladen důraz právě na dosažení reálných kontaktních parametrů. Další podstatnou skutečností je, že opotřebení je silně závislé na poměru skluzu, bylo tedy nutné, aby bylo zařízení schopné toto simulovat. Zařízení musí disponovat také nástroji potřebnými pro přesnou definici této veličiny, což jsou enkodéry na obou hřídelích. Opotřebení je také z velké části závislé na koeficientu tření v kontaktu, je tedy nutné mít nástroje pro jeho určení a za tímto účelem je zařízení vybaveno snímačem momentu na hřídeli disku kola. Bylo také zjištěno, že na opotřebení má významný vliv materiál a postup výroby kol a kolejnic, což je jeden z důvodů, proč se normy pro výrobu těchto součástí touto problematikou velice podrobně zabývají. Pro dosažení kvalitních výsledků je tedy nutné, aby byly disky vyrobeny stejným postupem a ze stejného materiálu jako skutečné součásti. V následujících částech byl proveden průzkum metod řešení opotřebení pro získání obecného přehledu o této problematice, kde nejpřínosnější pro tuto práci byl oddíl 5.3 zabývající se experimentálním přístupem. Díky tomuto oddílu bylo možné využít určité inspirace pro vlastní koncepční návrh, což lze vidět například při návrhu mechanismu pro aplikaci zatížení, kde bylo využito ramene podobně jako v případě zařízení popsáno v práci [58]. Toto zajišťuje především konstrukčně jednoduché a spolehlivé vedení disku kolejnice. Oddíl 5.3 také poskytuje možnost srovnávání jednotlivých výsledků při koncepčním návrhu s parametry, kterých dosahují již existující a ověřená zařízení.

Navržené testovací zařízení, jehož model lze vidět na obr. 8.1 umožňuje testování únavového i objemového opotřebení železničního kola i kolejnice. Dále také umožňuje testovat adhezní charakteristiky kontaktu při stavech, ve kterých se reálný kontakt vyskytuje. Což zahrnuje průjezd obloukem, rozjíždění, brzdění, nebo prokluz jednoho z disků. Je zde také možné definovat většinu parametrů simulace na požadovanou hodnotu. Toto zahrnuje úhel náběhu a laterální polohu pro simulaci průjezdu obloukem a dále také zatížení kontaktu, které je možné aplikovat až do 36 kN, což odpovídá reálnému zatížení 196 kN. Díky jednoduchému přídatnému zařízení lze do kontaktu aplikovat také nejružnější kontaminanty, což umožňuje testování vlivu různých maziv atd. na koeficient tření. Toto zařízení je na obr. 8.1 vidět na levé straně (světle modrá barva) a jedná se o nádobu s ventilem a aplikace kontaminantů do kontaktu je realizována pouze výškovým rozdílem. Díky vysoké podobnosti kontaktních parametrů jako je tvar kontaktní plochy, kontaktní tlak a kontaktní napětí s reálnou situací lze od zařízení očekávat velice kvalitní výsledky. Tato skutečnost umožňuje použití tohoto zařízení při vývoji, matematických modelů pro predikci opotřebení například pro porovnání výsledků. Reálných

kontaktních parametrů bylo dosaženo na úkor rozměrů disků. Disk kola má průměr 300 mm a disk kolejnice 1000 mm. Tento poměr velikostí byl volen na základě skutečnosti, že reálná kolejnice má na rozdíl od disku testovacího zařízení průměr nekonečno, respektive blíží se k nekonečnu.

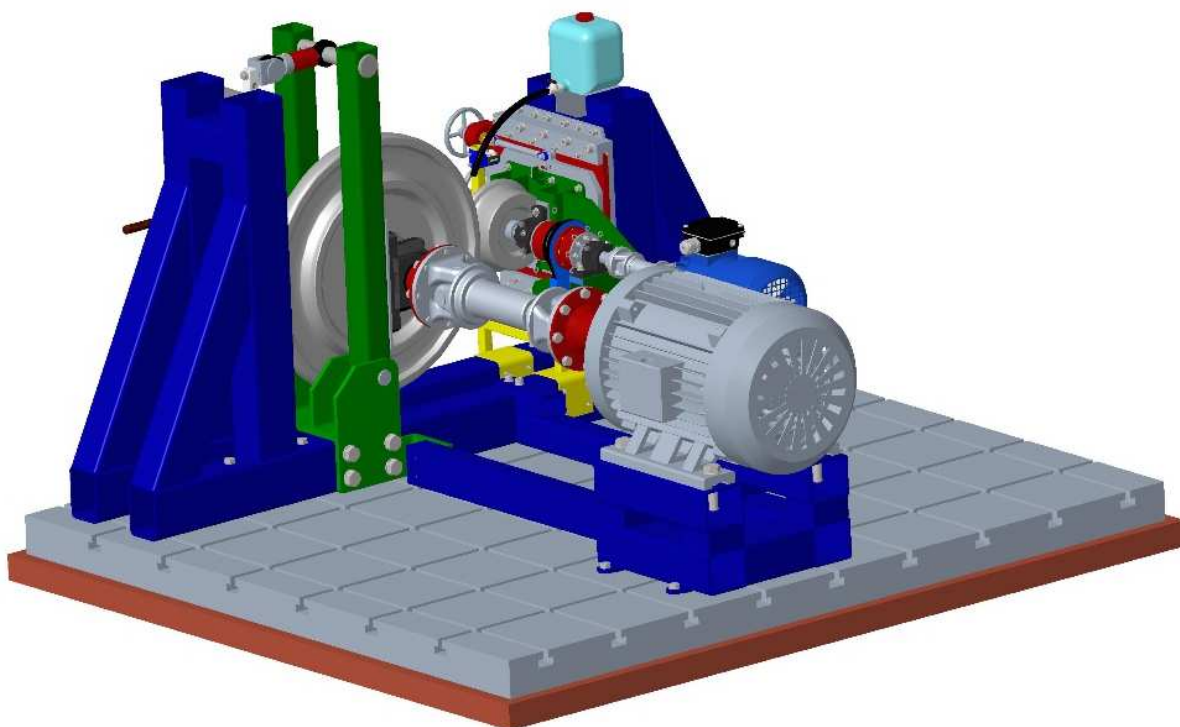


Obr. 8.1 Model kompletního testovacího zařízení I

Zařízení je tedy vysoce univerzální, což nemusí být pro všechna výzkumná centra výhodné, je proto možné zařízení do určité míry modifikovat pro potřeby většiny pracovišť. Při zachování těla celého zařízení lze použít disky různých průměrů a profilů, ovšem součet průměrů může dosahovat maximálně 1300 mm. Změnu průměrů disků je potom nutné kompenzovat posunem uložení ramene na požadovanou hodnotu, jak zobrazuje červená šipka na obr. 8.1. Pro tuto úpravu by ovšem bylo nutné do spodního profilu rámu vytvořit nové otvory, což je ale přijatelné, protože v oddíle 7.6 bylo zjištěno, že napětí je v této oblasti do 10 MPa. Společně s ramenem by bylo nutné posunovat i motor, což je při použití základové desky s „T“ drážkami také přijatelná a jednoduchá operace. Omezením pro tento posun je pouze zdvih hydraulického válce, který činí 80 mm, což by tedy umožňovalo použití disků se součtem průměrů 1140 mm. Další posun by byl možný pouze při nahrazení hydraulického válce, a to až o 320 mm, což je hodnota, která umožní použití disků se součtem průměrů 660 mm. Omezení posunu na 320 mm je již dáno konstrukcí zařízení, protože při vyšší hodnotě již dojde k dotyku kardanového hřídele pro pohon disku kolejnice a motoru pro pohon disku kola. Toto zařízení je ovšem navrženo pro disky, jak byly popsány v oddíle 7.1 a při použití disků menších by bylo nutné opět určit adekvátní zatížení, ale tato možnost zde je. Pevnostní analýza zařízení byla provedena pro maximální zatížení kontaktu silou 36 kN, při případné výměně hydraulického válce a jeho následném používání je tedy nutné toto omezení dodržet. Toto omezení ovšem neovlivňuje možnost použití menších průměrů disků, protože při menších poloměrech budou i rozměry kontaktní plochy menší. Bude tedy potřeba nižší hodnota zatížení pro dosažení reálných kontaktních napětí a tlaků.

Toto zařízení by bylo vhodné instalovat do izolované laboratoře, protože hluk a vibrace způsobené jeho používáním budou vysoké. Na přenášené vibrace by mělo příznivý vliv upevnění rámu zařízení k základové desce přes gumové podložky. Nastavování laterálního zatížení pro přesnější simulaci průjezdu zatáčkou na tomto zařízení není možné, protože mechanismus pro nastavování laterální polohy by v tomto případě nemohl být řešen vedením s aretací, jak bylo popsáno v oddíle 7.5. Musel by zde být hydraulický válec, který by definoval laterální polohu disku kola a laterální zatížení. Na zařízení by bylo možné po několika úpravách nastavovat všechny parametry i v průběhu simulace, což by umožnilo testování průjezdu reálného úseku tratě, podobně jako v případě zařízení použitého ve studiích [36],[55]. Tyto úpravy by ale přinesly velice výrazné zvýšení finančních nákladů. Jednalo by se o již zmíněnou úpravu mechanismu pro laterální posuv, dále by bylo nutné instalovat preciznější vedení mechanismu pro nastavení úhlu náběhu v obou axiálních směrech, což je v tomto případě realizováno pouze třecí podložkou, která je na obr. 7.15 označena číslem 8. Dále by bylo nutné na mechanismus pro nastavování úhlu náběhu připojit například krokový motor, kterým by bylo natočení realizováno. Další úpravou by musel projít mechanismus pro aplikaci zatížení. Zde by bylo nutné vyměnit ruční olejovou pumpu za olejové čerpadlo, které by dále mohlo zásobovat i hydraulický válec pro nastavení laterální polohy.

Po sestrojení tohoto zařízení musí proběhnout validační simulace, kterou by bylo následně možné porovnat s reálnými a ověřenými výsledky. Na základě této simulace by bylo možné rozhodnout, zda je zařízení vyhovující, nebo jestli vyžaduje nějaké mírné úpravy například zatěžující síly atd. Na obr. 8.2 lze vidět navržené zařízení z opačného pohledu oproti obr. 8.1.



Obr. 8.2 Model kompletního testovacího zařízení II

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Železniční kola. In: *GHH Bonatrans* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://www.ghh-bonatrans.com/cs/>
- [2] Dvojkolí. In: *Parostroj* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/technika/dvojkoli/dvojkoli.htm>
- [3] ČSN EN 13715+A1. *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Kola – Jízdní obrysy kol*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011, 28 s. Třídící znak 28 0526.
- [4] ČSN EN 13262+A2. *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Kola – Požadavky na výrobek*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011, 40 s. Třídící znak 28 0521.
- [5] IZER, J.; ZELENKA, J.: *Charakteristiky kontaktní geometrie*. Scientific Papers of the University of Pardubice, Series B – The Jan Perner Transport Faculty 2 (1996), str. 39-62.
- [6] EKBERG, Anders a Peter SOTKOVSKI. *Anisotropy and rolling contact fatigue of railway wheels*. *International journal of fatigue* [online]. Elsevier, 2001, 23(1), 29-43 [cit. 2020-11-20]. ISSN 0142-1123. Dostupné z: doi:10.1016/S0142-1123(00)00070-0
- [7] ENBLUM, Roger. *On Simulation of Uniform Wear and Profile Evolution in the Wheel - Rail Contact* [online]. 2006 [cit. 2020-11-20]. ISBN 9789171786053. ISSN 1651-7660.
- [8] GRASSIE, Stuart L. *Studs and squats: The evolving story*. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2016, 366-367, 194-199 [cit. 2020-11-20]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2016.03.021
- [9] DALLAGO, M, M BENEDETTI, S ANCELLOTTI a V FONTANARI. *The role of lubricating fluid pressurization and entrapment on the path of inclined edge cracks originated under rolling-sliding contact fatigue: Numerical analyses vs. experimental evidences*. *International journal of fatigue* [online]. Elsevier, 2016, 92(Part 2), 517-530 [cit. 2020-11-20]. ISSN 0142-1123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.02.014
- [10] MOLYNEUX-BERRY, Paul a Adam BEVAN. *Wheel surface damage: relating the position and angle of forces to the observed damage patterns*. *Vehicle system dynamics* [online]. Taylor & Francis, 2012, 50(Supplement), 335-347 [cit. 2020-11-20]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2012.665164
- [11] STEENBERGEN, M.J.M.M. *Rolling contact fatigue in relation to rail grinding*. *Wear* [online]. 2016, 356-357, 356-357 [cit. 2020-11-20]. ISSN 0043-1648.
- [12] STEENBERGEN, Michaël a Rolf DOLLEVOET. *On the mechanism of squat formation on train rails – Part I: Origination*. *International journal of fatigue* [online]. Elsevier, 2013, 47, 361-372 [cit. 2020-11-20]. ISSN 0142-1123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2012.04.023

- [13] QIU, Cong, John COOKSON a Peter MUTTON. *The role of microstructure and its stability in performance of wheels in heavy haul service. Journal of Modern Transportation* [online]. Berlin/Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017, 25(4), 261-267 [cit. 2020-11-20]. ISSN 2095-087X. Dostupné z: doi:10.1007/s40534-017-0143-9
- [14] ČSN EN 13674-1+A1. *Železniční aplikace – Kolej – Kolejnice – Část 1: Vignolovy železniční kolejnice o hmotnosti 46 kg/m a větší*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018, 110 s. Třídící znak 73 6361.
- [15] ČSN EN 13674-2. *Železniční aplikace – Kolej – Kolejnice – Část 2: Kolejnice pro výhybky a výhybkové konstrukce používané s Vignolovými železničními kolejnicemi o hmotnosti 46 kg/m a větší*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020, 100 s. Třídící znak 73 6361.
- [16] MARUNA, Z.: *Základy pohybu po koleji*. Scientific Papers of the University of Pardubice, Series B - The Jan Perner Transport Faculty 2 (1996), str. 23-28
- [17] GALLARDO-HERNANDEZ, E.A, R LEWIS a R.S DWYER-JOYCE. *Temperature in a twin-disc wheel/rail contact simulation. Tribology international* [online]. Elsevier, 2006, 39(12), 1653-1663 [cit. 2020-11-22]. ISSN 0301-679X. Dostupné z: doi:10.1016/j.triboint.2006.01.028
- [18] DIRKS, B, R ENBLOM a M BERG. *Prediction of wheel profile wear and crack growth – comparisons with measurements. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2016, 366-367, 84-94 [cit. 2020-11-24]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2016.06.026
- [19] LEWIS, R. a R. S. DWYER - JOYCE. *Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels* [online]. Professional Engineering Publishing, 2004, , 467-478. ISSN 1350-6501 [cit. 2020-11-24]. ISSN 1350-6501. Dostupné z: http://eprints.whiterose.ac.uk/9188/1/34_IMechE_J_2004_rail_wheel_transitions.pdf
- [20] DE ARIZON, J, O VERLINDEN a P DEHOMBREUX. *Prediction of wheel wear in urban railway transport: comparison of existing models. Vehicle system dynamics* [online]. Taylor & Francis, 2007, 45(9), 849-866 [cit. 2020-11-24]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423110601149335
- [21] EKBERG, Anders, Bengt ÅKESSON a Elena KABO. *Wheel/rail rolling contact fatigue – Probe, predict, prevent. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2014, 314(1-2), 2-12 [cit. 2020-11-24]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2013.12.004
- [22] TRAHAN, Tyler. *FIGHTING RAIL WEAR. Trains* [online]. Milwaukee: Kalmbach Publishing Company, 2020, 80(2), 24-31 [cit. 2020-11-24]. ISSN 00410934. Dostupné z: <http://search.proquest.com/docview/2327281607/>
- [23] KWON, Seok-jin, Jung-won SEO, Jung-min KIM a Min-su KIM. *Observation of the damage process of rolling contact fatigue using a non-contact electro-magnetic array sensor. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2017, 390-391, 220-227 [cit. 2020-11-24]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2017.08.003

- [24] NIELSEN, J C O, A EKBERG a R LUNDÉN. *Influence of Short-Pitch Wheel/Rail Corrugation on Rolling Contact Fatigue of Railway Wheels. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F, Journal of rail and rapid transit* [online]. London, England: SAGE Publications, 2005, 219(3), 177-187 [cit. 2020-11-24]. ISSN 0954-4097. Dostupné z: doi:10.1243/095440905X8871
- [25] EKBERG, Anders a Elena KABO. *Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading—an overview. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2005, 258(7-8), 1288-1300 [cit. 2020-11-24]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2004.03.039
- [26] EKBERG, A., E. KABO a H. ANDERSSON. *An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* [online]. Oxford, UK: Blackwell Science, 2002, 25(10), 899-909 [cit. 2020-11-24]. ISSN 8756-758X. Dostupné z: doi:10.1046/j.1460-2695.2002.00535.x
- [27] STEENBERGEN, M.J.M.M. *Rolling contact fatigue in relation to rail grinding. Wear* [online]. 2016, 356-357, 356-357 [cit. 2020-11-24]. ISSN 0043-1648.
- [28] NIELSEN, J C O, A EKBERG a R LUNDÉN. *Influence of Short-Pitch Wheel/Rail Corrugation on Rolling Contact Fatigue of Railway Wheels. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F, Journal of rail and rapid transit* [online]. London, England: SAGE Publications, 2005, 219(3), 177-187 [cit. 2020-11-24]. ISSN 0954-4097. Dostupné z: doi:10.1243/095440905X8871
- [29] PAL, Sarvesh, William J.T DANIEL, Carlos H.G VALENTE, Andrew WILSON a Andrej ATRENS. *Surface damage on new AS60 rail caused by wheel slip. Engineering failure analysis* [online]. Elsevier, 2012, 22, 152-165 [cit. 2020-11-26]. ISSN 1350-6307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2012.01.002
- [30] CARROLL, R.I a J.H BEYNON. *Decarburisation and rolling contact fatigue of a rail steel. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2006, 260(4), 523-537 [cit. 2020-11-26]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2005.03.005
- [31] WANG, Wenjian, Jun GUO, Qiyue LIU a Wenjian WANG. *Experimental study on wear and spalling behaviors of railway wheel. Chinese Journal of Mechanical Engineering* [online]. 2013, 26(6), 1243-1249 [cit. 2020-11-26]. ISSN 1000-9345. Dostupné z: doi:10.3901/CJME.2013.06.1243
- [32] BOULANGER, D. *Rail metallurgical developments to address the changing needs of railway*, In: The World Congress on Railway Research, WCRR 2003, Edinburgh, Scotland, UK, Immediate Proceedings, Beccles, Suffolk, UK, str. 932-939, 2003
- [33] ROTTHAUSER, N., MUDERS, L. a GROHMANN, H.-D. *Influence of surface-decarburisation area of the rail on rolling contact fatigue*, Eisenbahningenieur, 52, (3), str. 62-65, 2001
- [34] HARDWICK, C, R LEWIS a D.T EADIE. *Wheel and rail wear—Understanding the effects of water and grease. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2014, 314(1-2), 198-204 [cit. 2020-11-26]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2013.11.020

- [35] ENBLOM, Roger. *Deterioration mechanisms in the wheel-rail interface with focus on wear prediction: a literature review*. *Vehicle system dynamics* [online]. Taylor & Francis, 2009, 47(6), 661-700 [cit. 2020-11-26]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423110802331559
- [36] BRAGHIN, F, R LEWIS, R.S DWYER-JOYCE a S BRUNI. *A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear*. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2006, 261(11-12), 1253-1264 [cit. 2020-11-26]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2006.03.025
- [37] JENDEL, Tomas. *Prediction of wheel profile wear—comparisons with field measurements*. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2002, 253(1), 89-99 [cit. 2020-11-26]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/S0043-1648(02)00087-X
- [38] Profilometr. In *Greenwood engineering* [online]. [cit. 2020-11-26]. Dostupné z: <https://greenwood.dk/>
- [39] Profilometr. In *Nanovea* [online]. [cit. 2020-11-26]. Dostupné z: <https://nanovea.com/>
- [40] RAMALHO, A. *Wear modelling in rail–wheel contact*. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2015, 330-331, 524-532 [cit. 2020-11-26]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2015.01.067
- [41] JENDEL, T. *Prediction of wheel profile wear methodology and verification*. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2003, 37(IAVSD), 502-513 [cit. 2020-11-26]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <http://search.proquest.com/docview/27933972/>
- [42] ZOBORY, István. *Prediction of Wheel/Rail Profile Wear*. *Vehicle system dynamics* [online]. Taylor & Francis Group, 1997, 28(2-3), 221-259 [cit. 2020-11-26]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423119708969355
- [43] KALKER, J. J. *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1990, xxvi, 314 s. : il. ISBN 0-7923-0712-7.
- [44] REZVANI, M. A, A OWHADI a F NIKSAI. *The effect of worn profile on wear progress of rail vehicle steel wheels over curved tracks*. *Vehicle system dynamics* [online]. Taylor & Francis, 2009, 47(3), 325-342 [cit. 2020-11-29]. ISBN 9780415486026. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423110802108957
- [45] SPIRYAGIN, Maksym, Oldrich POLACH a Colin COLE. *Creep force modelling for rail traction vehicles based on the Fastsim algorithm*. *Vehicle system dynamics* [online]. Taylor & Francis, 2013, 51(11), 1765-1783 [cit. 2020-11-29]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2013.826370
- [46] PRADHAN, Smitirupa, Arun SAMANTARAY a Ranjan BHATTACHARYYA. *Prediction of railway wheel wear and its influence on the vehicle dynamics in a specific operating sector of Indian railways network*. *Wear* [online]. Amsterdam: Elsevier Science, 2018, 406, 92 [cit. 2020-11-29]. ISSN 00431648. Dostupné z: <http://search.proquest.com/docview/2087389521/>

- [47] GENSYS. In *GENSYS in short* [online]. [cit. 2020-11-29]. Dostupné z: http://www.gensys.se/GENSYS_in_short/index.html
- [48] Adams/rail. In *MSC software* [online]. [cit. 2020-11-29]. Dostupné z: <https://www.mscsoftware.com/industry/rail>
- [49] TENA VILLAR, Beatriz. *Railway Design, Simulation and Analysis by ADAMS/ Rail Software*. Akademia Górniczo-Hutnicza. Kraków, 2011.
- [50] DATOUSSAID, Selim, Olivier VERLINDEN, Ludwig WENDERLOOT a Calogero CONTI. *Computer-Aided Analysis of Urban Railway Vehicles. Vehicle system dynamics* [online]. Taylor & Francis Group, 1998, 30(3-4), 213-227 [cit. 2020-11-29]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423119808969448
- [51] Simpack Rail. In *Simpack-Flyer-Rail-Vehicle-Dynamics* [online]. [cit. 2020-11-29]. Dostupné z: <https://www.3ds.com/fileadmin/PRODUCTS/SIMULIA/PDF/datasheets/Simpack-Flyer-Rail-Vehicle-Dynamics.pdf>
- [52] Simpack Rail. In *Simpack-Flyer-Rail-Wheel-Wear* [online]. [cit. 2020-11-29]. Dostupné z: <https://www.3ds.com/fileadmin/PRODUCTS/SIMULIA/PDF/datasheets/Simpack-Flyer-Rail-Wheel-Wear.pdf>
- [53] SUN, Y.Q, C COLE a P BOYD. *A numerical method using VAMPIRE modelling for prediction of turnout curve wheel-rail wear*. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2011, 271(1), 482-491 [cit. 2020-11-29]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2010.10.010
- [54] WANG, W.J, S.R LEWIS, R LEWIS, A BEAGLES, C.G HE a Q.Y LIU. *The role of slip ratio in rolling contact fatigue of rail materials under wet conditions*. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2017, 376-377(PB), 1892-1900 [cit. 2020-12-02]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2016.12.049
- [55] BRUNI, S, F CHELI, F RESTA a S BRUNI. *A model of an actively controlled roller rig for tests on full-size railway wheelsets*. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers F, Journal of Rail and Rapid Transit* [online]. 2001, 215(F4), 277-288 [cit. 2020-12-02]. ISSN 0954-4097. Dostupné z: <http://search.proquest.com/docview/26782080/>
- [56] WANG, W.J, P SHEN, J.H SONG, J GUO, Q.Y LIU a X.S JIN. *Experimental study on adhesion behavior of wheel/rail under dry and water conditions*. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2011, 271(9-10), 2699-2705 [cit. 2020-12-02]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2011.01.070
- [57] ZHANG, Weihua, Jianzheng CHEN, Xuejie WU a Xuesong JIN. *Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig*. *Wear* [online]. Elsevier B.V, 2002, 253(1-2), 82-88 [cit. 2020-12-02]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/S0043-1648(02)00086-8

- [58] HSU, S S, Z HUANG, S D IWNICKI, D J THOMPSON, C J C JONES, G XIE a P D ALLEN. *Experimental and theoretical investigation of railway wheel squeal. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F, Journal of rail and rapid transit* [online]. London, England: SAGE Publications, 2007, 221(1), 59-73 [cit. 2020-12-02]. ISSN 0954-4097. Dostupné z: doi:10.1243/0954409JRRT85
- [59] CHEN, H, T BAN, M ISHIDA a T NAKAHARA. *Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2008, 265(9), 1504-1511 [cit. 2020-12-02]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2008.02.034
- [60] JIN, Ying, Makoto ISHIDA a Akira NAMURA. *Experimental simulation and prediction of wear of wheel flange and rail gauge corner. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2011, 271(1), 259-267 [cit. 2020-12-03]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/j.wear.2010.10.032
- [61] MATSUMOTO, Akira, Yasuhiro SATO, Hiroyuki ONO, Yonjin WANG, Masayuki YAMAMOTO, Masuhisa TANIMOTO a Yasushi OKA. *Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2002, 253(1-2), 199-203 [cit. 2020-12-03]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/S0043-1648(02)00100-X
- [62] LIU, Xiaogang a Paul A MEEHAN. *Investigation of squeal noise under positive friction characteristics condition provided by friction modifiers. Journal of sound and vibration* [online]. Elsevier, 2016, 371, 393-405 [cit. 2020-12-03]. ISSN 0022-460X. Dostupné z: doi:10.1016/j.jsv.2016.02.028
- [63] MEEHAN, Paul A a Xiaogang LIU. *Modelling and mitigation of wheel squeal noise under friction modifiers. Journal of sound and vibration* [online]. Elsevier, 2019, 440, 147-160 [cit. 2020-12-03]. ISSN 0022-460X. Dostupné z: doi:10.1016/j.jsv.2018.10.025
- [64] MEYMAND, S.Z a M AHMADIAN. *Design, development, and calibration of a force-moment measurement system for wheel-rail contact mechanics in roller rigs. Measurement: journal of the International Measurement Confederation* [online]. Elsevier, 2016, 81, 113-122 [cit. 2020-12-03]. ISSN 0263-2241. Dostupné z: doi:10.1016/j.measurement.2015.12.012
- [65] NEPOVÍM, Radovan. *Konstrukce experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2012, 104 stran : ilustrace (některé barevné) + 13 výkresů (některé složené)*
- [66] Tuhá maziva. In *Sklenář – Technologie pro kolejovou dopravu* [online]. [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.sklenar-tribotechnika.cz/>
- [67] TYFOUR, W.R, J.H BEYNON a A KAPOOR. *Deterioration of rolling contact fatigue life of pearlitic rail steel due to dry-wet rolling-sliding line contact. Wear* [online]. Elsevier B.V, 1996, 197(1), 255-265 [cit. 2021-01-29]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/0043-1648(96)06978-5
- [68] Průměry dvojkolí. In: *Parostroj* [online]. [cit. 2021-02-17]. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/modely/dvojkoli/dvojkoli.htm>

- [69] Statická vs. Tranzientní strukturální analýza. In: *Quora* [online]. [cit. 2021-02-18]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-the-difference-between-static-structural-analysis-vs-transient-structural-analysis-and-steady-state-thermal-analysis-vs-transient-thermal-analysis-in-ANSYS-Workbench>
- [70] Transient structural analysis. In: *Ansys help* [online]. [cit. 2021-02-18]. Dostupné z: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v194/wb2_help/wb2_help.html
- [71] IDARRAGA ALARCON, G.A., N.D.M. BURGELMAN, J. MEZA MEZA, A. TORO a Z. LI. *The influence of friction coefficient and wheel/rail profiles on energy dissipation in the wheel/rail contact. CM 2015: 10th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Colorado Springs, USA, 30 August- 3 september 2015* [online]. 2015 [cit. 2021-02-18].
- [72] HARRISON, H, T MCCANNEY a J COTTER. *Recent developments in coefficient of friction measurements at the rail/wheel interface. Wear* [online]. Elsevier B.V, 2002, 253(1), 114-123 [cit. 2021-02-18]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/S0043-1648(02)00090-X
- [73] XU, Kun, Guo-qing XU a Chun-hua ZHENG. *Analysis of torque transmitting behavior and wheel slip prevention control during regenerative braking for high speed EMU trains. Acta Mechanica Sinica* [online]. Beijing: The Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics; Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, 2016, 32(2), 244-251 [cit. 2021-02-18]. ISSN 0567-7718. Dostupné z: doi:10.1007/s10409-015-0544-0
- [74] PENG, Qing, Jianfeng LIU, Zhiwu HUANG, Weirong LIU a Heng LI. *Sliding model control based on estimation of optimal slip ratio for railway wheel slide protection using extremum seeking. In: 2016 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)* [online]. IEEE, 2016, s. 1-6 [cit. 2021-02-18]. Dostupné z: doi:10.1109/ECCE.2016.7855445
- [75] MA, Tianhe, Mengling WU a Chun TIAN. *Slip Ratio Control in Rail Vehicle Braking with Sliding Mode Control Method. In: 2020 IEEE 5th International Conference on Intelligent Transportation Engineering (ICITE)* [online]. IEEE, 2020, s. 160-164 [cit. 2021-02-18]. Dostupné z: doi:10.1109/ICITE50838.2020.9231461
- [76] Maximální traťová rychlost. In: *Správa železnic* [online]. [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://provoz.spravazeleznic.cz/portal/Show.aspx?path=/Data/Mapy/rychlosti.pdf>
- [77] Produkty SKF. In: *SKF* [online]. [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: <https://www.skf.com/sg>
- [78] Kardanové hřídele. In: *ML-Tuning* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.kardan.cz/kardanove-hridele/prumyslove-kardany>
- [79] Předpětí šroubů. In: *Bossard* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: https://media.bossard.com/cz-cs/-/media/bossard-group/website/documents/technical-resources/cz/f_047_cz.pdf
- [80] Hydraulický válec. In: *Rerosa-hydraulika* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.rerosa.cz/>

- [81] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky. 3.*, dopl. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s.: il. ISBN 80-7183-164-6.
- [82] Snímač zatížení na míru. In: *FORMAT1* [online]. [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.format1.cz/snimace-sily/>
- [83] Snímač zatížení. In: *GTM* [online]. [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.gtm-gmbh.com/cz/produkty/snimac-sily.html>
- [84] Sortiment HBM. In: *HBM* [online]. [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/sortiment/>
- [85] Snímač momentu DATAFLEX. In: *KTR* [online]. [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/cz/produkty/zarizeni-pro-mereni-krouciciho-momentu/dataflex>
- [86] Torzní spojka ROBA-DS-500. In: *Mayr* [online]. [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.mayr.com/de/produkte/wellenkupplungen/roba-ds-drehmomentaufnehmer>
- [87] FUSEK, Martin, Jaroslav ROJÍČEK. *Metoda konečných prvků I* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2013 [cit. 2021-03-17]. ISBN 978-80-248-3023-0. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_010/Metoda%20kone%20%C4%8Dn%C3%BDch%20prvk%C5%AF%201/02%20Text%20pro%20e-learning/METODA%20KONE%20%C4%8CN%C3%9DCH%20PRVK%C5%AE%20I%2012.pdf
- [88] Enkodéry. In: *Robotika.cz* [online]. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://robotika.cz/guide/encoders/cs>
- [89] Enkodéry: Inkrementální a absolutní. In: *MEGATRON* [online]. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://www.megatron.cz/absolutni-inkrementalni-enkodery-pro-vytahy>
- [90] Enkodér WDGI 70B. In: *Dex* [online]. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://www.dex.cz/produkt/inkrementalni-enkodery-wdg-wdgi-a-wdgp-s-valcovou-hrideli/#zalozka-o70-a-115-mm>
- [91] VOLTR, Petr a Michael LATA. *Transient wheel-rail adhesion characteristics under the cleaning effect of sliding. Vehicle system dynamics* [online]. Taylor & Francis, 2015, 53(5), 605-618 [cit. 2021-03-23]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2014.961488
- [92] SAIDOVA, Alina a Anna ORLOVA. *Refining the parameters of Archard's wear model for calculating wear of wheels applied for 25 t per axle freight wagons on Russian railways. Vehicle system dynamics* [online]. Taylor & Francis, 2014, 52(sup1), 3-15 [cit. 2021-04-11]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2013.874564
- [93] HAVLÍČEK, P. *Vliv zpevňování výbuchem na strukturu a vlastnosti Hadfieldovy oceli z hlediska užití v železniční dopravě*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 135 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Karel Stránský, DrSc..

- [94] ZBOŘIL, Josef a Eva SCHMIDOVÁ. *Degradační proces železniční výhybky*. Univerzita Pardubice, 2011.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

1/40	Jízdní obrys kola
3D	Trojdimenzionální
49E1	Profil kolejnice
54E1	Profil kolejnice
54E4	Profil kolejnice
60E2	Profil kolejnice
AXB	Osa vrcholu okolku
BDN	Okolek
BU300	Označení testovacího zařízení
CR	Rovina jízdního obrysu
D0	Místo, kde se nachází styčná kružnice kola
EPS	Jízdní obrys kola
FEJ	Vnější čelo kola
FIJ	Vnitřní čelo kola
FIM	Friction Intuitive Martensite (třením indukovaný martenzit)
GA	Tuk na bázi řepkového oleje
GB, GC	Plastická maziva na bázi minerálních olejů
HO	Hydraulický olej
JD-1	Označení testovacího zařízení
K3	Index čistoty materiálu
MA, MB, MC	Minerální oleje s různými viskozitami a množstvím přísad
MBD	Multi-body dynamics
NTPL	National Traction Power Laboratory
OA	Oxidické vměstky fragmentovaného typu
OG	Oxidické vměstky globulárního typu
OS	Oxidické vměstky protáhlého typu
P	Bod, ve kterém je počítáno opotřebení (Archardův model)
PC	Personal Computer (osobní počítač)
P8	Jízdní obrys kola
RCF	Rolling Contact Fatigue (únava valivým kontaktem)
RO	Řepkový olej
SEO	Syntetický esterový olej

<i>SUROS</i>		Sheffield University Rolling Sliding
<i>TE 53</i>		Označení testovacího zařízení
<i>TSaMRI</i>		Traffic Saefy and Nuisance Research Institute
<i>UIC – ORE S1002</i>		Jízdní obrys kola
<i>UIC60 900A</i>		Profil kolejnice
<i>URVA</i>		Urban Rail Vehicle Analysis
<i>WEL</i>		White Etched Layer (bílá leptaná vrstva)
<i>Z1</i>		Vnitřní oblast okolku
<i>Z2</i>		Vnější oblast okolku
<i>Z3</i>		Propojovací oblast okolku a jízdní plochy obrysu kola
<i>Z4</i>		Oblast jízdní plochy obrysu kola
<i>Z5</i>		Oblast mezi jízdní plochou kola (sklon) a zkosenou hranou
<i>A min</i>	[%]	Minimální tažnost
<i>A_S</i>	[-]	Oblast skluzu
<i>A(t)</i>	[-]	Oblast adheze
<i>C</i>	[N/m·s]	Matice tlumení
<i>D</i>	[m]	Posuvná vzdálenost
$\dot{E}_a(r_p, t)$	[N·m/s·m ²]	Hustota toku energie v závislosti na poloze bodu a čase
<i>F_D</i>	[N]	Zatížení disků testovacího zařízení
<i>F_{ext}</i>	[N]	Matice vnějšího zatížení
$\vec{F}_{G1}, \vec{F}_{G2}$	[N]	Gravitační síly působící na vozidlo
<i>F_H</i>	[N]	Síla vyvinutá hydraulickým válcem
<i>F_n</i>	[N]	Normálová síla v daném čase
<i>F_R</i>	[N]	Simulované zatížení reálného kola a kolejnice
<i>F_t</i>	[N]	Třecí síla
$\vec{F}_{X1}, \vec{F}_{X2}$	[N]	Boční síly působící na kola
$\vec{F}_{Y1}, \vec{F}_{Y2}$	[N]	Síly vyvolané klopným momentem
<i>F_ξ</i>	[N]	Podélná posuvná síla
<i>F_η</i>	[N]	Příčná posuvná síla
<i>H</i>	[N/m ²]	Tvrdość podle Vickerse (měkčího materiálu)
<i>J_k</i>	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti disku kola

K	[N/m]	Matice tuhostí
K_A	[-]	Koeficient opotřebení
L	[mm]	Jmenovitá šířka obruče (135 mm nebo 140 mm)
L_D	[mm]	Laterální poloha uložení disku kola
L_h	[mm]	Výška hlavy kolejnice
L_v	[m]	Délka vlny
L_1	[mm]	Vzdálenost uložení disku kola od laseru 1
L_2	[mm]	Vzdálenost uložení disku kola od laseru 2
M	[kg]	Matice hmotností
\vec{M}	[Nm]	Moment na kole při brzdění
M_{dk}	[Nm]	Moment na hřídeli disku kola
M_K	[Nm]	Kroutící moment motoru
\vec{M}_z	[Nm]	Klopný moment
M_ϕ	[Nm]	Točivý moment (moment kolem normály kontaktu)
N	[N]	Normálová síla
P_M	[W]	Výkon motoru
Qr	[mm]	Strmost okolku
R	[m]	Poloměr disku kola
RE	[mm]	Poloměr 12 mm, propojení k vnějšímu čelu okolku
Rfa	[mm]	Vnější poloměr okolku v závislosti na výšce okolku
RI	[mm]	Poloměr 12 mm, propojení k vnitřnímu čelu okolku
Rm_{min}	[MPa]	Minimální pevnost v tahu
Sd	[mm]	Tloušťka okolku
Sh	[mm]	Výška okolku
V_W	[m ³]	Objem opotřebení
V_ξ	[m/s]	Podélná posuvná rychlost v kontaktním bodě
V_η	[m/s]	Příčná posuvná rychlost v kontaktním bodě
a	[m]	Rozměr poloosy v Hertzově eliptickém kontaktu
b	[m]	Rozměr poloosy v Hertzově eliptickém kontaktu
d	[mm]	Průměr kola
e	[mm]	Tloušťka okolku
f	[-]	Koeficient tření
f_M	[min ⁻¹]	Otáčky motoru

h	[mm]	Výška okolku
h_L	[mm]	Vzájemná vzdálenost laserů
\hat{k}^*	[kg/N·m]	Koeficient opotřebení
$\dot{m}_d(r_p, t)$	[kg/s·m ²]	Hmotnostní tok v závislosti na poloze a čase
$\bar{p}(t)$	[Pa]	Střední tlak v kontaktní oblasti v závislosti na čase
$p(r_p, t)$	[Pa]	Tlak v uvažovaném bodě v závislosti na jeho poloze a čase
r	[m]	Poloměr styčných kružnic kol
\vec{r}_p	[m]	Vektor posunutí daného bodu
r_1	[m]	Poloměr kola
s	[m]	Polovina vzdálenosti styčných kružnic
s_1	[m]	Dráha obvodu kola
s_2	[m]	Posun kolejnice
t	[s]	Čas
u	[m]	Vektor souřadnic
\dot{u}	[m/s]	Vektor rychlostí
\ddot{u}	[m/s ²]	Vektor zrychlení
\vec{v}	[m/s]	Rychlost pohybu vozidla
v_1	[m/s]	Obvodová rychlost kola, resp. disku kola
v_2	[m/s]	Rychlost vlaku, resp. obvodová rychlost disku kolejnice
x	[m]	Souřadnice podélného posuvu dvojkolí
y_0	[m]	Šířka vlny
y_t	[m]	Trajektorie valení
α	[°]	Úhel náběhu
γ	[°]	Úhel kuželovitosti jízdní plochy
ε_k	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení disku kola
μ	[-]	Koeficient tření
ξ	[-]	Koeficient skluzu
$\Delta\sigma$	[N/mm ²]	Střídavé napětí
σ_{max}	[N/mm ²]	Maximální hodnota zbytkového napětí
σ_{min}	[N/mm ²]	Minimální hodnota zbytkového napětí
φ_1	[°]	Natočení kola
ω	[s ⁻¹]	Úhlová frekvence (kolem normály kontaktu)