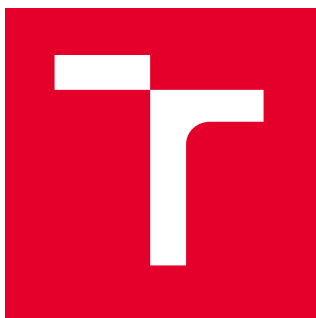




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH MODULU UMOŽŇUJÍCÍ MĚŘIT SOUČINITEL TŘENÍ NA BOKU KOLEJNICE

DESIGN OF A MODULE TO MEASURE THE COEFFICIENT OF FRICTION ON THE SIDE OF THE RAIL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Dominik Rokl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Valena, Ph.D.

BRNO 2026

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Dominik Rokl**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Valena, Ph.D.**
Akademický rok: 2025/26

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 bakalářské práce:

Návrh modulu umožňující měřit součinitel tření na boku kolejnice

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Měření součinitele tření na reálné trati je poměrně náročné s ohledem na modelové zkreslení a časovou náročnost. Na světě existuje pouze několik přenosných zařízení, které dokáží stanovit součinitel tření na temenu i boku kolejnice. Zařízení vyvinuté u nás na ústavu dokáže měřit jen na temenu, ovšem jako jedno z mála dokáže vykreslit součinitel tření v závislosti na skluzu. Dalším krokem je rozšíření jeho použitelnosti na pojižděnou plochu kolejnice. Zařízení by v důsledku mohlo přispět k optimalizaci mazacího procesu okolku a pojižděné hrany, čímž by se prodloužila životnost kola i kolejnice.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem je navrhnout výměnný modul traťového tribometru, který bude umožňovat měření součinitele tření na pojižděné hraně kolejnice.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- rešerše v oblasti měření tření na kolejnici a její analýza,
- vytvoření koncepčních variant modulu traťového tribometru,
- výběr vhodné varianty a její detailní rozpracování,
- sepsání průvodní zprávy a tvorba výkresové dokumentace.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<https://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.

HARRISON, Harold, Thomas O. MCCANNEY a John COTTER. Recent developments in coefficient of friction measurements at the rail/wheel interface. Wear [online]. Lausanne: Elsevier B.V, 2002, 253(1), 114-123. ISSN 0043-1648. Dostupné z: doi:10.1016/S0043-1648(02)00090-X.

HARRISON, Harold. Producing and Measuring the 3rd Body Layer. 2020. Dostupné z: doi:10.1115/JRC2020-8095.

SPIRYAGIN, Maksym, Harold HARRISON, Qing WU, Dwayne NIELSEN, Colin COLE, Peter WOLFS, Chris BOSOMWORTH a Mark HAYMAN. Locomotive Adhesion Control + Rail Friction Field Measurements = ?. In: . Cham: Springer International Publishing, 2020, s. 433-441. ISBN 978-3-030-38077-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2025/26

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem výměnného modulu traťového tribometru umožňující měření součinitele tření na pojížděné hraně kolejnice. Práce navazuje na stávající traťový tribometr vyvinutý na VUT v Brně, jehož použití je omezeno měřením výhradně na temeni kolejnice. Důraz je kladen na návrh mechanismu, který umožní vyvození normálové síly nezávisle na gravitačním principu zatěžování a současně zajistí stabilní polohování měřícího modulu vůči profilu kolejnice. Rešeršní část se zabývá popisem základních principů tření, adheze a skluzu v kontaktu kolo–kolejnice, rozdíly mezi kontaktem na temeni a na pojížděné hraně kolejnice a vybranými metodami měření součinitele tření. Následně jsou v práci zpracovány koncepční varianty přitlačného mechanismu, systému naklápění a snímání normálové síly. Výsledná konstrukce využívá tlačnou pružinu, vedenou matici, seřizovací šroub poháněný krokovým motorem, skříňový rám, výklopnou kolébku a tenzometrický snímač síly. Navržený modul umožňuje naklápění v rozsahu 0° až 70° a byl ověřen kontrolními výpočty vybraných konstrukčních uzlů. Výstupem práce je konstrukční návrh výměnného modulu doplněný o technické výpočty, výkresovou dokumentaci a 3D vizualizace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Traťový tribometr, součinitel adheze, měřící modul, kontakt kolo-kolejnice

ABSTRACT

The bachelor's thesis concerns the design of a track tribometer exchange module to measure the friction factor on the running edge of the rail. The work is a follow-up to an existing track tribometer developed at the University of Technology in Brno, which is limited to measurements on the top of the rail. Emphasis is placed on the design of a mechanism that will allow the inference of normal force independently of the gravitation principle of loading, while ensuring a stable positioning of the measuring module against the profile of the colliery. The research section deals with the description of the basic principles of friction, adhesion, and slip in wheel-rail contact, the differences between contact on the top and side of the rail, and selected methods for measuring the friction factor. Subsequently, conceptual variants of the pressurization mechanism, the tilting system, and the sensing of the normal force are processed in the work. The resulting design uses a compression spring, a guided nut, an adjustment screw driven by a step motor, a box frame, a tipping cradle, and a strain-gauge force sensor. The designed module allows tilting from 0° to 70° and has been verified through control calculations for selected design nodes. The output of the work is the design of the exchange module, complete with technical calculations, drawing documentation, and 3D visualization.

KEYWORDS

Track tribometer, adhesion factor, measuring module, wheel-rail contact

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ROKL, Dominik. *Návrh modulu umožňující měřit součinitel tření na boku kolejnice*. Online, bakalářská práce. Martin VALENA (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2026. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/170659>. [cit. 2026-02-05].

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval především vedoucímu této bakalářské práce, Ing. Martinu Valenovi, Ph.D., za jeho odborné rady, podněty ke zlepšení a čas, který mi byl ochotný věnovat v rámci konzultací. Poděkování patří také všem, kteří mě podporovali při zpracovávání této práce.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Martina Valeny, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	FYZIKÁLNÍ PODSTATA TŘENÍ, ADHEZE A SKLUZU	14
2.1.1	Definice součinitele tření.....	14
2.1.2	Skluž	14
2.1.3	Adheze	15
2.2	KONTAKT KOLO-KOLEJNICE	16
2.2.1	Geometrie kontaktu	16
2.2.2	Rozdělení kontaktních oblastí.....	17
2.3	PROVOZNÍ PODMÍNKY A FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ TŘENÍ NA KOLEJNICI	18
2.3.1	Význam třetího tělesa.....	18
2.3.2	Aplikace maziv a modifikátoru tření.....	19
2.4	METODY MĚŘENÍ SOUČINITELE TŘENÍ	20
2.4.1	Laboratorní tribometry.....	20
2.4.2	Metody měření tření na reálné trati.....	23
2.4.3	Ručně tlačené traťové tribometry	24
2.4.4	Traťové tribometry s automatickým pojezdem.....	25
2.5	KONSTRUKČNÍ ANALÝZA TRIBOMETRŮ VYVINUTÝCH NA VUT.....	28
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	31
3.1	ZHODNOCENÍ POZNATKŮ Z REŠERŠNÍ ČÁSTI.....	31
3.2	ANALÝZA PROBLÉMU.....	32
3.3	CÍL PRÁCE	33
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ.....	34
4.1	ZPŮSOBY VYVINUTÍ NORMÁLOVÉ SÍLY.....	34
4.1.1	Gravitační princip s pohyblivým závažím.....	34
4.1.2	Vyvození normálové síly pomocí pružiny.....	36
4.1.3	Vyhodnocení způsobů vyvození přítláčivé síly.....	40
4.2	ZPŮSOBY NAKLÁPĚNÍ MĚŘÍČÍHO MODULU.....	40
4.2.1	Kulisový mechanismus s otevřeným ramenem.....	40
4.2.2	Kulisový mechanismus integrovaný ve skříňovém rámu.....	41
4.2.3	Mechanismus se šroubovým převodem a vodící kostkou.....	42
4.2.4	Vyhodnocení způsobů naklápění měřícího modulu.....	42
4.3	ZPŮSOBY ODEČÍTÁNÍ PŘÍTLAČNÉ SÍLY.....	43
4.3.1	Vizuální odečítání pomocí stupnice	43
4.3.2	Tenzometrická podložka	43
4.3.3	Vyhodnocení způsobů odečítání přítláčivé síly.....	44
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	45
5.1	SKŘÍŇOVÝ RÁM.....	47
5.2	VÝKLOPNÁ KOLÉBKÁ.....	48
5.3	SYSTÉM NAKLÁPĚNÍ.....	49

5.4	VEDENÍ MĚŘICÍHO MODULU	51
5.5	MECHANISMUS VYVOZENÍ PŘÍTLAKU	54
5.5.1	<i>Uložení polohovacího šroubu</i>	56
5.5.2	<i>Polohovací šroub</i>	59
5.5.3	<i>Snímání síly</i>	68
5.6	POHONNÁ JEDNOTKA POLOHOVACÍHO ŠROUBU	69
5.6.1	<i>Převod momentu na polohovací šroub</i>	70
5.7	PŘÍČNÝ POSUV	73
6	DISKUZE	77
7	ZÁVĚR	79
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	81
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN.....	87
9.1	SEZNAM ZKRATEK.....	87
9.2	PŘÍKLADY POUŽITÝCH FYZIKÁLNÍCH VELIČIN	87
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ.....	90
11	SEZNAM TABULEK.....	92
12	SEZNAM PŘÍLOH.....	93
	PŘÍLOHA 1	11

1 ÚVOD

Kolejová doprava představuje významný způsob přepravy osob i nákladu, u kterého jsou kladeny vysoké požadavky na bezpečnost, spolehlivost a hospodárnost provozu. Jedním z faktorů, který tyto požadavky přímo ovlivňuje, je tření v kontaktu kola a kolejnice. Právě v tomto kontaktu dochází k přenosu trakčních a brzdných sil, vedení vozidla v koleji a současně také ke vzniku opotřebení funkčních ploch. Hodnota součinitele tření však není v reálném provozu konstantní, protože se mění v závislosti na geometrii kontaktu, provozním zatížení, stavu povrchu kolejnice a přítomnosti vrstev tvořených oxidy, nečistotami, vodou, mazivy nebo částicemi opotřebení. Znalost skutečných třecích poměrů je proto důležitá pro posouzení chování kontaktu kolo–kolejnice i pro účinné řízení tření v provozních podmínkách.

Požadavky na velikost tření se liší podle oblasti kontaktu na hlavě kolejnice. Na temeni kolejnice je žádoucí dostatečná a stabilní úroveň adheze, protože zde dochází k přenosu sil rozhodujících pro rozjezd a brzdění železničního vozidla. Příliš nízké tření v této oblasti může vést ke zhoršení trakčních vlastností, prodloužení brzdné dráhy a snížení bezpečnosti provozu. Naproti tomu v oblasti pojížděné hrany kolejnice, kde dochází ke kontaktu okolku kola s pojížděnou hranou kolejnice, je zpravidla požadována nižší hodnota tření. Jejím cílem je snížení opotřebení, hluku, vibrací a vyšplhání okolku na kolejnici, při kterém by mohlo dojít k vykolejení. Řízením těchto rozdílných požadavků se zabývá management tření, který využívá aplikaci maziv a modifikátorů tření podle požadovaného účinku v konkrétní kontaktní oblasti.

Mezi současné metody měření součinitele tření se řadí laboratorní tribometry, měřící vlaky i přenosná traťová zařízení. Prostřednictvím laboratorních metod je možné řízené nastavení zkušebních podmínek, mezi jejich limity se ovšem řadí nemožnost plného zachycení proměnlivých podmínek reálné tratě. Traťová měření poskytují věrohodnější provozní data, avšak za podmínek vyšší konstrukční, finanční i logistické náročnosti. Stávající traťový tribometr vyvinutý na VUT umožňuje měření adhezních charakteristik na temeni kolejnice, jeho konstrukce je však omezena použitelností pouze na horizontální rovině.

Hlavním cíle této bakalářské práce je navrhnout výměnný modul traťového tribometru, který bude umožňovat měření součinitele tření na pojížděné hraně kolejnice. Navržený modul má rozšířit možnosti traťového měření o oblast, která je významná z hlediska opotřebení, hluku, bezpečnosti průjezdu obloukem a celkového řízení tření v kontaktu kolo–kolejnice.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Fyzikální podstata tření, adheze a skluzu

2.1.1 Definice součinitele tření

Tření je definováno jako odpor proti vzájemnému pohybu těles při jejich kontaktu [12]. Míra tohoto odporu se vyjadřuje bezrozměrným parametrem součinitelem tření f , jenž představuje poměr třecí síly F_t a normálové síly FN [12, 15]. Pro technické posouzení silových poměrů v kontaktu kola a kolejnice se využívá součinitele adheze či trakce, zpravidla označovaný symbolem μ . Ten definuje poměr mezi přenášenou trakční silou FT a silou normálovou FN [11, 15].

Na základě charakteru pohybu a silového působení lze tření rozdělit:

- **Tření statické a kinetické:** Statické tření představuje sílu potřebnou k zahájení pohybu mezi tělesy, zatímco kinetické tření odpovídá síle potřebné k udržení pohybu. V obecné tribologii platí, že hodnota statického tření je vyšší než u tření kinetického [12].

Tření kluzné a valivé:

- **Kluzné tření:** Vzniká při vzájemném posouvání povrchů a u běžných kovových párů se jeho hodnota pohybuje mezi 0,3 až 1.
- **Valivé tření:** Vzniká při odvalování těles. Valivý odpor čistých ocelových povrchů je v porovnání s kluzným třením výrazně nižší [12].

Výsledná hodnota součinitele tření je v reálném provozu výrazně ovlivněna přítomností třetího tělesa a okolními podmínkami [13]. Tomuto tématu je věnována kapitola 2.3.

2.1.2 Skluz

Skluz představuje klíčový parametr popisující relativní rychlost mezi povrchy v kontaktu [4]. Vzniká zejména při trakci nebo brzdění, kdy obvodová rychlost kola neodpovídá přesně dopředné rychlosti vozidla [7]. Dalším způsobem rozvoje skluzu je geometrie pojezdu v obloucích. Kuželovitost profilů zde vytváří rozdíl v poloměrech odvalování kol, což vyvolává podélné a příčné mikroskluzy. Z hlediska rozsahu relativního pohybu rozlišujeme dva typy skluzu:

Mikroskluz – malý relativní pohyb vyvolaný pružnou deformací materiálu v okolí kontaktní plošky. Plocha kontaktu je v této fázi rozdělena na zónu adheze a prokluzu [4, 11].

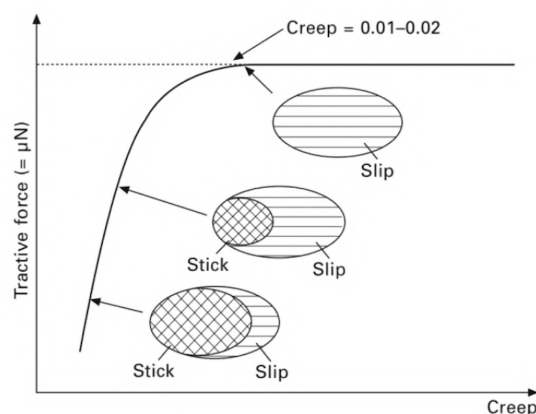
Makroskluz – stav, při kterém zóna prokluzu zaplní celou kontaktní plochu a dochází k čistému klouzání těles po sobě. Tento stav nastává při překročení limitu adheze [7, 11].

2.1.3 Adheze

Adheze je v železničním prostředí definována jako využitelná tečná síla, která vzniká v kontaktu mezi kolem a kolejnice vlivem působení krouticího momentu. Od obecného fyzikálního pojmu tření se liší tím, že vyjadřuje konkrétní schopnost rozhraní přenášet trakční nebo brzděné síly za podmínek kombinovaného valení a mikroprokluzu. Maximální dosažitelná adheze je limitována součinitelem tření, který je vlastností celého systému [7].

Adhezní charakteristika

Vztah mezi přenášenou trakční silou a velikostí skluzu popisuje adhezní charakteristika, též nazývána trakční křivka. Tato křivka je důležitá pro pochopení limitů přenosu sil v kontaktu a dělí se na tři hlavní oblasti:



Obrázek 1 - Adhezní charakteristika [12]

Lineární oblast: Při velmi nízkých hodnotách skluzu trakční síla roste téměř lineárně s narůstajícím skluzem. V kontaktní plošce převažuje zóna adheze (Stick) [12].

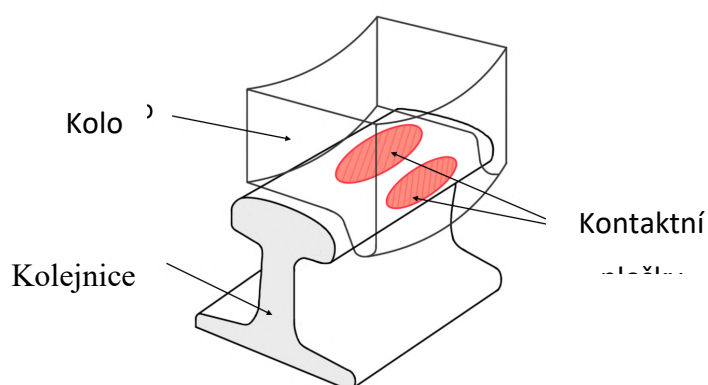
Oblast saturace: S dále rostoucí skluzem se zóna prokluzu (Slip) rozšiřuje, dokud nevyplní celou plochu. V tomto bodě dochází k maximálnímu silovému přenosu, které odpovídá aktuálnímu součiniteli tření [11,12].

Oblast poklesu: Za bodem saturace může dojít k stagnaci či mírnému poklesu přenášené síly v důsledku tepelných jevů v kontaktu nebo vlastností mezivrstvy [11].

2.2 Kontakt kolo-kolejnice

2.2.1 Geometrie kontaktu

Geometrie kontaktní plošky je definována tvarem profilů kola a kolejnice a v závislosti na jejich vzájemné příčné poloze se mění. Ovlivňována je především poloměry zakřivení obou těles, úklonem kolejnice a aktuálním opotřebením, které mění původní kuželový tvar kola. V závislosti na průjezdu přímým úsekem či obloukem dochází ke kontaktu na temeni nebo na boku kolejnice, což v kombinaci s geometrií profilů definuje výslednou polohu a rozměry kontaktní plošky [12, 14]. Kontakt okolku je charakteristický strmým kontaktním úhlem, který u standardních profilů dosahuje hodnot 65° až 70° [6].

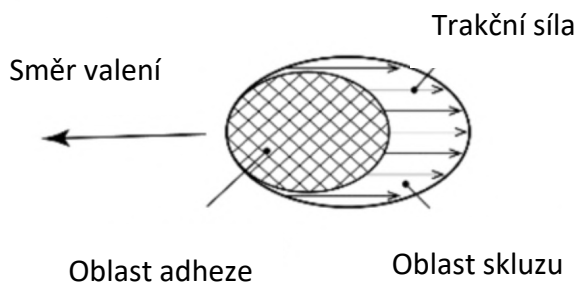


Obrázek 2 - Poloha kontaktních ploch [38]

Kontaktní ploška

Ve styku mezi kolem a kolejnicí vzniká vlivem pružné deformace těles velmi malá styčná ploška o velikosti přibližně 1 cm^2 [7, 11]. Jak již bylo v předchozí kapitole nastíněno, kontaktní ploška není z hlediska kinematiky homogenní plochou, ale dělí se na oblast

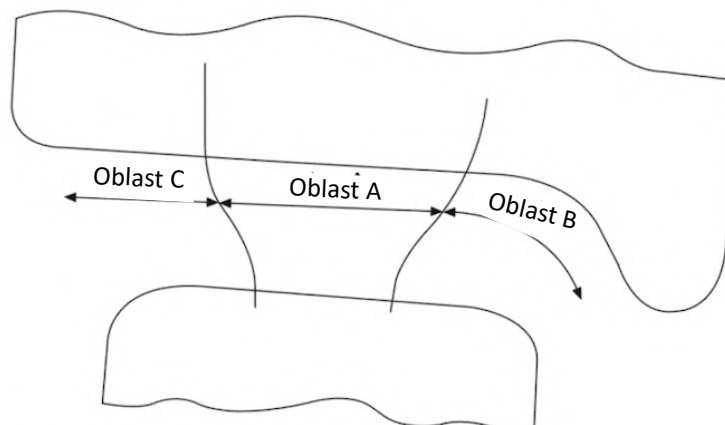
adheze a oblast skluzu. Zóna adheze se nachází v náběžné části kontaktu ve směru valení. V zadní části dochází ke skluzu. Právě v této zóně dochází ke generování tečných sil [12].



Obrázek 3 - Vnitřní struktura kontaktní plochy [12] (upraveno)

2.2.2 Rozdělení kontaktních oblastí

Z hlediska styku profilu kolejnice a odpovídajících částí kola rozlišujeme tři základní oblasti kontaktu [12]:



Obrázek 4 - Kontaktní zóny [12] (upraveno)

Oblast A (kontakt na temeni) – styk mezi běhounem kola a temenem kolejnice, ke kterému dochází typicky při jízdě v přímé trati. V této zóně jsou přenášeny trakční a brzdné síly.

Oblast B (kontakt na boku) – oblast kde dochází k interakci mezi okolkem kola a pojížděnou hranou kolejnice, ke které dochází zejména při průjezdu vozidla obloukem. Tento kontakt je charakteristický přenosem vysokých řídících sil a je doprovázen značným skluzem, což vede k intenzivnějšímu opotřebení funkčních ploch obou komponent [1, 15].

Oblast C – nachází se na vnějších hranách profilů kola a kolejnice. Kontakt v této oblasti je nejméně pravděpodobný a z hlediska vedení dvojkolí v koleji je obvykle považován za nežádoucí [12].

Vysvětlení Hertzova kontaktu

Hertzova teorie kontaktu představuje základní analytický přístup pro stanovení mechanických parametrů styku mezi kolem a kolejnicí. Model vychází z předpokladu kontaktu dvou nekonformních těles, která jsou považována za elastické poloprostory s hladkými povrchy. Materiály obou těles jsou přitom uvažovány jako lineárně elastické, takže jejich deformace probíhá v oblasti lineární pružnosti [4,12]. Působením normálové síly se původní teoretický bodový kontakt mění na kontaktní plochu konečných rozměrů, která má u rotačních těles zpravidla eliptický tvar.

Rozložení kontaktního tlaku má eliptický charakter a jeho maximální hodnota se nachází ve středu kontaktní plochy [4]. Hertzův model je běžně využíván pro výpočty v oblasti temene kolejnice, jeho použitelnost je však omezená při styku okolku s pojížděnou hranou kolejnice. V této oblasti jsou totiž poloměry křivosti velmi malé přibližně 10 mm, což porušuje základní předpoklady teorie o malých deformacích. Pro popis kontaktu v těchto podmínkách je proto nutné využít pokročilejší numerické metody, které umožňují uvažovat i neeliptické tvary kontaktních ploch [12].

Rozdíl mezi kontaktem na temeni a na boku kolejnice

Geometrické parametry a kontaktní tlaky

Významný rozdíl spočívá v poloměrech křivosti a velikosti kontaktní plochy. Na temeni kolejnice jsou poloměry křivosti v řádu stovek milimetrů a maximální kontaktní tlaky se zde pohybují mezi 600 až 1200 MPa. Naproti tomu v oblasti boku jsou poloměry křivosti výrazně menší, což vede k výraznému zmenšení kontaktní plochy a nárůstu tlaků až na 2700 MPa [12]. V obloucích také může vznikat dvoubodový kontakt, kdy dochází k interakci současně na temeni i na boku kolejnice [14].

Kinematika a mechanismy opotřebení

Kontakt na boku kolejnice je v porovnání s temenem ovlivňován náběhovým úhlem, který vytváří jednotlivé složky skluzu, zejména tedy spinu. Tyto jevy jsou dominantní příčinou intenzivního opotřebení a vzniku hluku [3]. Zatímco na temeni převládá mírné oxidační opotřebení, v oblasti pojížděné hrany dochází vlivem selhání mazací vrstvy k adhezivnímu opotřebení nebo zadírání [12]. Tyto dynamické efekty vedou k rychlým změnám v rozložení adhezních a skluzových zón uvnitř kontaktní plošky [3].

2.3 Provozní podmínky a faktory ovlivňující tření na kolejnici

2.3.1 Význam třetího tělesa

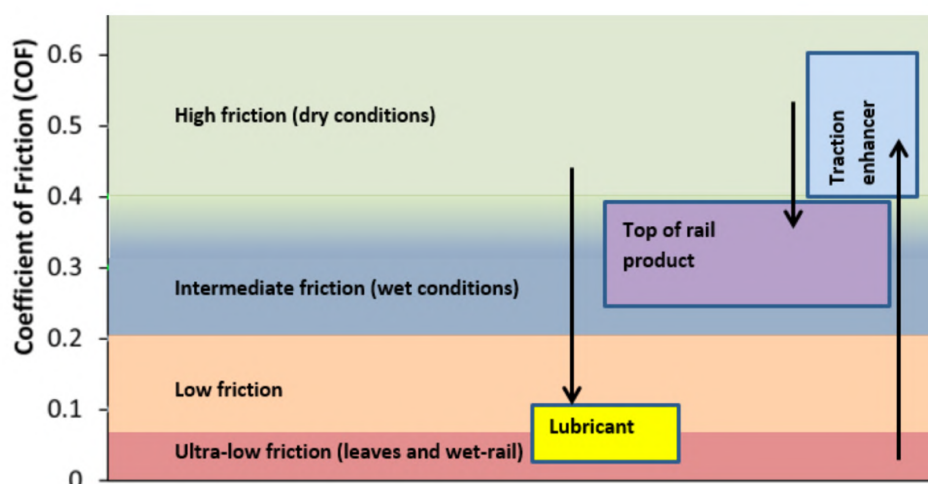
V reálných provozních podmínkách železniční dopravy nedochází k přímému kontaktu čistých ocelových povrchů kola a kolejnice. Interakce mezi těmito dvěma tělesy probíhá za přítomnosti tzv. vrstvy třetího tělesa, která se nachází přímo v kontaktním styku [12]. Tato vrstva je tvořena směsí různých materiálů, které se do kontaktu dostávají buď přirozenou cestou, nebo jsou do něj záměrně aplikovány v rámci managementu tření. Mezi hlavní složky patří oxidy železa vznikající korozí a otěrem, voda přítomná v důsledku vlhkosti a srážek, zbytky maziv či modifikátorů tření, prachové částice a organické nečistoty [7,13].

2.3.2 Aplikace maziv a modifikátoru tření

Cílené řízení třecích poměrů v kontaktu kolo-kolejnice je označováno jako management tření. Pro konkrétní oblasti hlavy kolejnice využívá aplikaci látek k dosažení optimálního součinitele tření [15]. Podle požadovaného účinku a výsledné hodnoty adheze se tyto látky dělí do tří základních kategorií [12,15]:

- **Modifikátory s nízkým koeficientem tření:** Jsou určeny pro rozhraní okolku a pojížděné hrany kolejnice, kde udržují součinitel tření pod hodnotou 0,2. Jejich hlavním účelem je minimalizování abrazivního opotřebení a hlučnosti v obloucích [12, 15].
- **Modifikátory s vysokým třením:** Tyto produkty jsou určené pro kontakt temene a běhounu kola kolejnice. Umožňují dosáhnout hodnoty součinitele tření mezi 0,2 a 0,4. Jejich aplikace slouží k optimalizaci energetické účinnosti a k potlačení negativních jevů, jako je opotřebení, vlnkovitost a vibrace [12].
- **Modifikátory s velmi vysokým třením:** Látky jako písek nebo adhezni gely, které se aplikují v kritických podmínkách pro okamžité zvýšení součinitele tření nad hodnotu 0,4. Zajišťují tím bezpečnou trakci a nouzové brzdění [12, 15].

Z hlediska managementu tření jsou požadavky na jednotlivé části hlavy kolejnice protichůdné. Na temeni kolejnice je nutné zajistit stabilní a dostatečně vysokou úroveň adheze pro spolehlivý přenos trakčních a brzdných sil [1,15]. V oblasti pojížděné hrany kolejnice je naopak prioritou udržení tření na co nejnížší úrovni, aby se předešlo intenzivnímu abrazivnímu opotřebení materiálu a riziku vykolejení vlivem vyšplhání okolku na kolejnice [6,7].



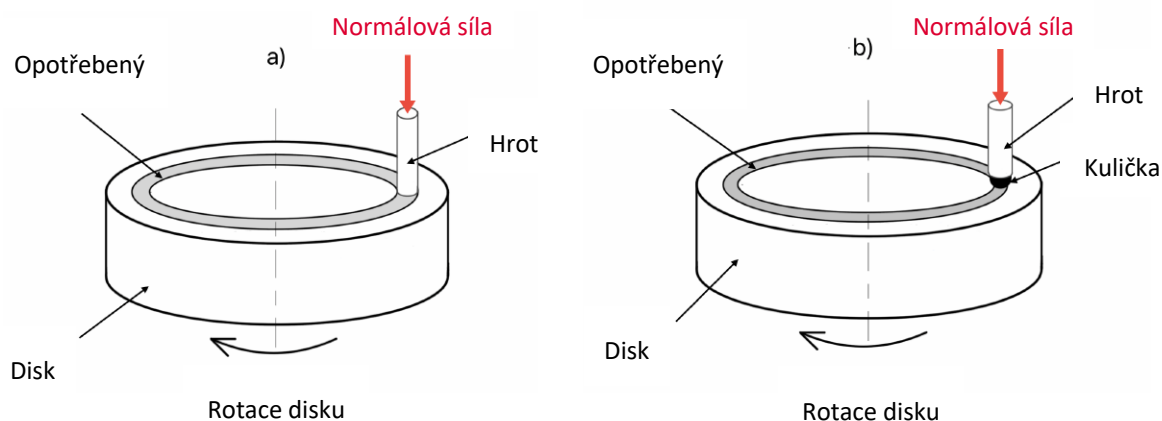
Obrázek 5 - Hodnoty součinitele tření v kontaktu kolo/kolejnice [18]

2.4 Metody měření součinitele tření

2.4.1 Laboratorní tribometry

Pin/ball-on-disc

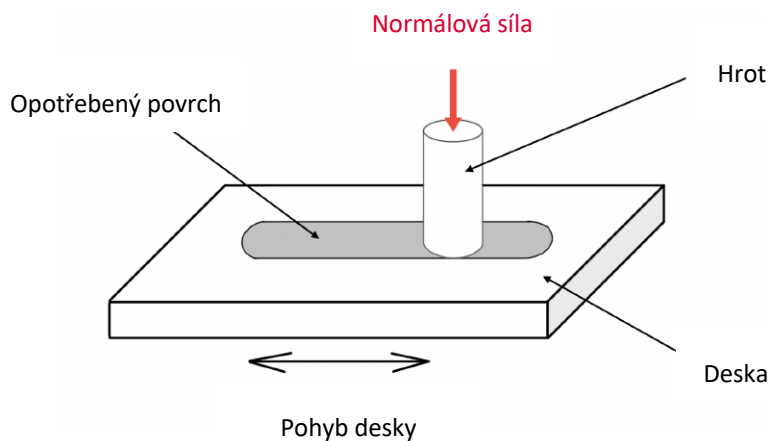
Principem metody pin-on-disc (PoD) je simulace kluzného kontaktu, kde dochází k interakci mezi stacionárním hrotem a rotujícím diskem. Konstrukční uspořádání zahrnuje horizontálně rotující disk a kalibrovaný pin, který je na disk přitlačován definovanou silou [20]. Pin může být ve formě válcového kolíku nebo kuličky [21]. V případě použití hrotu ve tvaru kuličky se metoda také nazývá ball-on-disc [19]. Normálové zatížení je vyvozeno nejčastěji pomocí pákového ramene se závažím, případně hydraulicky či pneumaticky. Pro snížení vibrací během testu musí být držák pinu a rameno robustní konstrukce [22]. Zařízení je vybaveno snímačem pro měření třecí síly a lineárním variabilním diferenciálním transformátorem (LVDT) pro sledování vertikálního posuvu, který indikuje úbytek materiálu způsobený opotřebením [20]. Výpočet koeficientu tření vychází z měření silových poměrů v kontaktu [22], a to z poměru normálové síly působící na vzorek ku výsledné třecí síle vznikající při rotaci disk [21].



Obrázek 6 - a) Schéma metody pin-on-disc [41], b) Schéma metody ball-on-disc [42] (upraveno)

Pin-on-plate

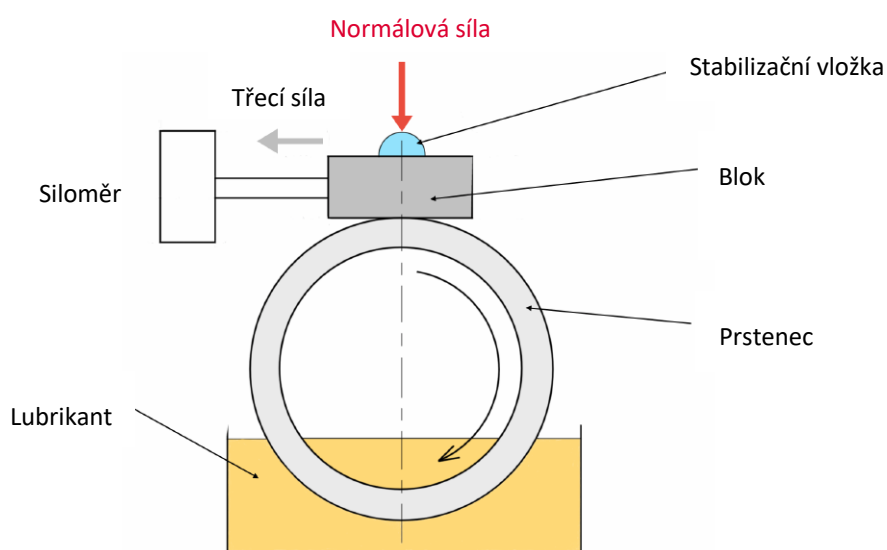
Varianta uspořádání pin-on-plate (PoP) se od předchozí metody liší hlavně charakterem pohybu. Zatímco u PoD je pohyb rotační, zde vykonává pohyblivá deska lineární vratný pohyb [26]. Obdobně jako u metody PoD je stacionární hrot válcového tvaru, umožňující dosažení konstantního tlaku v kontaktu i při postupu opotřebením, normálovým zatížením přitlačován k pohybuující se desce [26,27]. U pokročilých variant, jako je více směrný tribometr, může být lineární posuv desky doplněn ještě o rotaci hrotu pomocí ozubeného hřebene a pastorku [27]. Součinitel tření je určen poměrem snímané třecí síly k normálové síle [26].



Obrázek 7 - Schéma metody pin-on-plate [41] (upraveno)

Block-on ring

Metoda typu block-on-ring je určena k detailní analýze tření a opotřebení v definovaných kontaktních podmínkách [23]. Princip této metody spočívá v přitlačování stacionárního tělesa ve tvaru bloku danou normálovou silou k obvodu zkušebního prstence. Vlivem nastavené rotace prstence pak dochází ke kluznému kontaktu, který může probíhat v suchém prostředí nebo v kapalině, což umožňuje simulovat reálné podmínky [24]. U některých modelů je obdélníkový blok upevněn v držáku s půlkulovou stabilizační vložkou, která zajišťuje správný kontakt s rotujícím prstencem [25]. Způsob vyhodnocování tření je založen na průběžném snímání třecí síly vznikající v kontaktu pomocí siloměru v průběhu celého testu [24].



Obrázek 8 - Schéma metody block-on-ring [2] (upraveno)

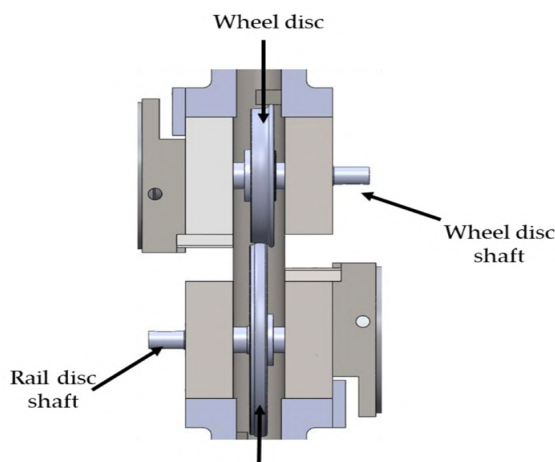
Twin-disc test

Podstatou metody twin-disc je dvojice rotujících disků, které jsou k sobě přitlačovány definovanou normálovou silou. Na rozdíl od jiných metod využívá valivě-smýkavý kontakt, který nejlépe simuluje reálnou interakci mezi kolem a kolejnicí [18]. Konstrukčně se tribometr skládá ze dvou hřídelí poháněných motory, které umožňují nastavení specifických otáček pro každý disk zvlášť, čímž se generuje požadovaný skluz [17]. Normálová síla je na disky aplikována buď ve vertikálním, nebo horizontálním směru podle typu uspořádání, pomocí servomotoru [17,18]. Celý systém je dále monitorován softwarem, který v reálném čase zaznamenává rychlost, aplikované zatížení a krouticí moment. Vyhodnocení tření je je obvykle prováděno pomocí součinitele trakce, který se stanovuje z měřeného momentu, poloměru disku a působící normálové síly [17].



Obrázek 9 - Twin-disc tribometr s válcovými disky [35]

Speciálním případem je twin-disc tribometr (obr.10), který namísto válcového tvaru disků používá výměnné ráfky, které reprezentují reálné profily kola a kolejnice v měřítku 1:5. Tento způsob řešení je velmi výhodný, neboť dokáže věrně simulovat kontaktní tlak a geometrii reálného provozu. Normálová síla je v tomto případě realizována pomocí vinutých pružin, což minimalizuje ztrátu přitlaku v důsledku opotřebení materiálu [16]



Obrázek 10 - Schéma twin-disc tribometru s reálnými profily disků [16]

2.4.2 Metody měření tření na reálné trati

Vzhledem k náročným podmínkám reálného provozu se k monitorování tření využívá široké spektrum zařízení [28]. Mezi tyto zařízení patří např. měřicí vlak s reálným nápravovým zatížením nebo systémy upevněné na železničních vozech [30]. Další způsobem měření tření jsou mobilní tribometry, které se liší zpravidla svou konstrukcí, stupněm automatizace a fyzikálním principem vyvození kontaktu [29].

Měřicí vlak

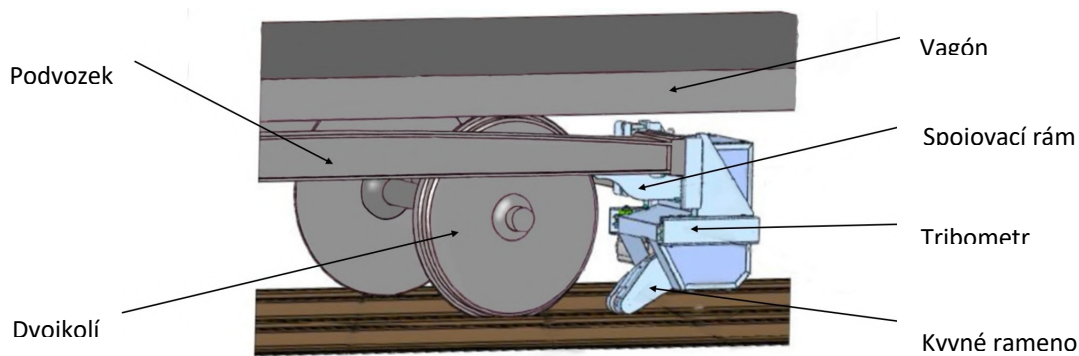
V roce 1975 společnost British Rail vyvinula tribometrický vlak (obr.11), který v rámci testování v reálných podmínkách představuje významnou metodu. Princip tohoto měřicího systému spočívá v osazení vybrané nápravy vagónu nezávislým brzdným mechanismem, který pracuje odděleně od hlavní brzdové soustavy vlaku. Hlavní funkcí tohoto zařízení je postupné přibrzdňování kol dané nápravy, čímž se generuje brzdný moment, který vede k řízenému nárůstu skluzu. Hlavní výhodou tohoto řešení je jeho vysoká provozní věrohodnost, protože měření probíhá na skutečném vozidle s reálnými koly [30]. Nevýhodou je však vysoká nákladovost a logistická náročnost [31].



Obrázek 11 – Tribometrický vlak Britských drah [30]

Přídavné měřicí zařízení

Měření tření lze realizovat také alternativním způsobem, a to prostřednictvím montáže doplňkového zařízení přímo na tělo vlakové soupravy, jak je znázorněno na obrázku 12. Tato koncepce využívá soustavu 3D snímačů, které jsou schopny v reálném čase identifikovat a vyrovnávat případné nesouososti v působení sil, čímž zajišťují vyšší přesnost získaných dat [30].



Obrázek 12 - Přídavné měřící zařízení [30]

Měřící podvozek

Měřící podvozek generace IWT4 je pokročilou technologií v oblasti přesného stanovení sil v kontaktu. Podvozek využívá upravená dvojkolí osazená měřící technikou, jakou jsou například tenzometry, které slouží k měření normálových, příčných i podélných sil. Zařízení je dále schopno zaznamenat rotační rychlost kola a polohu kontaktního bodu. Hlavní výhodou tohoto systému je bezdrátový přenos dat, čímž odpadá nutnost spojovat zařízení kabely. Zařízení lze také instalovat na běžná komerční dvojkolí, která po ukončení testování mohou zůstat v běžném provozu [30].



Obrázek 13 - Měřící podvozek IWT4 [39]

2.4.3 Ručně tlačené traťové tribometry

BR tribometr

Zařízení bylo původně vyvinuté pro podporu brzdných zkoušek na vlakových soupravách. Konstrukce využívá gravitačního principu, kdy je závaží umístěné na pákovém rameni, které vyvíjí normálovou sílu přes měřící kolo na kolejnici. Princip měření spočívá v postupném zvyšování brzdného momentu kola pomocí magnetické spojky, dokud nedojde k prokluzu. Použitím gravitačního mechanismu však nelze zařízení úplně snadno upravit pro měření na bocích kolejníc. Důvodem je proměnlivý tvar a sklony kolejnic [29].

Hand-pushed tribometr

Jedná se verzi ručně tlačného tribometru vycházející z prototypu AAR, který nahradil původní gravitační mechanismus britského modelu pružinovým systémem. Toto konstrukční řešení umožňuje pomocí šroubu přesně nastavit vertikální nebo boční zatížení, a měřit tak tření na temeni i pojižděné hraně kolejnice pod libovolným úhlem. Zařízení využívá obdobného principu zvyšování brzdného momentu na měřicím kole až do okamžiku vzniku skluzu, ze kterého se následně vypočítá koeficient tření. Tato verze je vybavena automatickým řídicím obvodem pro snadnější obsluhu. [29]



Obrázek 14 - Ručně tlačný tribometr [31]

Hlavní omezení a nevýhody tohoto typu tribometru spočívají v modelovém zkreslení výsledků kvůli malému průměru měřicího kola a v nepřesnosti měření způsobené nerovnoměrnou rychlostí pojezdu, která je limitována rychlostí chůze operátora [28]. Zařízení je vhodné pouze pro lokální měření částí tratě, nikoliv pro dlouhé úseky [28,29]. Ruční tribometry mají tendenci nadhodnocovat naměřené hodnoty součinitele adheze oproti měřicím vlakům [28].

2.4.4 Traťové tribometry s automatickým pojezdem

Tribometr Ontrack

Konstrukce zařízení se skládá z pojezdového rámu osazeného měřicím kolem a senzory, které umožňují pracovat s variabilním prokluzem a úhlem náběhu v místě kontaktu [37]. Normálová síla je na toto kolo vyvíjena mechanickým zatížením, které lze regulovat v rozsahu 15 až 90 N. Zdroje však dále neuvádí, jakým typem mechanismu je dané zatížení realizováno. Během měření je možné vedení kola pod nastavitelným úhlem náběhu, což při pohybu podél hlavy kolejnice vyvolává boční skluzu [36]. Koeficient tření určuje obdobným způsobem, jako u předchozích typů tribometrů. Hlavní výhodou tohoto systému je schopnost měřit i velmi nízké hodnoty tření ($< 0,1$), což je klíčové pro detekci organického znečištění.

Nevýhodou však zůstává omezení v oblasti kontaktních tlaků, které se pohybují v rozmezí 480–530 MPa, což odpovídá pouze spodní hranici reálného kontaktu mezi kolem a kolejnicí [36].



Obrázek 15 - OnTrack tribometr [37]

PRT 300

Traťový tribometr PRT 300 představuje moderní měřicí zařízení od společnosti Rivelin Rail, které je konstruováno pro přímé upnutí na temeno kolejnice pomocí integrovaných magnetů, čímž je efektivně zajištěna vysoká stabilita během celého procesu měření [32, 33]. Samotná simulace kontaktních podmínek probíhá prostřednictvím ocelového měřicího kola, které se zcela automatizovaně pohybuje po zvoleném úseku koleje. Na toto kolo je mechanicky vyvozena normálová síla o velikosti až 200 N, což v místě styku dovoluje dosáhnout kontaktního tlaku o hodnotě 1 GPa, který věrně a reprezentativně simuluje reálné silové poměry v kontaktu kolo-kolejnice [32]. V dostupných technických dokumentech bohužel schází bližší specifikace konkrétního mechanismu, jenž tuto přítlačnou sílu generuje. Princip měření je založen na záměrném natočení osy rotace měřicího kola vůči směru pojezdu, v důsledku čehož v místě kontaktu vzniká definovaný boční skluz. Výsledný koeficient tření je následně vypočten na základě exaktního poměru sil naměřených přímo v kontaktu [32, 33]. Výhodou tohoto tribometru je jeho mobilita, efektivní a nízkonákladové měření v terénu [32].



Obrázek 16 - Přenosný traťový tribometr PRT 300 [32]

VUT traťový tribometr

Jedná se o mobilní zařízení vyvinuté na VUT, které slouží pro studium adhezních podmínek a vlastností tzv. třetího tělesa přímo na temeni kolejnice, a to jak v polních, tak laboratorních podmínkách. Jeho hlavní předností je schopnost zaznamenat kompletní trakční křivku během jediného měřicího průjezdu při konstantní rychlosti 260 mm.s^{-1} , čehož je dosaženo na principu řízeného zvyšování brzdného momentu elektromagnetickou brzdou na měřicím kole o průměru 100 mm. Koeficient trakce je následně stanovován jako poměr mezi měřenou tečnou silou a konstantní normálovou silou, kterou vyvozuje vlastní hmotnost modulu spolu s přidavným závažím, což umožňuje simulovat Hertzovy kontaktní tlaky 0,8, 0,9 a 1,0 GPa při velikosti normálové síly 76 N, 110 N a 152 N. Pro zpřesnění výsledků v oblasti nízkého skluzu využívá zařízení pokročilé matematické modely, jako je Polachův model nebo modifikovaný FASTSIM, které pomáhají eliminovat rozptyl dat způsobený rozlišením snímačů. Toto zařízení je však navrženo primárně pro kontakt v horizontální rovině, což omezuje jeho využití pouze na temeno kolejnice bez možnosti měření v oblasti okolků či na boku hlavy kolejnice. Následující kapitola 2.5 se bude podrobněji věnovat jednotlivým konstrukčním uzlům, jako je lineární jednotka s magnetickým uchycením nebo mechanismus pro automatické polohování modulu v příčném směru, které zajišťují pohyb modulu a způsob vyvození silového zatížení [34].



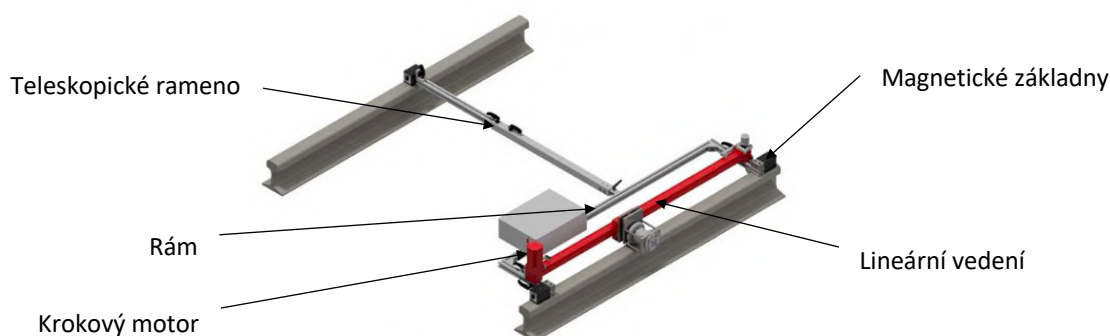
Obrázek 17 – VUT traťový tribometr [34]

2.5 Konstrukční analýza tribometrů vyvinutých na VUT

Základem pro návrh mechanismu umožňujícího měření na boku kolejnice je stávající generace traťového tribometru vyvinutého na Ústavu konstruování FSI VUT v Brně, proto je tedy nutné uvést podrobnější rozbor jeho konstrukce [40].

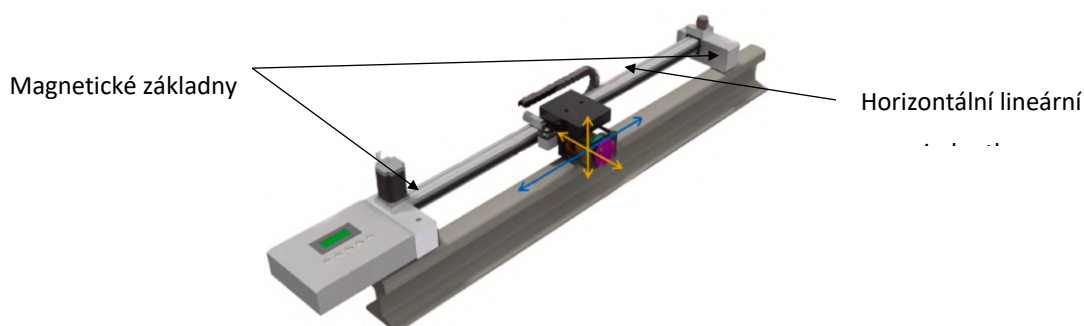
Stabilizace a konstrukce

Konstrukce tribometru dle Vodehnala je založena na tuhém rámu z hliníkových profilů (obr.17). Stabilita na kolejovém svršku je zajištěna třibodovým upnutím pomocí magnetických základen, které uchycují zařízení k měřené kolejnici i k protilehlému kolejnicovému pásu prostřednictvím teleskopického ramene. Pohyb měřicího modulu zajišťuje lineární vedení ELZ 40 s řemenovým převodem o délce zdvihu 1 000 mm. Poháněno je krokovým motorem, který zajišťuje dopředný pohyb měřicího kola konstantní rychlostí až 0,4 m/s [28, 40].



Obrázek 18 – Konstrukce tribometru podle Vodehnala [28]

Novější publikované řešení již třibodového uchycení nevyužívá (obr.18). Základem je již pouze tuhá horizontální lineární jednotka o celkové délce 1635 mm, která slouží pro vedení měřicího modulu. Stabilizace je redukována na dvě magnetické základny přímo na tělese lineární jednotky, čímž odpadá nutnost teleskopického ramene. To naznačuje snahu o zvýšení mobility a zjednodušení instalace zařízení na trati. Pohyb měřicího modulu je řešen obdobným způsobem jako u předchozího varianty. Celkový pracovní zdvih mechanismu je 800 mm, z čehož je pro vlastní vyhodnocení adhezních charakteristik využíván úsek o délce až 700 mm [34].

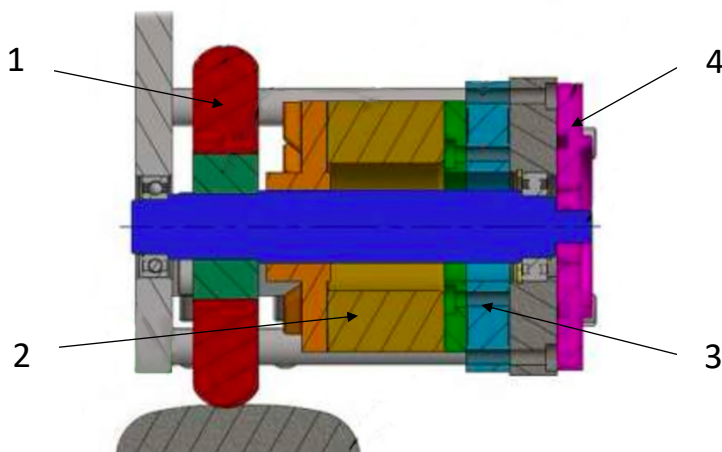


Obrázek 19 – Konstrukce tribometru podle Valeny [34]

Konstrukce měřicího modulu

Měřicí modul představuje klíčovou část celého tribometru, protože v sobě nese veškeré prvky nezbytné pro simulaci kontaktu a samotný sběr dat. Základ modulu tvoří dvě hliníkové příruby, které jsou vzájemně spojeny pomocí tyčí se závity. Toto řešení zajišťuje tuhost sestavy a zároveň umožňuje její snadné rozebírání při údržbě. Jádrem modulu je hřídel uložená ve dvou kuličkových ložiscích, na které jsou upevněny tyto komponenty [28,34,40]:

- **Měřicí kolo (1):** Disk o průměru 100 mm a příčném průměru 10 mm, sloužící k simulaci reálného kontaktu kola kolejnice v měřítku 1:10. Pro dosažení stabilních podmínek a minimalizaci opotřebení je vyroben z tvrdé ložiskové oceli [28,34].
- **Elektromagnetická třecí brzda (2):** Slouží k vyvozování brzdného momentu na hřídel, čímž v kontaktu vzniká řízený skluz.
- **Momentový senzor (3):** Zaznamenává reakční moment vyvolaný brzdou, ze kterého se následně dopočítává tečná síla.
- **Enkodér (4):** Snímá otáčky hřídele pro výpočet relativního skluzu [28,34,40].



Obrázek 20 – Schéma měřicího modulu [28]

Způsob uchycení měřicího modulu

V práci pana Vodehnala [28] je připojení měřicího modulu realizováno pomocí vozíku, který je součástí horizontálního lineárního vedení. Ten je spolu s celým modulem po tomto pojezdu unášen. Spojení mezi modulem a vozíkem tvoří otočný pant s kaleným čepem, sloužící jako vertikální vedení. Tato konstrukce umožňuje náklon v rozsahu přibližně $\pm 6^\circ$ od horizontální osy, díky čemuž systém kopíruje nerovnosti kolejnice způsobené opotřebením či nečistotami a tlumí rázy, které by se jinak přenášely přímo do měřicí hřídele a citlivého momentového senzoru [28].

Valena [40] ve své práci představuje odlišný konstrukční přístup. Měřicí modul využívá soustavu pojezdu, která mu umožňuje pohyb ve třech osách pro zajištění přesného kontaktu s kolejnicí a variability měření. Podélný posuv modulu je řešen stejným způsobem jako u tribometru od Vodehnala prostřednictvím vozíku pohybujícího se po lineárním vedení. Samotné vertikální uložení modulu však již není řešeno pomocí otočného pantu ale pomocí svislého lineárního vedení. Tento mechanismus umožňuje měřicímu kolu korekci výškové nerovnosti na hlavě kolejnice. Nevýhodou jsou však drobné třecí ztráty právě v těchto svislých vedeních, které mohou vnášet do měření normálové síly nejistotu kolem 5 %. Mezi horizontálním vozíkem a samotným měřicím modulem je vložen ještě klínový mechanismus. Skládá se ze dvou klínů spojených přesným vedením, ovládaných šroubem a dalším krokovým motorem. Jeho funkcí je automatická změna polohy měřené dráhy v příčném směru v rozsahu 8 mm. To umožňuje provádět opakovaná měření na stejném úseku kolejnice, ale v mírně posunutých stopách, aniž by bylo nutné fyzicky přemísťovat celý rám zařízení [40]

Vyvození normálového zatížení

V obou případech konstrukčního řešení traťových tribometrů je vyvození normálového zatížení klíčovým parametrem pro dosažení požadovaného kontaktního tlaku. Vodehnal [28] ve své práci navrhuje konstrukční řešení, kde je vyvození normálového zatížení realizováno dvěma možnými způsoby. Prvním a základním principem je využití přídavného závaží o hmotnosti 1,5 kg až 2,2 kg, které v kombinaci s vlastní tíhou modulu a pákovým mechanismem vyvozuje v kontaktu s kolejnicí normálovou sílu 150 N. Druhou alternativou je použití horizontální šroubové pružiny, která se opírá o pevnou část vedení a působí na přírubu modulu, čímž umožňuje plynulou regulaci přítlaku. Výhodou gravitačního zatížení je vysoká stabilita a zaručení konstantní síly, zatímco pružinový mechanismus nabízí variabilitu nastavení, ovšem za cenu vyšších nároků na tuhost rámu a rizika nadzvedávání zařízení při měření [28].

Naproti tomu Valena [40] u svého zařízení přichází s koncepcí tzv. mrtvé váhy, která využívá vertikálního lineárního uložení měřicího modulu. K definování přesného kontaktního tlaku slouží systém vyměnitelných závaží. Menší závaží zvyšuje hmotnost modulu na 7,6 kg a přidáním druhého na 11,2 kg, což odpovídá tlaku v rozmezí 0,8 až 0,9 GPa. Předností tohoto řešení je konstrukční uspořádání, které udržuje těžiště modulu vždy nad bodem kontaktu a eliminuje tak vznik nežádoucích momentů. Omezením je však diskrétní charakter změny zatížení, která je možná pouze v pevných krocích podle použitých závaží, a výhradní orientace na gravitační působení, což neumožňuje měření v jiných než horizontálních polohách [40].

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Zhodnocení poznatků z rešeršní části

Předložená rešerše poskytuje teoretický a technologický základ pro řešení problematiky měření součinitele tření v kontaktu kolo-kolejnice. Úvodní část práce se věnuje fyzikální podstatě adheze a skluzu, přičemž definuje součinitel tření jako poměr mezi třecí a normálovou silou [12, 15]. Zásadním poznatkem je interpretace adhezní charakteristiky, která popisuje nárůst trakční síly v závislosti na skluzu až do bodu saturace, po němž následuje stagnace či pokles [11, 12]. Tento jev je klíčový pro pochopení limitů přenosu sil, které jsou v reálném provozu ovlivněny přítomností tzv. třetího tělesa, což je vrstva tvořená oxidy, nečistotami a mazivy [7, 13].

Analýza kontaktní geometrie ukázala, že interakce v oblasti pojížděné hrany oblast B se zásadně liší od kontaktu na temeni oblast A (kapitola 2.2.2). Zatímco na temeni jsou poloměry křivosti větší a tlaky se pohybují do 1200 MPa, v oblasti boku kolejnice dochází vlivem malých poloměrů křivosti k nárůstu kontaktních tlaků až na 2700 MPa [12]. Kontakt okolku je navíc charakteristický strmým úhlem 65° až 70° a vysokou mírou skluzu, což vede k intenzivnímu adhezivnímu opotřebení [3, 6, 15]. Z hlediska managementu tření je v této oblasti žádoucí udržovat součinitel tření pod hodnotou 0,2 pomocí modifikátorů s nízkým koeficientem tření, aby se minimalizovalo opotřebení a riziko vyšplhání okolku na kolejnici [12, 15].

V rámci rešerše metod měření byly porovnány laboratorní a traťové tribometry. Laboratorní metody, zejména twin-disc, umožňují věrnou simulaci valivě-smýkavého kontaktu v měřítku 1:5 [16, 18], avšak nedokážou plně zachytit proměnlivé podmínky reálné tratě. Traťová měření jsou realizována buď komplexními měřicími vlaky [30], nebo přenosnými zařízeními. Mezi nimi vyniká tribometr PRT 300, který dosahuje kontaktních tlaků až 1 GPa [32], a tribometr vyvinutý na VUT, jenž jako jeden z mála dokáže vykreslit kompletní adhezní charakteristiku [34].

Konstrukční analýza stávajících tribometrů VUT [28, 34, 40] však odhalila jejich hlavní limitaci. Současná koncepce využívá k vyvození normálového zatížení princip „mrtvé váhy“, kdy je přítlak definován hmotností modulu a přídatných závaží [40]. Tento systém je striktně závislý na gravitačním působení, což umožňuje měření převážně v horizontální rovině. Pro měření na boku kolejnice, kde je nutné působit silou v nevertikálním směru, je stávající mechanismus nedostačující. Tato skutečnost definuje potřebu návrhu nového modulu s nezávislým systémem přítlaku a možností naklápění.

3.2 Analýza problému

Z rešerše a analýzy stávajícího stavu vyplývá, že hlavní překážkou pro rozšíření funkčnosti traťového tribometru na oblast pojižděné hrany je způsob vyvození a směřování normálové síly. Aby bylo možné měřit součinitel tření na boku kolejnice, musí konstrukce nového modulu vyřešit několik vzájemně provázaných technických problémů.

Prvním z nich je vektorové působení normálové síly. Jelikož se kontaktní úhel na boku kolejnice pohybuje v širokém rozmezí, nelze se již spoléhat na gravitační zatížení. Nový mechanismus by měl být schopen generovat konstantní přítlak nezávisle na orientaci modulu v prostoru. Jako nejvhodnější se jeví využití šroubové pružiny, která umožní vyvodit potřebnou sílu v ose kolmé k měřené ploše. Použití hydraulického či pneumatického pístu by bylo z hlediska manipulace nevhodné. Pro dosažení výsledků odpovídajících reálnému provozu je nutné v kontaktu vyvodit normálovou sílu v rozsahu 76 až 152 N, což při uvažovaném měřítku měřicího kola 1:10 zajistí kontaktní tlaky kolem 1 GPa.

Druhým zásadním problémem je kinematika polohování celého modulu. Konstrukce musí zajistit nastavení úhlu naklopení měřicího kola vůči profilu kolejnice a jeho následnou stabilní aretaci v rozsahu 0° až 70°. Toto rozmezí bylo na základě rešerše stanoveno jako charakteristické pro kontakt okolku s pojižděnou hranou. Celý mechanismus naklápění musí mít dostatečnou tuhost, aby spolehlivě odolal reakčním silám vznikajícím při brzdění měřicího kola a zamezil vnášení nežádoucích vibrací do citlivého momentového snímače. Velké vůle v tomto uložení by pravděpodobně vedla k rozkmitání modulu, což by znehodnotilo naměřená data a znemožnilo přesné vykreslení adhezní křivky.

Aby bylo dosaženo kompatibility naměřených dat se stávající verzí traťového tribometru VUT bude v návrhu zachováno osvědčené vnitřní uspořádání měřicího modulu zahrnující hřídel, měřicí kolo, elektromagnetickou brzdu, momentový snímač a enkodér. Předmětem konstrukce tak bude zejména modifikace nosného tělesa modulu a jeho integrace do nového mechanismu, který by měl být kompatibilní pro montáž na lineární jednotku typu ELZ. Jelikož bude zařízení provozováno především ve venkovním prostředí na reálné trati, musí být výsledná konstrukce dostatečně lehká pro snadnou manipulaci jednou osobou, což výrazně limituje prostorové uspořádání a materiálový výběr nového modulu.

3.3 Cíl práce

Hlavním cílem této bakalářské práce je navrhnout výměnný modul traťového tribometru, který umožní měření součinitele tření na pojížděné hraně kolejnice. Návrh vychází ze stávajícího tribometru vyvinutého na VUT, který je ovšem určen výhradně pro měření na temeni kolejnice. Při měření na boku kolejnice není možné využít původní gravitační princip vyvození normálového zatížení, z tohoto důvodu je hlavním konstrukčním úkolem návrh nového způsobu přitlaku a polohování měřicího modulu.

Práce je zaměřena výhradně na měření na širokopatní kolejnici. Daný návrh modulu není určen pro žlábkovou kolejnici, protože ta je svým odlišným profilem a omezeným prostorem v oblasti žlábků nevyhovující pro daný modul a vyžadovala by jiné konstrukční uspořádání.

Při řešení bude využita rešerše současných metod měření součinitele tření, analýza stávající konstrukce tribometru, tvorba koncepčních variant, jejich technické zhodnocení, konstrukční rozpracování zvolené varianty ve 3D modelu a základní kontrolní výpočty vybraných uzlů.

Dílčí cíle bakalářské práce zahrnují:

- provedení rešerše v oblasti tření v kontaktu kolo-kolejnice a metod jeho měření,
- analýza omezení stávajícího traťového tribometru,
- návrh a zhodnocení koncepčních variant výměnného modulu,
- výběr vhodné varianty a její konstrukční zpracování,
- provedení základních kontrolních výpočtů,
- zpracování průvodní zprávy a částečné výkresové dokumentace.

Výstupem práce bude průvodní zpráva, kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů a částečná výkresová dokumentace vybraných součástí a sestavení.

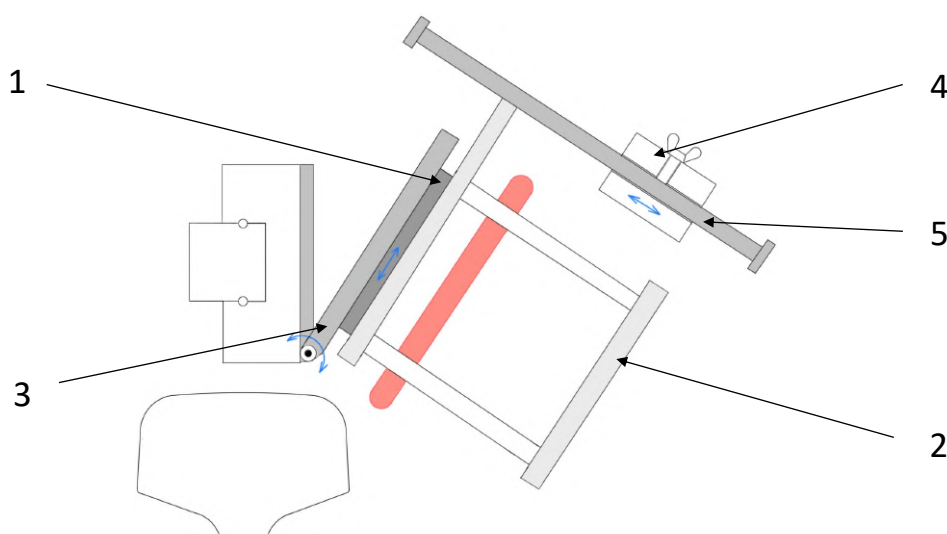
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Navrhovaný modul bude vycházet z poznatků popsaných v kapitole 3.2 (Analýza problému). Protože vyvození síly pomocí závaží není pro měření na boku kolejnice vhodné kvůli rozkladu sil při náklonu, nové řešení bude využívat šroubovou pružinu. Ta svým stlačením vyvine potřebný přítlak. Níže uvedené varianty představují evoluční vývoj návrhu, kdy každá následující koncepce reaguje na specifické technické či provozní nedostatky variant předchozích. Konceptní návrhy se tedy budou zabývat především tím, jak tento pružinový mechanismus nejlépe využít. Důraz bude dále kladen na systém naklápění, který by umožnil měřit součinitel tření jak na temeni, tak na boku kolejnice v rozsahu 0° až 70° . Všechny varianty budou navrženy tak, aby využily původní části měřicího modulu a byly kompatibilní s lineárním vedením typu ELZ. Závěr této kapitoly bude věnován způsobům snímání potřebného stlačení pružiny.

4.1 Způsoby vyvinutí normálové síly

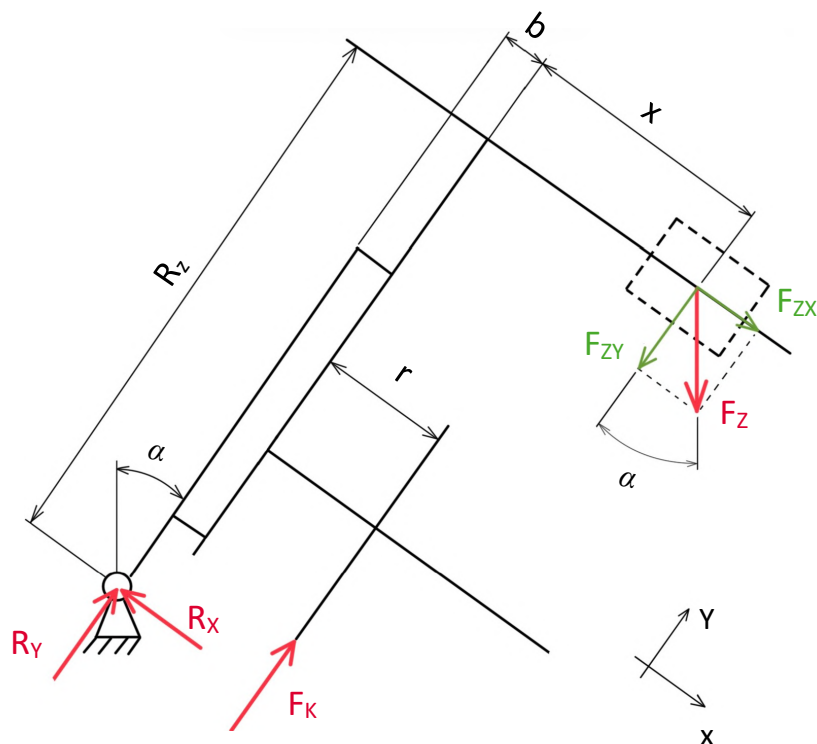
4.1.1 Gravitační princip s pohyblivým závažím

Tato koncepce je založena na principu páky využívající gravitační přítlak k vyvození normálové síly na hlavu kolejnice. Hlavním prvkem je aretovatelné svislé lineární vedení (1), které spojuje měřicí modul (2) s naklápěcí deskou uloženou (3) na otočném čepu. Toto vedení slouží k primárnímu ustavení modulu vůči kolejnici, přičemž po fixaci v pracovní poloze tvoří s deskou tuhý celek. Přítlačná síla je regulována pomocí posuvného závaží (4) tak, že pro konkrétní úhel naklopení modulu a vzdálenost posunutí závaží na vodící tyči (5) vyvodí pomocí vzniklého momentu danou přítlačnou sílu.



Obrázek 21 – Schéma koncepce gravitačního principu

Pro demonstraci postupu stanovení vzdáleností x při daných úhlech α je využito zjednodušené schéma (obr. 21). Přesný výpočet by však vyžadoval zahrnutí tíhových sil a těžišť všech komponent modulu do rovnic statické rovnováhy, neboť každá součást vytváří při naklopení vlastní moment k ose rotace. Tento postup tak slouží především k doložení vysoké analytické náročnosti a nepraktičnosti daného koncepčního řešení.



Obrázek 22- Zjednodušené schéma konceptu se závažím a rozklad sil

Do výpočtu vstupuje tíhová síla závaží F_Z , její složky F_{ZX} a F_{ZY} , dále požadovaná přitlačná síla F_K . Parametr x představuje vzdálenost posunutí závaží, R hodnotu vysunutí modulu, r vzdálenost měřicího kola od vedení a b šířku svislého vedení.

$$\sum X = 0 = F_{ZX} - R_X = (F_Z \cdot \sin \alpha) - R_X \quad (1)$$

$$\sum Y = 0 = F_K + R_Y - F_{ZY} = F_K + R_Y - (F_Z \cdot \cos \alpha) \quad (2)$$

$$\sum M_A = 0 = F_K \cdot (r + b) - F_Z \cdot \sin \alpha \cdot R - F_Z \cdot \cos \alpha \cdot (x + b) \quad (3)$$

Z momentové rovnice (3) je vyjádřen požadovaný vztah pro výpočet vzdálenosti x .

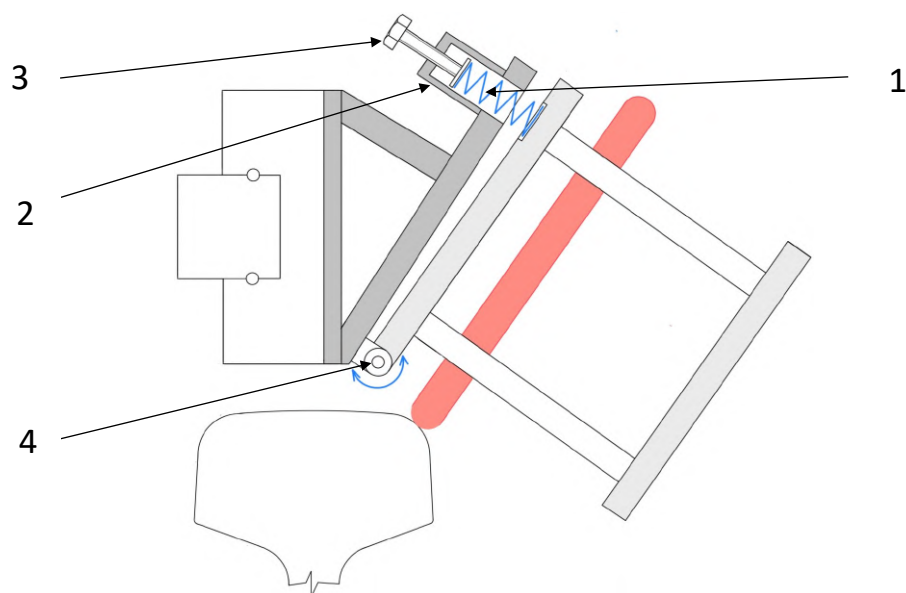
$$x = \left(\frac{F_K \cdot (r + b) - F_Z \cdot \sin \alpha \cdot R}{F_Z \cdot \cos \alpha} \right) - b \quad (4)$$

Ačkoliv je tento princip konstrukčně jednoduchý, jeho velkou nevýhodou představuje závislost čistě na gravitaci. Hodnotu vysunutí je nutné přepočítávat nejen pro každý úhel naklonění α , ale i pro každou fixní polohu modulu R v pomocném vedení, neboť jakákoliv změna ustavování mění délku ramene. Hlavním problémem je neschopnost modulu kopírovat nerovnosti kolejnice, což při jejich přejezdu vede ke změně kontaktního úhlu i měřeného průměru a znehodnocení výsledků. Použitím závaží také narůstá celková hmotnost zařízení, což ztěžuje manipulaci jednou osobou, a hrozí rozkmitání soustavy vnášející šum do dat z momentového senzoru. Z důvodu těchto omezení a náročnosti na seřizování v terénu je tato varianta považována za méně vhodnou a pozornost je dále věnována mechanismům využívajícím pružiny.

4.1.2 Vyvození normálové síly pomocí pružiny

Koncept přitlaku pomocí pružinového pákového mechanismu

Koncept využívá tlačnou pružinu (1) v pouzdře (2) spojeném s naklápěcím rámem. Síla se reguluje stavěcím šroubem (3) a na měřicí modul se přenáší přes otočný čep (4), čímž vzniká pákový mechanismus. Jelikož je styk mezi šroubem a pružinou pouze silový, musí být konstrukce doplněna o prvek zabraňující vypadnutí modulu při manipulaci.

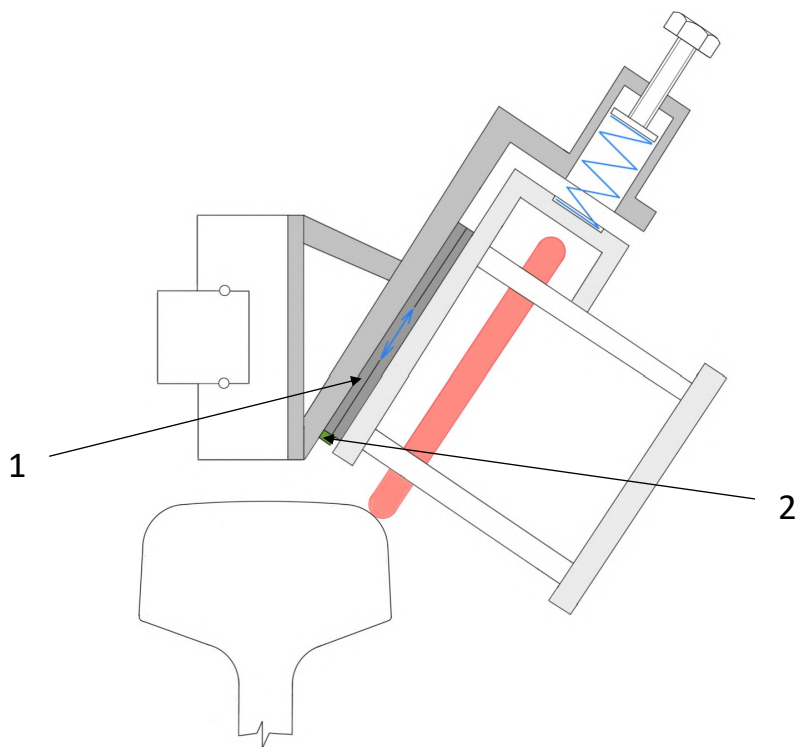


Obrázek 23 – Konceptní schéma mechanismu s tlačnou pružinou a otočným ramenem

Výhodou tohoto řešení je především jednoduchá konstrukce a snadná regulace přitlačné síly. Tato koncepce již díky pákovému principu umožňuje jisté naklápění modulu v malém rozsahu. Při větším úhlu naklonění by však mohlo dojít ke vzpříčení pružiny v pouzdře. Toto možné naklápění je ale značným problémem, obdobně jako u předchozí varianty, protože při kopírování nerovností kolejnice může docházet k nežádoucímu naklonění celého mechanismu, což vede ke změně geometrie kontaktu a znehodnocení naměřených dat.

Koncept osového pružinového přitlaku s lineárním vedením

Tato koncepce využívá k vyvození normálového zatížení tlačnou pružinu umístěnou přímo v ose měřicího kola. Měřicí modul je v tomto případě uložen na lineárním vedení (1), které mu umožňuje volný posuv ve směru kolmém k povrchu kolejničky. Síla generovaná stlačením pružiny prostřednictvím stavěcího šroubu tak působí přímo na modul bez nutnosti transformace přes pákový mechanismus. Pro zamezení vypadnutí modulu z vedení během manipulace v terénu musí být konstrukce doplněna ještě o mechanické dorazy (2), které definují mezní polohy posuvu.

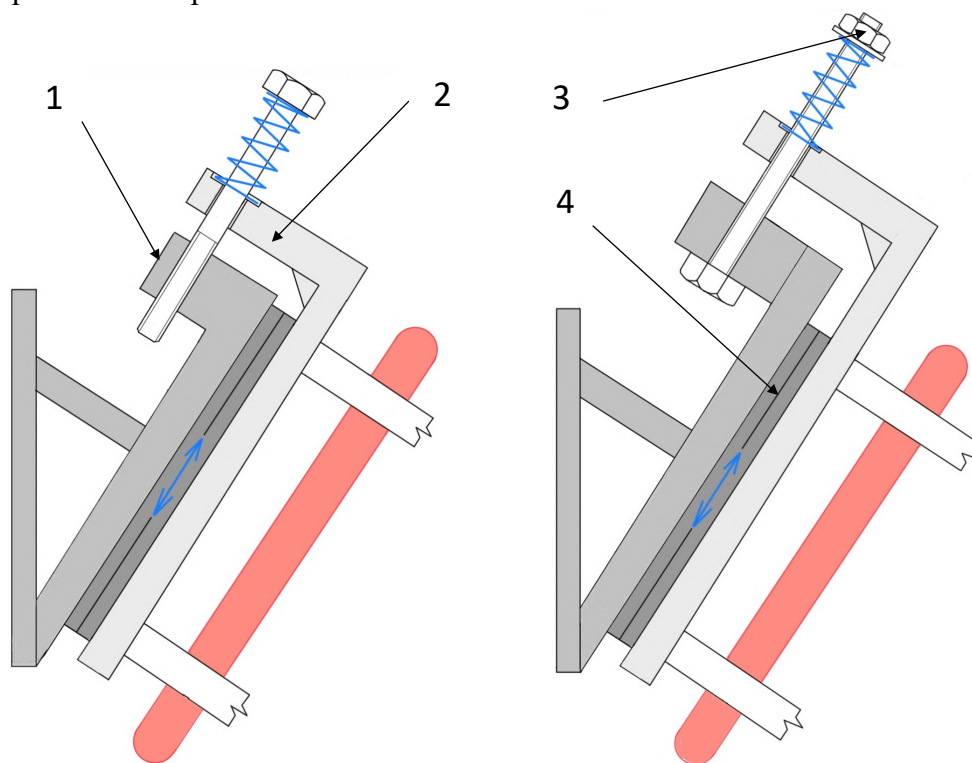


Obrázek 24 – Schéma modulu s lineárním vedením a pružiny uložené v ose

Výhodou tohoto řešení je, že síla vyvozená pružinou působí v ose měřicího kola což výrazně zjednodušuje kalibraci i provozní nastavení zařízení. Stlačení pružiny ovlivňuje i tíhová složka síly od měřicího modulu, která se určí jednoduchým výpočtem. Zásadní výhodou je použití lineárního vedení modulu, které zajišťuje efektivní kopírování nerovností povrchu kolejničky při zachování konstantního úhlu náklonu. Mezi hlavní nevýhody však patří značné zástavbové rozměry celého mechanismu.

Koncept mimoosového pružinového přitlaku

Tyto dvě varianty využívají principu umístění pružinového mechanismu mimo hlavní osu měřicího kola, což je navrženo s cílem minimalizovat zástavbový prostor nad měřicím modulem. Ve variantě A je stavěcí šroub orientován hlavou směrem nahoru a je veden skrze závit v pevném pouzdře rámu (1), zatímco rameno modulu (2) prochází volným otvorem. Varianta B se liší obrácenou orientací šroubu, kde je pružina umístěna mezi ramenem modulu a zajištěnou maticí (3) na konci šroubu. V obou konfiguracích dochází po kontaktu kola s kolejnicí k posunu modulu po lineárním vedení (4) a následné kompresi pružiny, která generuje požadovanou přitlačnou sílu.

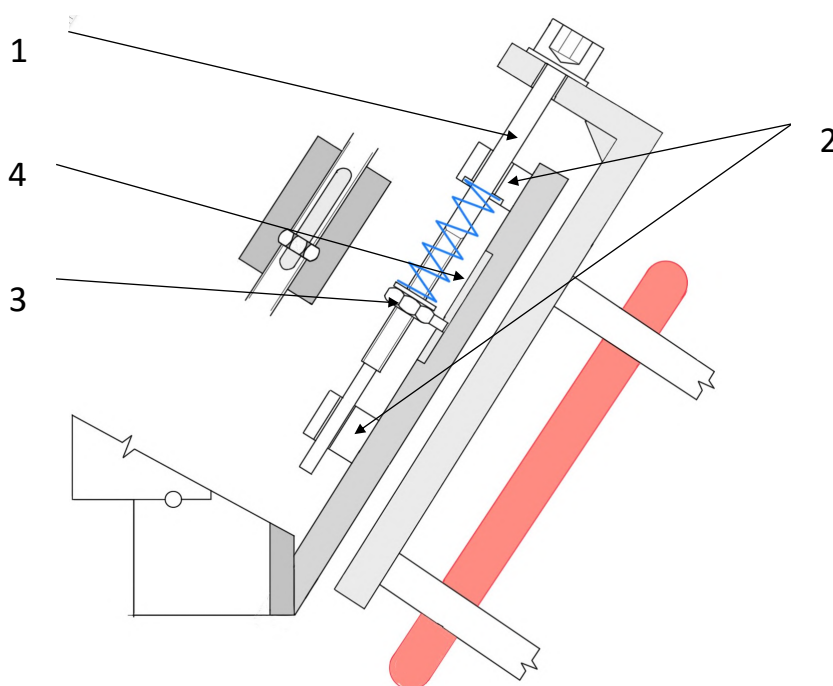


Obrázek 25 – Schéma mimoosového uložení pružiny s horní (vlevo) a dolní (vpravo) orientací šroubu

Hlavní výhodou těchto řešení je výrazná redukce celkové výšky mechanismu a v případě varianty A i lepší ergonomie při nastavování. V porovnání s osovým přitlakem však obě řešení mohou vnášet do systému parazitní ohybový moment způsobený mimoosovým působením síly pružiny, pokud není lineární vedení dostatečně tuhé. Tento moment může značně namáhat stavěcí šroub na ohyb, což vede ke zvýšenému tření v závitu a v krajním případě až k jeho zadření. Dalším technickým rizikem je narůstající tření v kontaktu mezi otáčejícím se prvkem (hlavou šroubu či maticí) a čelem pružiny při zvyšování přitlačné síly. Pokud není mezi tyto součásti vložen kluzný prvek, je pružina namáhána na zkrut, což může negativně ovlivnit její mechanické vlastnosti i stabilitu vyvozené síly. Významnou provozní nevýhodou varianty B je špatná přístupnost ovládacího šroubu, který je orientován směrem k temeni kolejnice, což značně komplikuje seřizování přitlaku v terénu jednou osobou.

Koncept mimoosového uložení pružiny s vedenou maticí

Tato varianta využívá mechanismus se seřizovacím šroubem (1) uloženým ve dvou vodících pouzdrech (2) s průchozími otvory, která jsou pevně spojena s naklápěcím rámem. Šroub prochází skrze rameno měřicího modulu a následně skrze obě pouzdra, jež slouží jako tuhé lineární vedení. Mezi těmito pouzdry je na šroubu umístěna tlačná pružina a speciální matice (3) opatřená výstupkem, který je veden v drážce rámu (4). Toto konstrukční uspořádání zamezuje rotaci matice, ale umožňuje její lineární posuv při otáčení šroubu. Utahováním šroubu dochází k pohybu matice a následné kompresi pružiny, která skrze těleso modulu vyvozuje potřebnou normálovou sílu v kontaktu.



Obrázek 26 – Schéma koncepčního řešení s vedenou maticí a dvojicí pouzder

Hlavní výhodou tohoto řešení je vysoká ergonomie a lepší přístupnost regulačního šroubu ve všech pracovních polohách modulu. Uložení šroubu ve dvojici souosých pouzder eliminuje riziko jeho namáhání na ohyb, což spolu s vedenou maticí zamezuje torznímu namáhání pružiny a zaručuje stabilní vyvození přítlaču. Toto uspořádání navíc představuje vhodný základ pro automatizaci, kde lze nahrazením ručního ovládání elektropohonem dosáhnout dálkového a přesně definovaného nastavení síly. Koncept přitom zachovává kompaktní rozměry a díky plynulému převodu dovoluje jemnou regulaci přítlaču bez skokových změn. Nevýhodou však je vyšší výrobní složitost, kladoucí nároky na přesnost souososti pouzder a drážkového vedení.

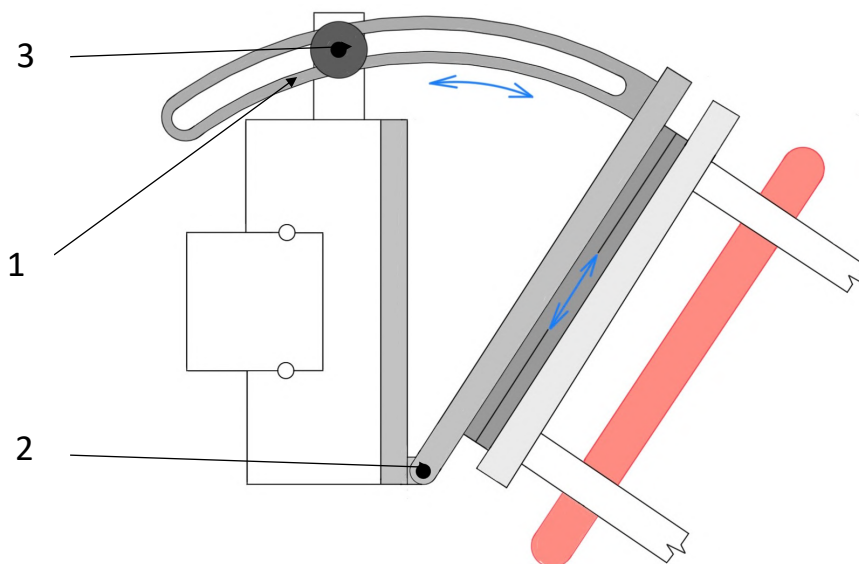
4.1.3 Vyhodnocení způsobů vyvození přitlačné síly

Pro detailní konstrukční rozpracování byl vybrán **koncept mimoosového uložení pružiny s vedenou maticí**, který nejlépe splňuje požadavky na přesnost a stabilitu měření na boku kolejnice. Oproti ostatním pružinovým variantám toto řešení eliminuje parazitní ohybové momenty působící na stavěcí šroub díky jeho uložení ve dvojici souosých pouzder. Drážkové vedení matice navíc zamezuje její rotaci, čímž předchází torznímu namáhání pružiny a vzniku nežádoucího tření při seřizování. Tento mechanismus představuje optimální kompromis mezi kompaktními rozměry a vysokou ergonomií, neboť umožňuje jemnou regulaci přitlačné síly a spolehlivé kopírování nerovností povrchu ze všech provozních poloh modulu.

4.2 Způsoby naklápění měřicího modulu

4.2.1 Kulisový mechanismus s otevřeným ramenem

Tento koncept pracuje s obloukovým vodicím ramenem (1), v němž je vyfrézována drážka (kulisa). Rameno je pevně spojeno s měřicím modulem a jeho geometrický střed poloměru zakřivení přesně odpovídá ose hlavního otočného čepu (2). Aretace v požadované úhlové pozici se provádí manuálně pomocí šroubu (3) nebo kolíku, který prochází drážkou a fixuje modul vůči pevnému rámu zařízení.



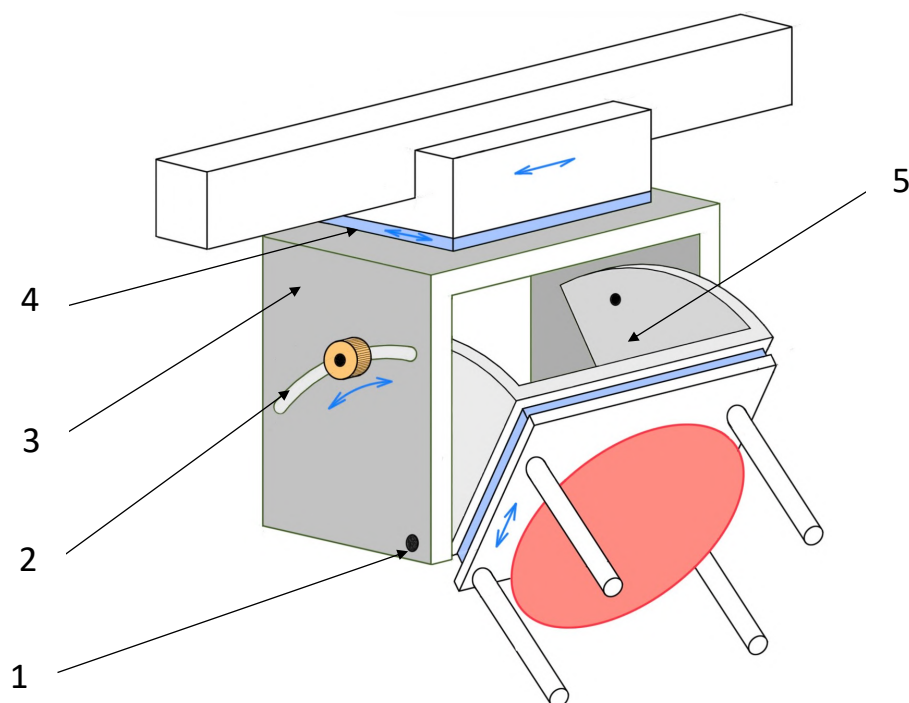
Obrázek 27 - Schéma kulisového mechanismu s otevřeným ramenem

Výhodou tohoto řešení je především konstrukční jednoduchost, nízká hmotnost a intuitivní ovládání, které umožňuje rychlou změnu úhlu náklonu. Hlavní nevýhodou však představují vysoké nároky na tuhost vyloženého ramene a přesnost uložení všech rotačních prvků. Jakákoliv provozní vůle v mechanismu by mohla vést k mikro-vyosení modulu během jízdy, což by vnášelo do kontaktu parazitní složku skluzu a zkreslovalo naměřená data.

4.2.2 Kulisový mechanismus integrovaný ve skříňovém rámu

Tato varianta využívá podobný kinematický princip naklápění kolem otočného čepu (1), avšak vodicí kulisa (2) je zde integrována přímo do bočnice uzavřeného skříňového rámu (2). Měřicí modul je v tomto případě uložen uvnitř rámu, který je zavěšen na aretovatelném horním vedení (4) zajišťujícím příčný posuv. Aretace úhlu se provádí skrze bočnici rámu, čímž dochází k fixaci vnitřního výklopné kolébky (5) vůči vnější nosné konstrukci. Toto uspořádání dovoluje efektivní integraci pohonů i přitlačných prvků do jednoho celku.

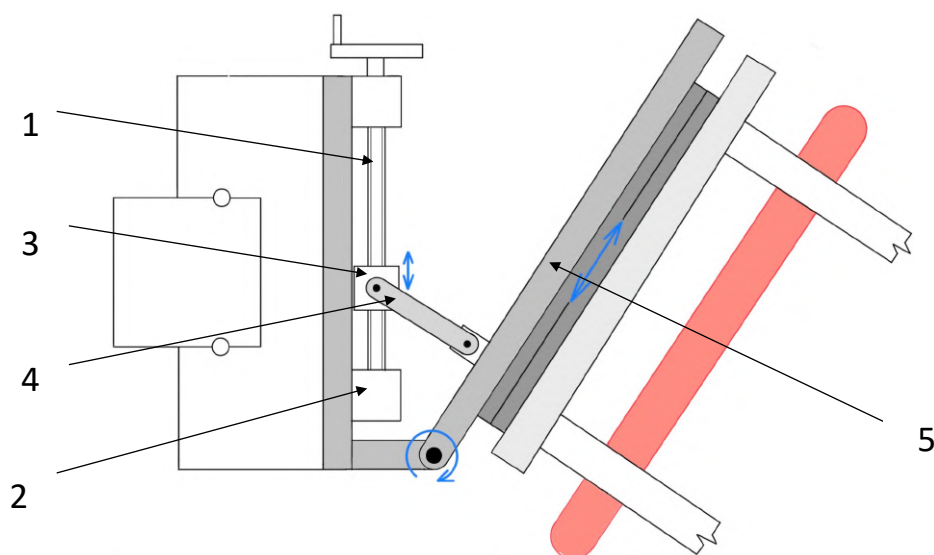
Zásadní výhodou je výrazně vyšší strukturní tuhost skříňové konstrukce, která účinně eliminuje vibrace a nežádoucí deformace během měření. Uzavřený rám navíc poskytuje vynikající mechanickou ochranu pro vnitřní komponenty, jako jsou lineární vedení, pružinový mechanismus či případné servopohony pro automatizaci přitlaku. Nevýhodou je vyšší celková hmotnost a technologická náročnost výroby rámu, kde musí být dodržena přesná sousost čepů a vodicích prvků v obou bočnicích.



Obrázek 28 – Schéma konceptu skříňového rámu

4.2.3 Mechanismus se šroubovým převodem a vodící kostkou

Tento koncept využívá kloubový mechanismus ovládaný pohybovým šroubem (1) k transformaci rotačního pohybu na naklápění. Pohybový šroub, uložený v pevných pouzdrech na rámu (2), nese posuvnou těleso (kostku) (3), která je skrze otočné táhlo (4) spojena s naklápěcí deskou (5) modulu. Rotací šroubu se mění poloha kostky, což vyvolává plynulou změnu úhlu naklonění celého uzlu. Mechanismus tak využívá principu šroubového zvedáku pro dosažení vysokých sil a jemného krokování.



Obrázek 29 – Schéma šroubového převodu s táhlem

Tento koncept naklápění nabízí výhodu plynulého nastavení úhlu náklonu s vysokou mírou samosvornosti, což zabraňuje nechtěným změnám polohy během měření. Zásadní nevýhodou je však nízká tuhost soustavy a riziko nepříznivých kinematických stavů. V krajní horní poloze hrozí při svislém měření kritické „prolomení“ táhla směrem k lineárnímu vedení. Při extrémním náklonu 70° by navíc docházelo ke značnému ohybovému namáhání vodícího šroubu, což zvyšuje tření a opotřebení mechanismu. V porovnání s variantou integrovanou v boxu je zde také výrazně obtížnější aplikace zvoleného systému přitlaku s vedenou maticí i integrace servomotoru pro automatizaci stlačování pružiny.

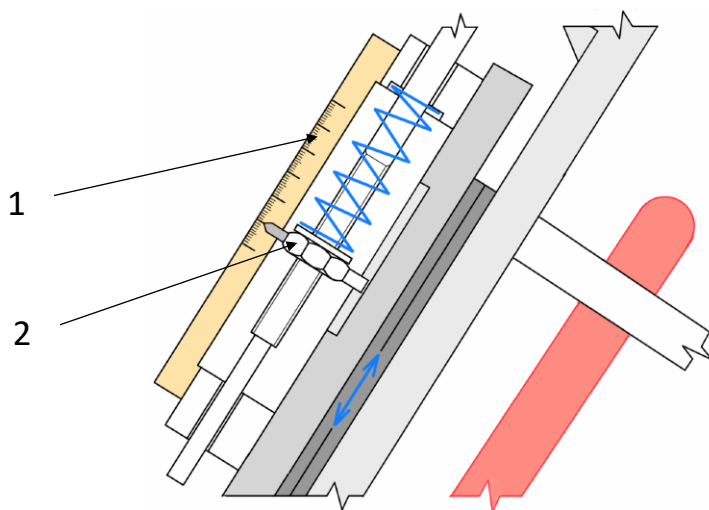
4.2.4 Vyhodnocení způsobů naklápění měřícího modulu

K rozpracování byla zvolena varianta se **skříňovým rámem**, která jako jediná efektivně zajišťuje tuhost soustavy a ochranu mechanismů. Na rozdíl od šroubových převodů eliminuje riziko kritických kinematických stavů a ohybového namáhání prvků. Skříňová konstrukce navíc umožňuje integraci zvoleného přitlaku i automatizaci pomocí přídavného motoru. Tato koncepce tak poskytuje nejlepší předpoklady pro stabilní měření bez parazitního skluzu i při maximálním náklonu modulu.

4.3 Způsoby odečítání přítláčné síly

4.3.1 Vizuální odečítání pomocí stupnice

Tento princip využívá mechanické pravítko (1) se stupnicí v Newtonech, upevněné přímo nad pružinou. Aktuální síla se určuje podle polohy vodící matice (2), přičemž hodnoty na stupnici jsou předem spočítány podle tuhosti pružiny a váhy modulu. Hlavní výhodou je jednoduchost a velmi nízké náklady na výrobu. Metoda má však několik vážných nedostatků. Prvním je riziko chyby obsluhy, která může hodnotu špatně přečíst kvůli nedostatku světla nebo špatnému úhlu pohledu. Zásadním problémem je pak naklápění modulu, protože s rostoucím úhlem se mění vliv váhy modulu na celkový přítlak, takže pevná stupnice by ukazovala správně jen v jedné poloze. V případě integrace do skříňového rámu je navíc stupnice umístěna uvnitř boxu, což ji činí téměř nepřístupnou pro rychlou a přesnou regulaci přítlaku.

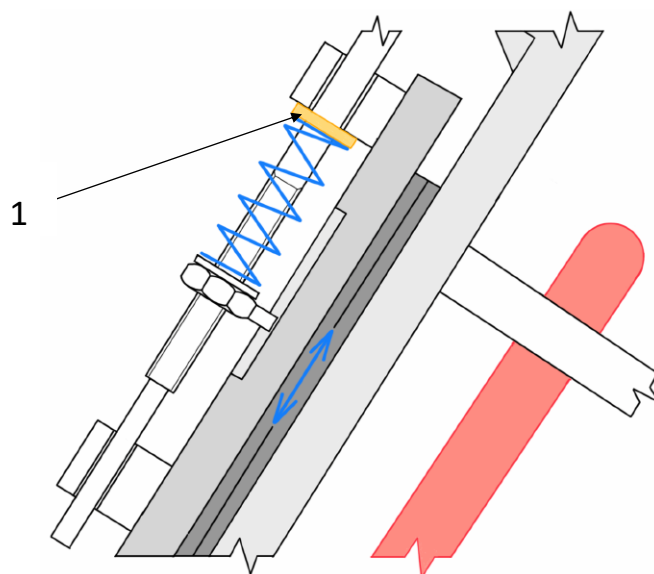


Obrázek 30 - Schéma způsobu odečítání síly pomocí pravítka

4.3.2 Tenzometrická podložka

Koncepce využívá prstencového tenzometru umístěného přímo pod patou pružiny. Tenzometr převádí mechanickou sílu na elektrický signál, který je kabelem přenášen do vyhodnocovací jednotky s displejem. Tento systém poskytuje okamžitou a přesnou informaci o aktuálním silovém zatížení pružiny. Velkou výhodou je vysoká přesnost a opakovatelnost nastavení. Nevýhodou je obdobně jakou u předchozí koncepce působení tíhové složky síly od modulu, kde by musela obsluha tuto složku dopočítávat a odčítat od požadovaného zatížení pružiny. Tento problém by se však mohl eliminovat vytvořením softwarového algoritmu pro kompenzaci úhlového rozkladu tíhových sil modulu, který by dovozoval obsluze sledovat reálnou hodnotu síly v kontaktu kolo-kolejnice.

Toto řešení umožňuje v kombinaci s elektropohonem stavěcího šroubu plně automatizované a intuitivní řízení přítlaku. Značnou nevýhodou jsou dále vyšší pořizovací náklady na měřicí řetězec a nutnost napájení elektroniky, což je však vyváženo výrazným zkrácením času nastavování v terénu



Obrázek 31 - Schéma digitálního snímání síly

4.3.3 Vyhodnocení způsobů odečítání přítláčné síly

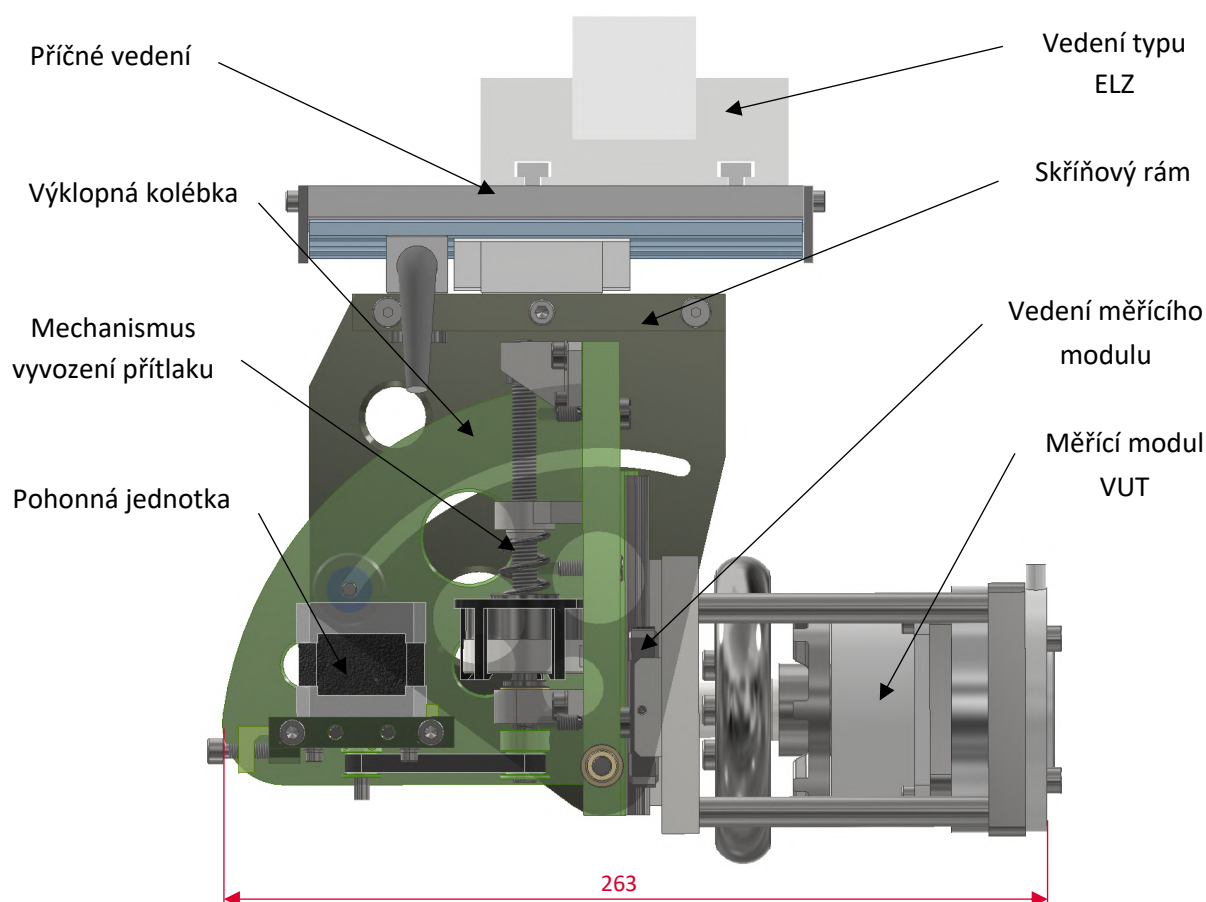
Při srovnání obou způsobů řešení byl zvolen jako vítězná varianta **prstencový tenzometr**. Na rozdíl od vizuálního měřítka, které je náchylné k chybám obsluhy a nepraktické při naklápění modulu, kdy odečítání hodnot ze stupnice obtížné, nabízí tenzometrický snímač vysokou přesnost a okamžitou digitální odezvu. Elektronické měření tak vytváří dobrý základ pro automatizaci přítlaku a do budoucna otevírá možnost softwarové kompenzace tíhových složek modulu pro libovolný úhel naklonění. V rámci konstrukčního řešení bude uvažován způsob nastavení stlačení pružiny s ručním odečtem tíhové složky dle aktuálního úhlu naklonění. Konstrukce bude ovšem plně připravena na budoucí zavedení softwaru, který tento proces automatizuje a výrazně zvýší komfort i přesnost měření v terénu.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Na základě koncepční analýzy a výběru nejvhodnějších variant jednotlivých uzlů je v této části práce detailně rozpracován finální konstrukční návrh výměnného modulu traťového tribometru. Hlavním cílem je volba a technické zdůvodnění zvolených prvků a ověření jejich funkčnosti pomocí kontrolních výpočtů. Modul je koncipován jako modulární systém, který klade důraz na tuhost, přesnost uložení a vysokou mobilitu v terénních podmínkách, přičemž splňuje následující klíčové technické požadavky:

- možnost plynulého naklápění v rozsahu 0° až 70° s aretací po 10° pro měření na temeni i boku kolejnice
- vyvození normálové síly v rozsahu 70 až 152 N nezávisle na úhlu náklonu
- automatizovaný pohon seřizovacího šroubu pro komfortní nastavení přitlaku
- integrované digitální snímání aktuální normálové síly v reálném čase

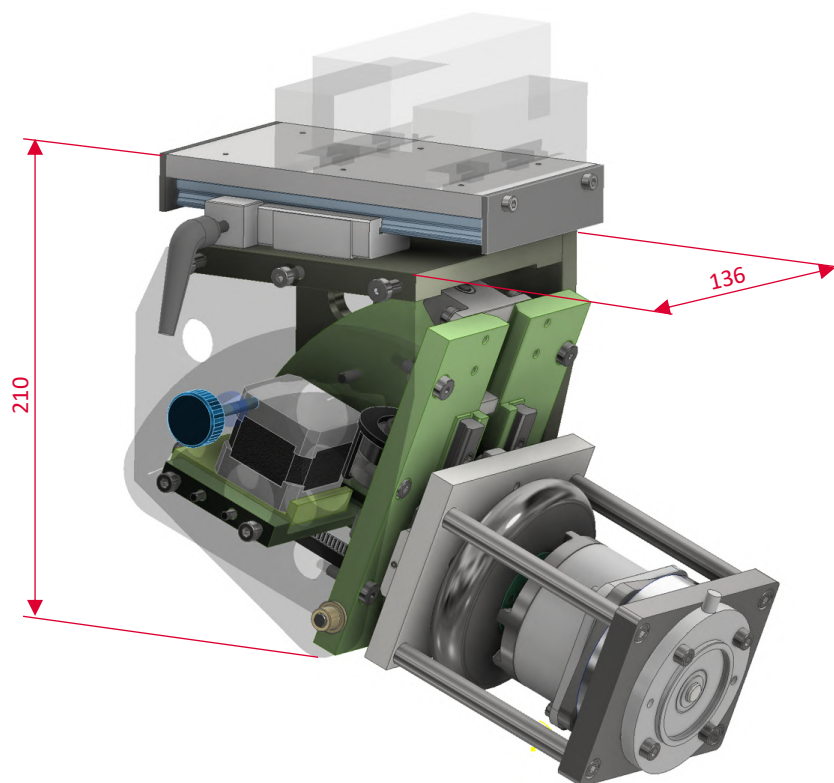
Konstrukční řešení je v této kapitole popsáno celku k detailu. Nejprve je pozornost věnována skříňovému rámu a výklopné kolébce se systémem naklápění, které tvoří základní strukturu modulu. Následně jsou podrobněji rozebrány navazující části, konkrétně svislé vedení, klíčový mechanismus vyvození přitlaku s pohonnou jednotkou a popis uzavírá příčné vedení. Stručný popis principu navrženého modulu je obsahem následující stránky.



Obrázek 32 - Modul traťového tribometru

Princip funkce navrženého modulu

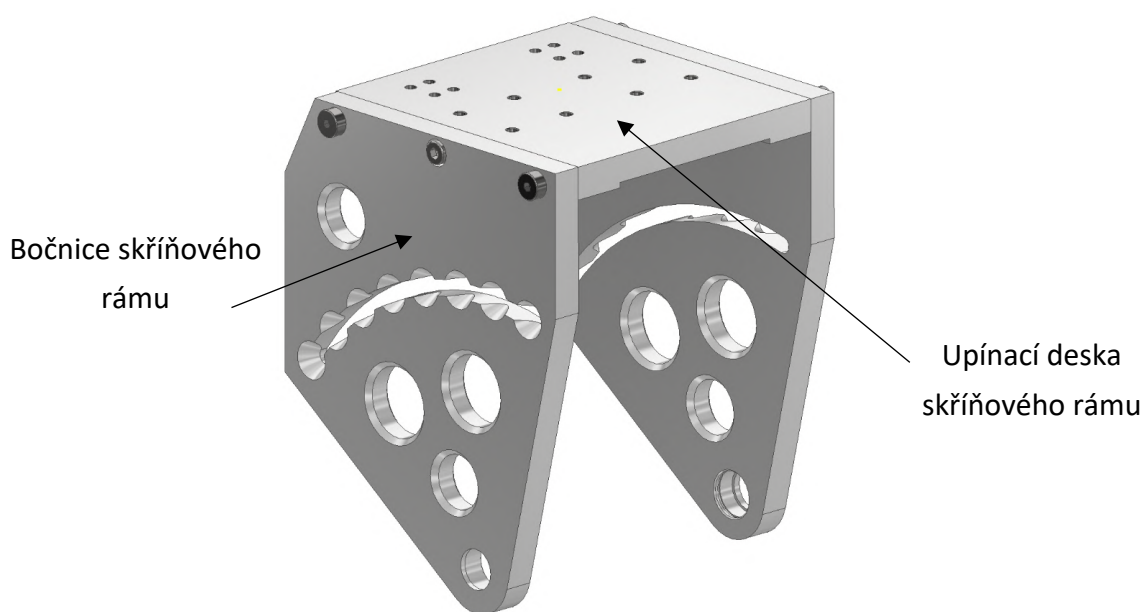
Modul je koncipován jako samostatný konstrukční celek uchycený k pojezdové části tribometru prostřednictvím příčného lineárního vedení. Základ tvoří tuhý skříňový rám, ve kterém je uložena výklopná kolébka nesoucí měřicí modul. Naklápění měřicího modulu je dosaženo natočením kolébky kolem dvojice čepů, přičemž požadovaná poloha je fixována aretačním šroubem s kuželovým osazením, který zapadá do kuželových zahloubení v obloukové kulise rámu. Tím je umožněno nastavení pracovního úhlu v rozsahu 0° až 70° , což dovoluje měření jak na temeni, tak na pojížděné hraně kolejnice, pouze použitím jednoho multifunkčního modulu. Samotný měřicí modul (převzatý ze stávajícího traťového tribometru VUT) je uložen na dvojici lineárních vedení, která umožňují jeho posuv ve směru působení normálové síly a současně zajišťují kopírování menších nerovností povrchu kolejnice bez změny nastaveného úhlu. Normálová síla v kontaktu měřicího kola a kolejnice je vyvozována stlačením tlačné pružiny. Ke stlačení pružiny dochází pohybem vedené matice, jejíž posuv je vyvolán otáčením polohovacího šroubu poháněného krokovým motorem přes ozubený řemen. Generovaná síla pružiny je následně přenášena přes vodící kroužek a prstencový tenzometr do ramene spojeného s měřicím modulem. Tenzometrický snímač umožňuje průběžné snímání velikosti vyvozené síly, přičemž skutečná normálová síla v kontaktu je určena se zohledněním tíhové složky měřicího modulu v závislosti na aktuálním úhlu naklopení. Při návrhu modulu byla dále zohledněna snadná manipulovatelnost a celková hmotnost činí cca 10,6 kg. Celkovou výšku modulu je možné vidět na obr. 33. Pro lepší představu celkové konstrukce modulu a ustavení modulu na širokopatní kolejnici jsou v příloze 1 vloženy další obrázky.



Obrázek 33 - Naklápěcí modul traťového tribometru

5.1 Skříňový rám

Základní nosnou část celého zařízení tvoří skříňový rám, který byl zhodnocen v kapitole 4.2.2 jako nejvhodnější řešení. Tento rám zajišťuje tuhé propojení měřicího modulu s pojezdovým ústrojím tribometru. Konstrukce se skládá ze dvou bočnic a upínací desky rámu, na jejíž horní ploše jsou zhotoveny otvory pro upevnění vozíků lineárního vedení a brzdy vedení, které umožňují příčný posuv celého modulu. Nutnosti použití příčného vedení a jeho konkrétním uspořádáním se pro plynulost detailně věnuje kapitola 5.7. V obou bočnicích je zhotovena kruhová kulisa s řadou kuželových zahlboubení a otvory pro uložení kluzných pouzder, která plní svoji hlavní funkci při naklápění měřicího modulu, čemuž se detailně věnuje následující kapitola 5.3.



Obrázek 34 - Skříňový rám

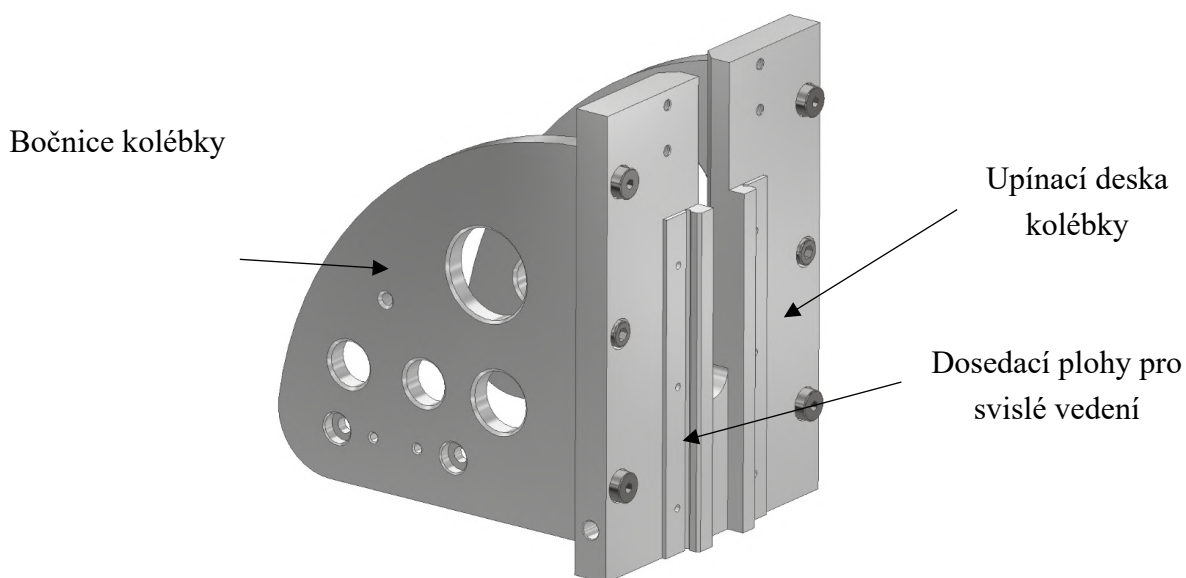
Všechny části rámu jsou vyrobeny z duralu EN AW-7075. Tento materiál byl upřednostněn před běžnými konstrukčními oceli z důvodu vynikající poměru pevnosti k hmotnosti [44], která umožňuje dosáhnout srovnatelných mechanických vlastností při třetinové hmotnosti. Hlavním cílem této volby je snaha o snížení celkové hmotnosti těchto rozměrnějších dílů, čímž je zajištěna snadná manipulovatelnost se zařízením v polních podmínkách tratě jednou osobou. Pro snížení hmotnosti z hlediska konstrukce jsou v obou bočnicích vyvrtány odlehčovací nefunkční otvory.

Upevnění bočnic k desce rámu

Upevnění bočnic k desce rámu je zajišťuje kombinace lícovaných a spojovacích šroubů (detailní zobrazení tohoto principu je možné vidět na (obr. 36). Přesné ustavení polohy umožňuje dvojice lícovaných šroubů ISO 7379–6–M5–10 [45]. Válcová část dřívku šroubu je spolu se zhotoveným otvorem v desce kolébky uložena v soustavě jednotné díry s vůlí v toleranci H9/f9. Toto řešení tak umožňuje jednoduchou montáž i případnou demontáž, při dosažení dostatečné souososti otvorů pro kluzná pouzdra, bez nutnosti použití vyrovnávacích přípravků, které by byly v dané konstrukci nepraktické. Celý spoj je doplněn jedním šroubem ISO 4762–M5x16 [46], jehož úkolem je vyvození potřebné svěrné síly v kontaktní ploše, čímž je dosaženo vysoké tuhosti a stability spoje proti účinkům vnějších sil během měřicího procesu

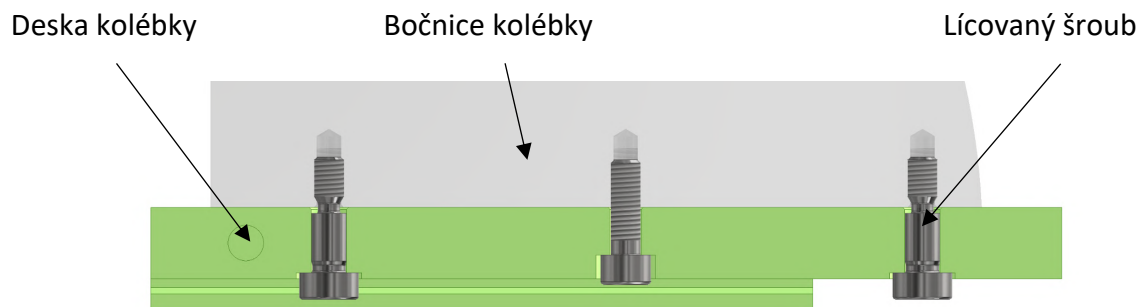
5.2 Výklopná kolébka

Výklopná kolébka je jeden z dalších hlavních konstrukčních uzlů celého měřicího modulu, protože zajišťuje polohování měřicího mechanismu vůči hlavě kolejnice a zároveň slouží jako nosná základna pro svislé vedení (kapitola 5.3) a všechny vnitřní komponenty. Je navržena jako tuhý a rozebíratelný celek, který bude spolu s dalším součástmi vykazovat vysokou tuhost konstrukce i při maximálním zatížení a náklonu. Sestava kolébky je tvořena, obdobně jako u skříňového rámu, třemi hlavními komponenty, kterými jsou dvojice bočnic (levá a pravá) a deska výklopné kolébky (obr. 35). Tento způsob řešení byl zvolen z důvodu technologičnosti výroby, kdy jednotlivé díly lze přesně vyfrézovat z polotovarů deskového typu a jednodušší montáže vnitřních prvků. Na desce výklopné desky je zhotovena drážka pro vedení matice, kde její přesnou funkci vysvětluje kapitola 5.5. a dosedací plochy pro zmiňované svislé vedení.



Obrázek 35 - Konstrukce výklopné kolébky

Z hlediska materiálové volby byl pro všechny tři části zvolen dural EN AW-7075, obdobně jako u výše popisovaného skříňového rámu v kapitole 5.1. U kolébky má toto řešení další důležitý význam pro snížení hmotového momentu setrvačnosti vůči ose rotace modulu. To obsluze umožňuje plynulejší nastavení požadovaného úhlu náklonu s vynaložením menší síly.



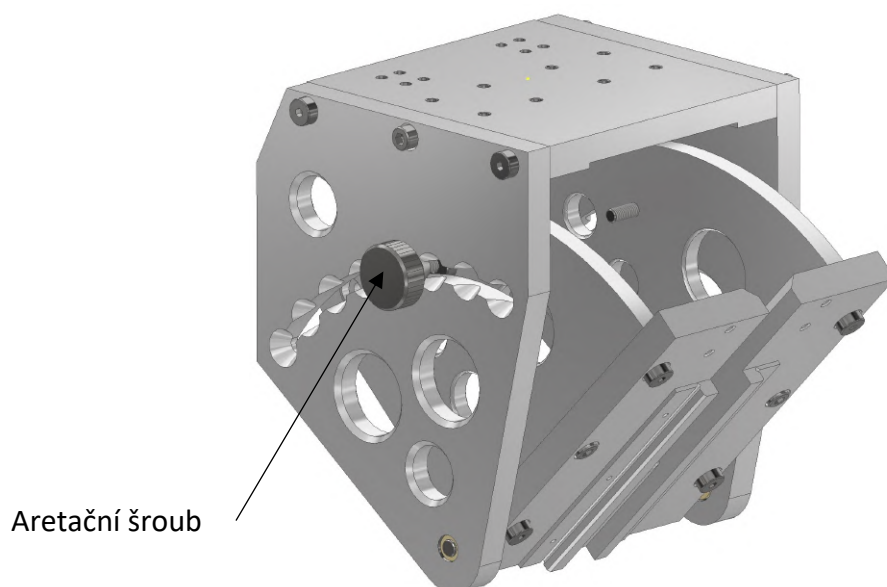
Obrázek 36 - Způsob upevnění bočnice k desce kolébky

Spojení bočnic s upínací deskou skříňového rámu využívá shodný konstrukční princip jako u skříňového rámu (kapitola 5.1). Přesná poloha a opakovatelná montáž bez nutnosti seřizování jsou zajištěny dvojicí lícovaných šroubů ISO 7379–6–M5–10 [45] v toleranci H9/f9, zatímco výslednou tuhost a svěrnou sílu spoje vyvozuje jeden doplňkový šroub ISO 4762–M5x16–12.9 [46].

5.3 Systém naklápění

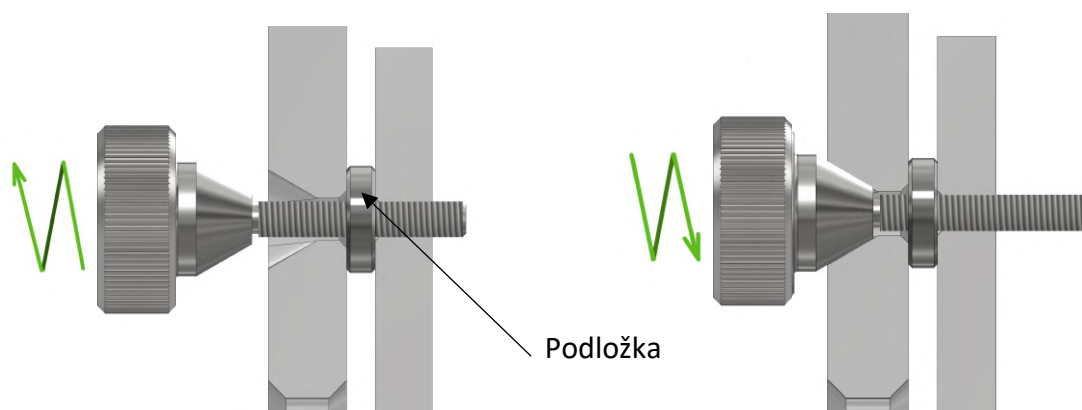
Konstrukce umožňuje naklápění měřicího modulu v rozsahu od 0° do 70°, což dovoluje měření součinitele tření jak na temeni, tak na pojížděné hraně kolejnice. Tato pracovní oblast je rozdělena po 10 stupních, čímž je zvýšena přesnost a opakovatelnost nastaveného úhlu náklonu (obr. 37). Hlavním prvkem polohovacího mechanismu je speciálně navržený aretační šroub, který je opatřen kuželovým osazením s vrcholovým úhlem 60°. Tento kužel při dotažení zapadá do odpovídajícího kuželového zahloubení v bočnici rámu, čímž je dosaženo přesného vystředění a vymezení veškerých vůlí v uložení (obr. 38).

Samotný princip přestavení úhlu je navržen s ohledem na ergonomii a rychlost obsluhy v polních podmínkách. V bočnici rámu je zhotovena oblouková drážka (kulisa), která umožňuje plynulý pohyb aretačního šroubu mezi jednotlivými polohami bez nutnosti jeho úplné demontáže. Aretační šroub zůstává trvale uchycen v závitovém otvoru bočnice výklopné kolébky. Při změně úhlu postačí šroub pouze povolit natolik, aby kuželová plocha opustila zahloubení, natočit modul do požadované pozice a šroub opětovně dotáhnout. Pro zlepšení celkové ergonomie je na válcové ploše zhotoveno přímé rýhování 1,2 ČSN 01 4930.



Obrázek 37 - Povolení aretačního šroubu (vlevo) a jeho utažení (vpravo)

Pro ochranu konstrukce je mezi bočnici kolébky a bočnici rámu vložena kompenzační podložka. Tato podložka vyrovnává rozdílnou vzdálenost mezi díly a vytváří pevnou oporu, která zabraňuje nežádoucímu ohybu bočnice kolébky při vyvození vysoké svěrné síly aretačním šroubem. Toto řešení také zvýší tuhost celé konstrukce při měření

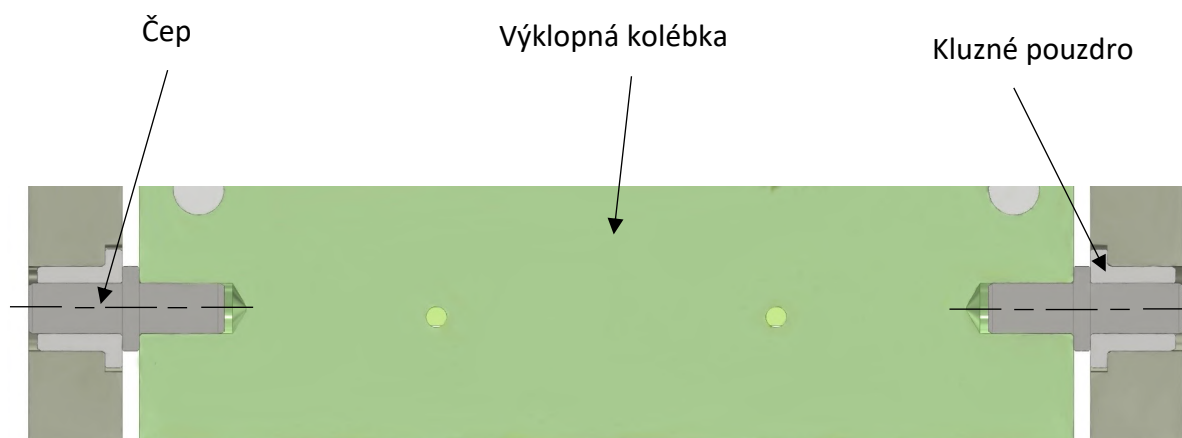


Obrázek 38 – Schéma principu naklápění

Uložení výklopné kolébky na rámu

Výklopná kolébka je ve skříňovém rámu popsáném v kapitole 5.1 uložena pomocí dvou čepů z oceli E295 a dvou plastových přírubových pouzder iglidur JFM 0610-10 [51], které tvoří hlavní osu naklápění. Plastová pouzdra jsou vhodná svým bezúdržbovým provozem bez nutnosti mazání a zároveň jsou vhodná do prašného prostředí. Vzhledem k tomu, že kolébka slouží pouze k pomalé nastavování natočení měřicího modulu, není nutné použít valivé uložení.

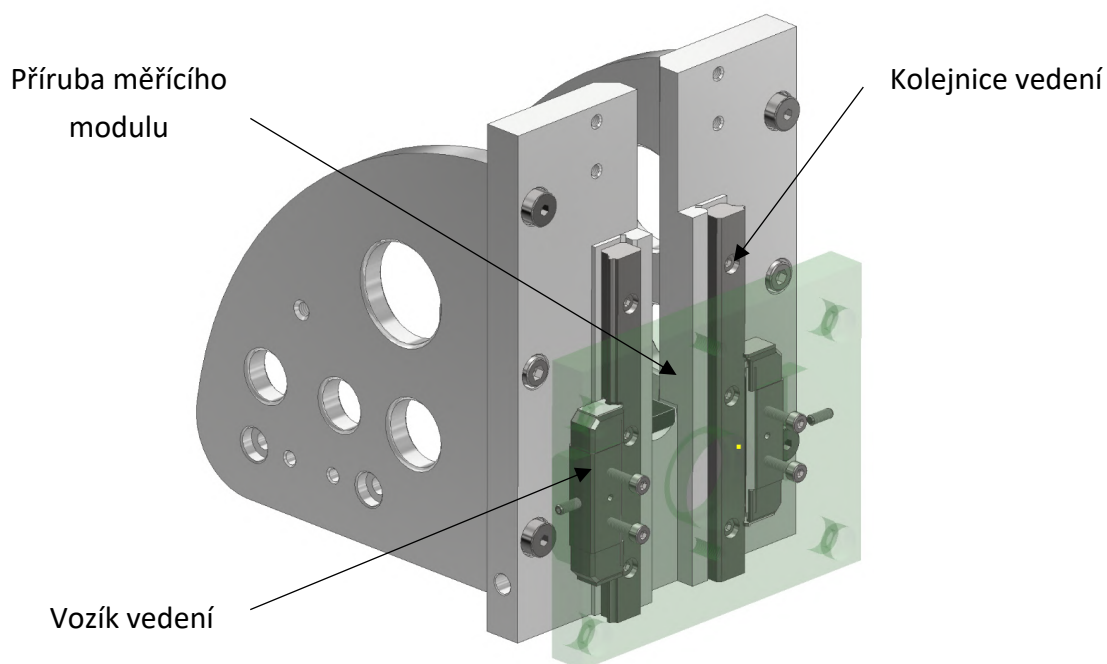
Čep, respektive jeho válcový konec je nalisován do desky výklopné kolébky s přesahem v systému základní díry H7/r6, přičemž jeho přesná axiální poloha je stanovena dosednutím na osazení. Kluzná pouzdra jsou nalisována v otvoru kolébky s otvorem H7. Axiální pohyb je zamezen pomocí příruby pouzder, která dosedne na dno válcového zahloubení. Toto zahloubení je zhotoveno primárně z důvodu úspory zástavbových prostorů. Detailní řešení uložení je možné vidět na následujícím obrázku. Axiální posuv kolébky je zamezen dotažením aretačních šroubů, kde svěrnou sílu zachycují podložky viz obr. 37, které z konstrukce vytvoří tuhý celek.



Obrázek 39 - Způsob uložení kolébky

5.4 Vedení měřicího modulu

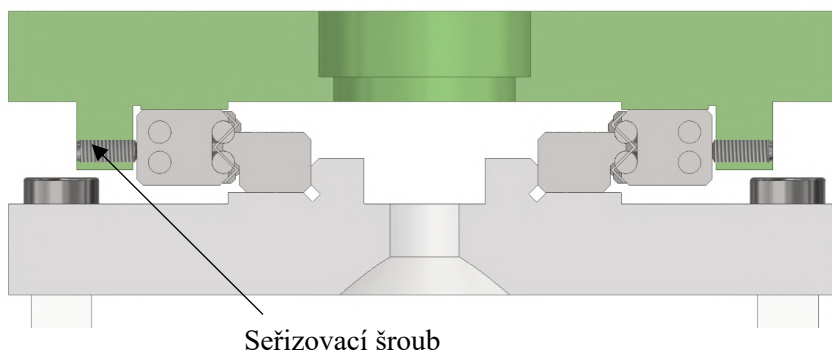
Svislé lineární vedení je navržené konstrukci nezbytným konstrukčním prvkem, neboť umožňuje použití pružinového mechanismu (kapitola 5.5) k vyvození normálové síly v kontaktu a kopírování nerovností povrchu kolejničky, které by mohl vést k vyklonění měřicího kola. Posun měřicího modulu zajišťuje dvojice paralelně uložených kuličkových lineárních vedení HR 1123 [49]. Konstrukční uspořádání využívá jeden vozík na každé kolejnici k přesnému vedení měřicího modulu vůči desce výklopné kolébky (viz obr.40). Zvolené řešení vyniká vysokou tuhostí při zachování minimálních zástavbových rozměrů a zároveň umožňuje přesné vymezení vůlí, což eliminuje chvění měřicího modulu. Volba valivého vedení namísto kluzného je také realizována se snahou zvýšení mechanické účinnosti převodu přítláčné síly, jelikož předchozí generace tribometrů vykazovaly nejistoty, způsobené pasivními odpory, kolem 5 % (40).



Obrázek 40 - Princip uložení kuličkového vedení HR 1123

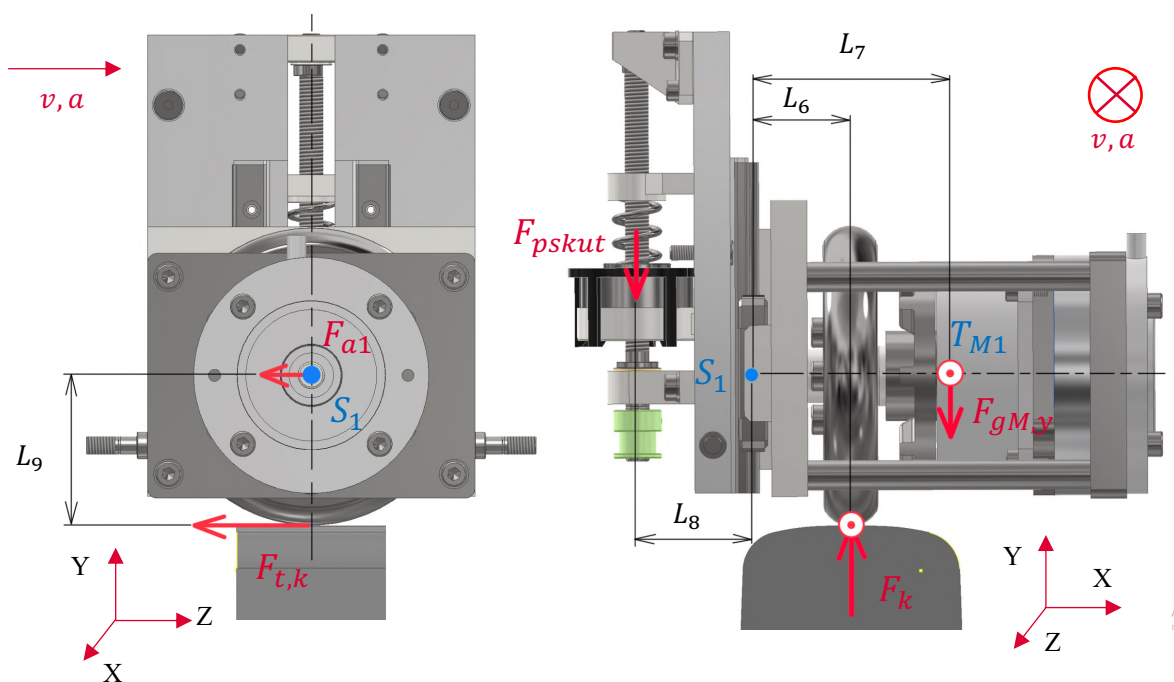
Popis uložení

Na desce výklopné kolébky jsou zhotoveny přesně opracované dosedací plochy s drsností $Ra\ 0,8$, které slouží k přesnému ustavení kolejnic. Toto řešení výrazně zjednodušuje montáž, neboť odpadá nutnost složitého seřizování rovnoběžnosti kolejnic. Samotné kolejnice [49] jsou k desce připevněny pomocí šroubů ISO 4762 M3x1 [46]. Odpovídajícím způsobem je upravena také příruba měřicího modulu, na které jsou vyfrézovány opěrné plochy pro usazení vozíků kuličkového vedení [49]. Kontakt vozíků s kolejnicí je možné pomocí seřizovacího šroubu ČSN 4482 M3x8 [46] regulovat (obr. 41). Dotažením tohoto šroubu lze nastavit minimální vůli vedení, která umožní potlačit nežádoucí vibrace během měření a tím zpřesnit naměřená data.



Obrázek 41 – Konstrukční řešení regulování vůle kuličkového vedení

Zvolené lineárního vedení je třeba zkontrolovat na jeho namáhání klopným momentem, neboť je pro správnou funkci zařízení nutné, aby kuličkové vedení vznikající momenty plně zachytilo a nevniklo do vnitřního mechanismu (kapitola 5.5). Na vedení působí momenty kolem všech os procházející bodem S_1 . Moment $M_{klop1,z}$ je tvořen silami vznikající při generování požadované normálové síly v kontaktu kola $F_k = 152 \text{ N}$ [34], kde $F_{pskut} = F_k - F_{gM,y}$. (vznik této síly je popsán v kapitole 5.5.3) Klopný moment $M_{klop1,x}$ vzniká působením třecí síly v kontaktu $F_{t,k} = 76 \text{ N}$ (pro výpočet uvažován součinitel tření 0,5 z kapitoly 2.3) a moment $M_{klop,y}$ vlivem třecí síly a síly F_{a1} od hmotnosti modulu vynásobené zrychlením $a = 0,676 \text{ m.s}^{-2}$, které je stanoveno z rychlosti horizontálního vedení $0,26 \text{ m.s}^{-1}$ [34] a zvolené dráhy rozjedu 50 mm [28]. Výpočet je proveden jak pro náklon modulu 0° , tak pro maximální náklon 70° , kde s cosinem úhlu dochází k rozkladu tíhové síly F_{gM} . Momenty v jednotlivých osách jsou počítány z momentových rovnic k průřezu S_1 a jejich hodnoty jsou uvedeny v tab. 1. včetně dovolených hodnot momentů danými výrobcem [49].



Obrázek 42 - Silové schéma pro kontrolu vedení HR1123i

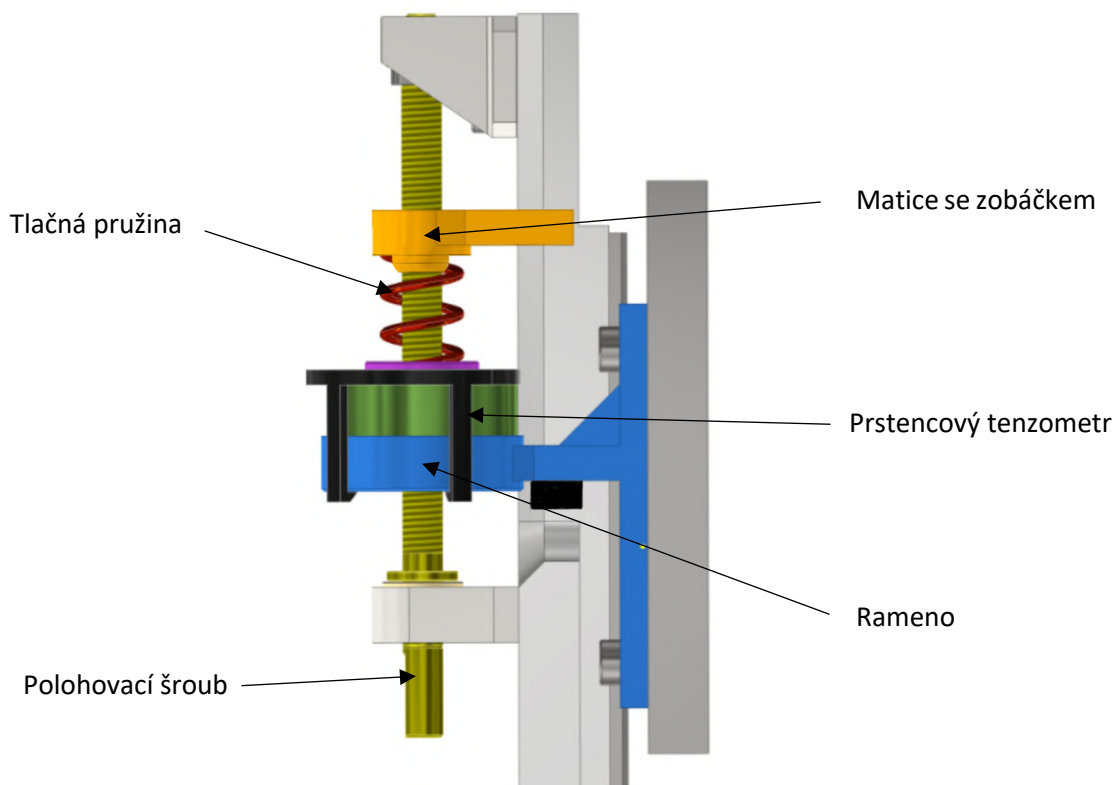
Tabulka 1 - Vypočtené a dovolené hodnoty klopných momentů pro vedení HR 1123

Úhel náklonu [°]	0	70	Dovolené
M_x [Nm]	3,8	3,8	47,2
M_y [Nm]	2,54	2,54	neuveďeno
M_z [Nm]	6,05	9,164	47,2

Srovnání vypočtených hodnot s dovolenými limity potvrzuje, že navržené vedení plně vyhovuje a výrazná bezpečnostní rezerva zajišťuje vysokou tuhost a stabilitu vymezené vůle. Ačkoliv výrobce v technické dokumentaci neuvádí dovolenou hodnotu pro moment M_y při použití paralelního uložení kolejnic, jeho vypočtená hodnota je řádově nižší než v ostatních osách a lze ho tak považovat za vyhovující i v tomto směru.

5.5 Mechanismus vyvození přtlaku

Způsob vyvinutí normálové síly v kontaktu vychází z vybraného koncepčního řešení mimosového uložení pružiny s vedenou maticí (kapitola 4.1). Původní koncept využívající manuální otáčení šroubu pomocí imbusového klíče byl upraven tak (obr.43), aby umožňoval krokového motoru (kapitola 5.6). Tlačná pružina byla pro tento účel vyhodnocena jako nejvhodnější silový prvek již v analytické části práce (kapitola 3.2), především díky své lineární charakteristice a nezávislosti na gravitaci, což je pro měření při náklonu žádoucí.



Obrázek 43 - Schéma pružinového mechanismu

Polohovací šroub je otočně uložen ve dvou kluzných pouzdrech (jejich detailní popis a volba jsou předmětem kapitoly 5.5.1) a prochází středem celého mechanismu, který tvoří ocelové rameno, prstencový tenzometr, tlačnou pružinu až do speciálně navržené matice se zobáčkem (obr. 43).

Generování síly probíhá vlivem rotace polohovacího šroubu poháněným krokovým motorem a ozubeným řemenem (pohonem se zabývá kapitola 5.6), která se transformuje na přímočarý pohyb matice, která stlačuje pružinu. Otáčení matice je zamezeno jejím zobáčkem, který je veden ve vyfrézované drážce desky výklopné kolébky s vůlí 0,5 mm na každé straně. Jelikož se matice otáčením šroubu pouze posouvá a nerotuje, je zcela eliminováno torzní namáhání pružiny vznikající vlivem tření mezi čelem rotující matice a broušenou dosedací plochou

pružiny. Vyvozená síla z pružiny působí přes vodící kroužek na funkční plochu prstencového tenzometru (kapitola 5.5.3), který v reálném čase monitoruje její velikost. Tenzometr dosedá na válcovou část ocelového ramene, do kterého se síla kompletně přenáší. Zajištění tenzometru je provedeno pomocí plastového držáku vyrobeného 3D tiskem, který se opře o nefunkční osazení snímače a zhotovené zobáčky se zachytí za spodní hranu ramene. Aby nedocházelo ke kolizi s upínací deskou kolébky (kapitola 5.2.) je na rameni přilepen gumový blok.

Přenášející rameno tvoří tuhou spojku s přírubou měřicího modulu. Prochází středovou vyfrézovanou drážkou v desce výklopné kolébky. Šířka ramene je záměrně navržena o 4 mm menší než šířka této drážky, čímž vzniká dostatečná vůle zabráňující zadření či tření mezi jednotlivými komponenty. Spojení ramene s přírubou modulu zajišťuje dvojice lícovaných šroubů ISO 7379- 5 - M4 [45]. Válcový dřík těchto šroubů v toleranci f9 tvoří s otvory v toleranci H9 uložení s vůlí, které zaručuje jednoznačné ustavení a přesnou polohu ramene při montáži bez nutnosti dodatečného seřizování (obr. 44).



Obrázek 44 - Detail uchycení ramene k přírubě modulu

Tlačná pružina

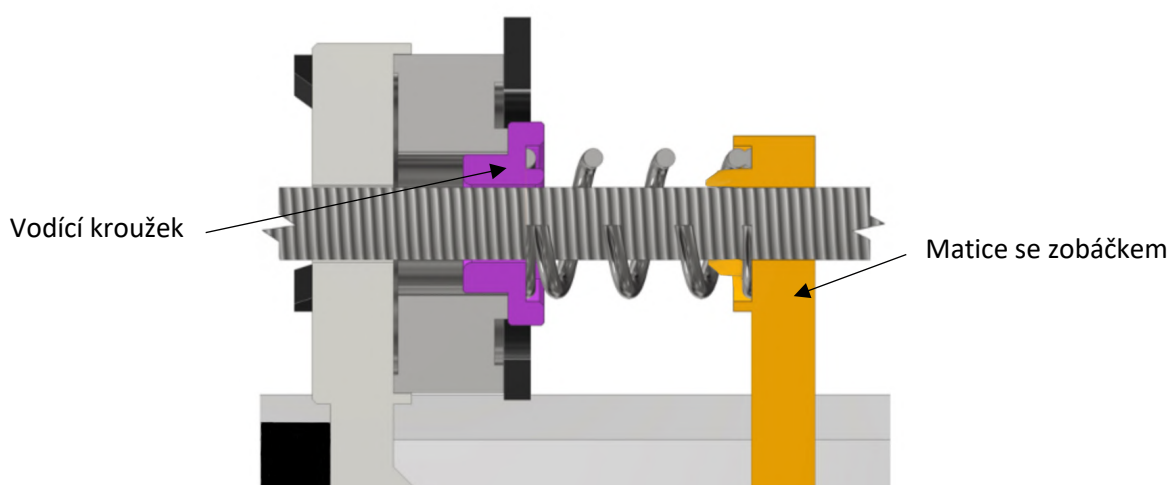
Pro vyvození přítlačné síly byla zvolena tlačná pružina z pružinové oceli od společnosti Hennlich [50] s maximální pracovní silou 243,6 N při plném stlačení. Přestože je normálová provozní síla stanovena na 152 N, byla pružina záměrně naddimenzována, aby v běžném pracovním režimu nedocházelo k jejímu maximálnímu namáhání, což prodlužuje její životnost a zajišťuje stabilní lineární charakteristiku. Technické parametry zvolené pružiny jsou shrnuty v následující tabulce:

Tabulka 2: Parametry tlačné pružiny [50]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Průměr drátu	d	2,1	[mm]
Vnitřní průměr	Di	12,5	[mm]
Vnější průměr	De	16,7	[mm]
Průměr vodícího trnu	Dd	12,2	[mm]
Průměr vodícího pouzdra	Dh	17,3	[mm]
Délka v plně zatíženém stavu	Ln	12,1	[mm]
Délka v nezatíženém stavu	Lo	25	[mm]
Síla v plně zatíženém stavu při Ln	Fn	243,6	[N]
Tuhost	R	18,94	[N · mm ⁻¹]

Vedení pružiny

Pro zajištění správné funkce a souososti jsou na matici vysoustružena vodící osazení s průměrem trnu a pouzdra stanoveným výrobcem pružin HENNLICH (přesné hodnoty je možné vidět výše v tab.2. Na trnu matice je dále zhotoveno sražení pod úhlem 30°, které plní funkci správného navedení pružiny. K rovnoměrnému rozložení síly na funkční plochu tenzometru slouží vodící kroužek. Vnější průměr jeho válcové části, procházející otvorem tenzometru, je navržen s celkovou vůlí 1 mm a opatřen zkosením 3 mm pod úhlem 30°. Toto řešení zaručuje, že i v případě vychýlení vodícího kroužku, jehož vnitřní průměr je vyroben s radiální vůlí 0,3 mm vůči závitům šroubu, dojde díky náběhům k jeho správnému vklouznutí do otvoru tenzometru. Vnitřní hrany vodícího kroužku jsou navíc zaobleny na poloměr 2 mm, aby nedocházelo k jejich zasekávání do závitů polohovacího šroubu M8.



Obrázek 45 - Princip vedení tlačné pružiny

5.5.1 Uložení polohovacího šroubu

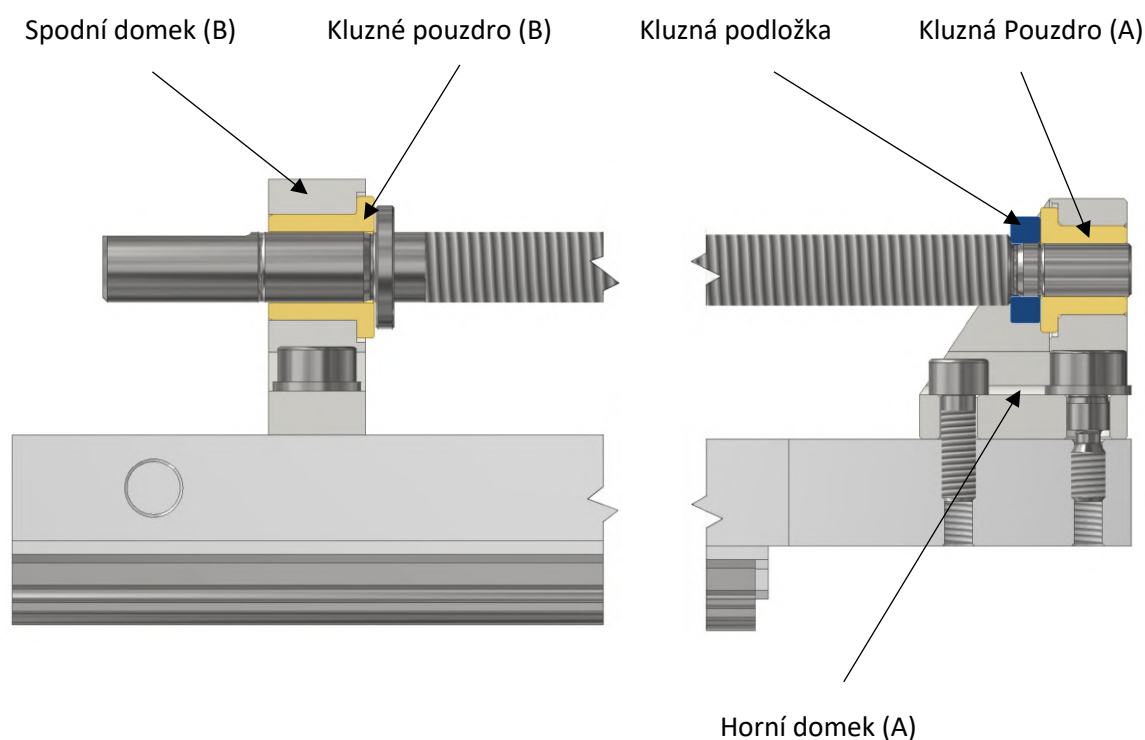
Uložení polohovacího šroubu je realizováno pomocí dvou plastových přírubových pouzder iglidur [51, 52]. Zvažováno bylo také použití valivých ložisek, čímž by bylo dosaženo nižšího pasivního odporu, avšak při daných prostorových omezeních by byla jejich integrace konstrukčně neefektivní. Jako alternativa byla zvažována i kompozitní kluzná ložiska s PTFE vrstvou, která sice vynikají výbornými kluznými vlastnostmi, ale jejich tenká funkční vrstva je vysoce náchylná k abrazivnímu opotřebení. Vzhledem k tomu, že bude tribometr provozován převážně v terénních podmínkách se zvýšenou prašností a vlhkostí, nebyla tato varianta z důvodu nízké životnosti vyhodnocena jako vhodná.

Zvolená plastová ložiska iglidur tak představují optimální kompromis mezi kompaktními rozměry a příznivým součinitelem tření 0,06 až 0,18 [51, 52]. Mírně vyšší součinitel tření kluzného uložení oproti valivému je v konstrukci kompenzován volbou výkonnějšího krokového motoru s dostatečnou rezervou krouticího momentu (kapitola 5.6).

Tato ložiska jsou vhodná do prašného prostředí, odolná vůči nečistotám, schopná přenášet vyvozené radiální i axiální zatížení a není je nutno mazat. Zajišťují tak vysokou spolehlivost celého přitlačného mechanismu.

Konstrukční provedení uložení

Přírubová kluzná pouzdra jsou v horním a dolním domku (obr. 46) uložena v otvorech s tolerancí H7, v souladu s doporučením výrobce [51, 52]. Pravé pouzdro A o vnitřním průměru 6 H9 je uloženo s vůlí na válcovém konci čepu s tolerancí h9. Ve shodných tolerancích je uloženo i levé pouzdro B o vnitřním průměru 8 mm. V obou upínacích domech je zhotoveno zahloubení pro přírubu ložiska. Toto řešení bylo zvoleno pro malou úsporu zástavbového prostoru, čímž se zvýší pracovní zdvih matice se zobáčkem. Vnitřní hrany domků jsou opatřeny zkosením pod úhlem 30° pro usnadnění montáže a správné usazení pouzder.



Obrázek 46 - Uložení polohovacího šroubu

Jelikož má válcový konec polohovacího šroubu u pravého ložiska A průměr pouze 6h9, byla by styková plocha mezi osazením závitu M8 a přírubou ložiska příliš malá. To by vedlo k vysokému měrnému tlaku a nadměrnému opotřebení plastové příruby.

K vyřešení tohoto problému je na šroubu nalisována s přesahem H7/r6 kluzná podložka s broušenou opěrnou plochou s drsností Ra 0,4. Podložka se opírá o čelo závitu a svou broušenou plochou dosedá na přírubu pouzdra (viditelné na Obr.46). Tímto konstrukčním zásahem se výrazně zvětšila kontaktní plocha, snížil měrný tlak a prodloužila se životnost uložení. Na opačném konci je šroub opatřen osazením, které se opírá o přírubu levého pouzdra. Celková vzdálenost mezi těmito funkčními plochami je navržena tak, aby v sestavě vznikla axiální vůle 0,3 mm. Vzhledem k tomu, že síla je snímána prstencovým tenzometrem, nemá tato drobná vůle vliv na přesnost měření, ale spolehlivě zamezuje vzpříčení šroubu mezi domky vlivem výrobních tolerancí.

Kontrolní výpočet ložisek

Na levé kluzné pouzdro A (obr.46) působí radiální síla $F_{RA,y}$ (19). Pravé pouzdro B je zatěžováno radiální silou $F_{RB,y}$ (17) (výpočet těchto sil se podrobněji věnuje následující kapitola 5.5.2.) a na jeho přírubu působí axiální síla od pružiny F_p , která je pro tento výpočet uvažována 160 N (na straně bezpečnosti). Následující výpočet je kontrolou plastových ložiska na statickou únosnost, jestli danému zatížení odolají bez vzniku plastické deformace. Všechny hodnoty potřebné k výpočtu jsou zapsány v příložené tab.2:

Tabulka 3: Parametry plastových kluzných pouzder Iglidur [51,52] a působící síly

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Reakční síla kluzného pouzdra A	$F_{RA,y}$	116,8	[N]
Reakční síla kluzného pouzdra B	$F_{RB,y}$	16,8	[N]
Výpočtová síla pružiny	F_p	160	[N]
Maximální povrchový tlak kluzných pouzder	$p_{p,dov}$	35	[Mpa]
Vnitřní průměr pouzdra A	d_A	8	[mm]
Vnitřní průměr pouzdra B	d_B	6	[mm]
Šířka pouzdra A	b_A	12	[mm]
Šířka pouzdra B	b_B	10	[mm]

Výrobce IGUS [51,52] uvádí přímo hodnoty maximálního doporučeného tlaku, kterým je možné plastová pouzdra namáhat, proto bude ve výpočtu stanoven kontaktní tlak v každém pouzdru a jeho hodnota bude porovnána s touto hodnotou. Působící tlakové napětí (v radiálním směru) v pouzdru A je stanoveno vztahem (5) a v pouzdře B rovnicí (6)

$$p_{p,A} = \frac{F_{RA,y}}{d_A \cdot b_A} = 1,22 \text{ MPa} \quad (5)$$

$$p_{p,B} = \frac{F_{RB,y}}{d_B \cdot b_B} = 0,28 \text{ MPa} \quad (6)$$

Tlakové napětí v radiálním směru v obou pouzdrech je hluboko pod maximálním doporučeným tlakem 35 MPa. Ložiska tedy vyhovují této tlakové podmínce a provoz tak bude spolehlivý.

U kluzného pouzdra B je dále zapotřebí vypočítat axiální tlak $p_{pB,x}$ působící od nalisované podložky na přírubu. Toto tlakové napětí je stanoveno ze vztahu (7). Rozměry podložky potřebné k výpočtu jsou uvedeny v tab. 3.

Tabulka 4: Rozměry podložky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Vnější průměr podložky	D _{pod}	12	[mm]
Vnitřní průměr podložky	d _{pod}	6	[mm]

$$p_{pB,x} = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot (D_{pod}^2 - d_{pod}^2)} = 1,89 \text{ MPa} \quad (7)$$

Tlak působící na přírubu pouzdra B je vyhovující, neboť jeho hodnota je menší než dovolená hodnota tlaku $p_{p,dov}$ (viz. tab.3).

Způsob upevnění domků

Pravý domek (A) je vystaven výraznějšímu namáhání na ohyb. Z tohoto důvodu je těleso domku opatřeno zpevňujícími žebry, která zvyšují jeho tuhost a pevnost. Domek je k desce výklopné kolébky připevněn pomocí čtveřice šroubů, z nichž dva jsou klasické ISO 4762 – M4x16 [46] a dva lícované ISO 7379-5-M4 [45] (uchycení je možné vidět na obr.46). Použitím lícovaných šroubů je dosaženo přesného a snadného ustavení dílu při montáži a zejména pro zajištění souososti ložiskových otvorů obou domků. Tento domek zároveň slouží jako výztuha desky kolébky, která je vlivem středové drážky pro rameno a vedení matice náchylnější k deformacím. Levý domek (B) je k základové desce přichycen obdobně dvojicí lícovaných šroubů.

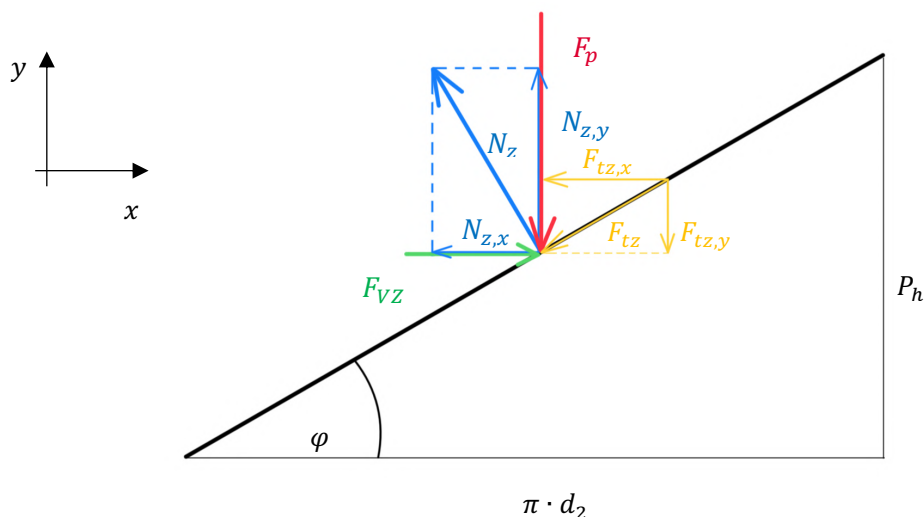
5.5.2 Polohovací šroub

Polohovací šroub je vyroben z oceli C45 a je na něm zhotovený metrický závit M8. Volba metrického závitu namísto trapézového byla zvolena z důvodu vysoké samosvornosti, která zaručuje stabilitu nastavené polohy proti síle vyvolané pružinou bez aktivního brždění motoru. Vzhledem k poměrně nízkému zatížení se jeho mechanická účinnost dostatečná. Navržené konstrukční uspořádání dále zajišťuje, že klopný moment vznikající při vyvození přítlaku je plně zachycen kuličkovým lineárním vedením [49] (viz. provedený kontrolní výpočet v kapitole 5.4).

Pro pevnostní kontrolu polohovacího šroubu byl definován standardní provozní stav při stanoveném maximálním pracovním zatížení. Tento stav představuje ustálený pohyb mechanismu při plném stlačení pružiny silou F_p . Krouticí moment v jednotlivých průřezích šroubu je dán výhradně skutečnými pasivními odpory, které musí pohon překonávat. Hnací moment motoru se v tomto stavu rovnovážně ustálí na hodnotě, která se přesně rovná součtu třecího momentu v závitu matice a třecího momentu na čele ocelové podložky v kontaktu s přírubou plastového kluzného pouzdra. Z hlediska silové rovnováhy je ve výpočtu zavedena konzervativní hodnota síly pružiny $F_p = 160$ N.

Vypočet třecích momentů

Působením axiální síly na matici vzniká v závitu vlivem tření odporový krouticí moment, který musí motor při seřizování překonat. Rozložení sil v závitu je znázorněno na Obrázku 47. Jako první je stanoven úhel stoupání závitu φ ze vztahu (8):



Obrázek 47 - Schéma rozložení sil v závitu

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \tan^{-1} \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 3,168^\circ \quad (8)$$

Zvedací síla F_{vz} vyvozená závitem k překonání síly F_p vychází z rovnic statické rovnováhy v osách x (9) a y (10), kde vyjádřením normálové síly N_z z obou rovnic a následnou úpravou je stanovena výsledná zvedací síla (11). Součinitel tření f_z je pro závitové spoje (ocel/ocel) uvažován 0,15.

$$\sum F_{xi} = F_{ZV} - N_z \cdot \sin \varphi - N_z \cdot f_z \cdot \cos \varphi = 0 \quad (9)$$

$$\sum F_{yi} = -F_p + N_z \cdot \cos \varphi - N_z \cdot f_z \cdot \sin \varphi = 0 \quad (10)$$

$$F_{VZ} = F_p \cdot \frac{\sin \varphi + f_z \cdot \cos \varphi}{\cos \varphi - f_z \cdot \sin \varphi} = 33,132 \text{ N} \quad (11)$$

Krouticí moment v závitu M_{kz} je pak vyjádřen z vypočtené hodnoty zvedací síly, která působí na polovině středního průměru závitu d_2 , z následující rovnice (12).

$$M_{kz} = F_{VZ} \cdot \frac{d_2}{2} = 119,1 \text{ Nmm} = 0,119 \text{ Nm} \quad (12)$$

Druhým pasivním odporem je tření mezi kalenou ocelovou podložkou a přírubou plastového pouzdra, na které je šroub axiálně přitlačován. Při použití plastového pouzdra se uvažuje součinitel tření $f_{pou} = 0,12$ (jedná se o střední hodnotu zvolenou na základě kapitoly 5.5.1). Střední poloměr třecí plochy podložky $R_{stř}$ je stanoven ze vztahu (9), kde hodnoty D_{pod} a d_{pod} jsou uvedeny v tab.4 a výsledný třecí moment podložky je vypočten rovnicí (10).

$$R_{stř} = \frac{D_{pod} + d_{pod}}{4} = 4,5 \text{ mm} \quad (13)$$

$$M_{kpod} = F_p \cdot f_p \cdot R_{stř} = 86,4 \text{ Nm} = 0,086 \text{ Nm} \quad (14)$$

Minimální hnací moment $M_{km,min}$, který musí být motor schopen vyvinout pro zajištění pohybu při ustáleném chodu, je dán prostým součtem obou pasivních odporů podle vztahu (11).

$$M_{km,min} = M_{kz} + M_{kpod} = 0,205 \text{ Nm} \quad (15)$$

Jelikož použitý motor disponuje maximálním jmenovitým momentem 0,4 Nm, pohon s dostatečnou rezervou vyhovuje. Volbě a parametrům konkrétního zvoleného motoru je věnována kapitola 5.6.

Reálné uložení polohovacího šroubu vykazuje dva stupně volnosti (rotaci kolem podélné osy a axiální posuv). Pro sestavení rovnic statické rovnováhy a výpočet reakcí bylo toto uložení uvolněno a nahrazeno ideálními vazbami.

Obě kluzná pouzdra jsou modelována jako radiální rotační vazby nahrazené jednou radiální silou (Obr.48). Tyto síly v podporách vznikají v důsledku napínací síly řemene $F_{nap} = 100 \text{ N}$ (vypočtené v kapitole 5.6.1) působící na ozubenou řemenici na levém konci hřídele. Z momentové rovnice k bodu A (16) je vyjádřena reakční síla kluzného ložiska B $F_{RB,y}$ vztahem (17) a ze silové rovnice ve směru osy y (18) je stanovena reakční síla ložiska A $F_{RA,y}$ (19). Hodnoty jednotlivých vzdáleností l_1 s l_2 použitých ve výpočtu jsou uvedeny v tab.4.

Tabulka 5: Délkové rozměry potřebné k výpočtu reakčních sil

Označení	Hodnota	Jednotky
l_1	19	[mm]
l_2	113	[mm]
l_3	53	[mm]

$$\sum M_{Ai} = 0 \quad (16)$$

$$F_{RB,y} = \frac{F_{nap} \cdot l_1}{l_2} = 16,8 \text{ N} \quad (17)$$

$$\sum F_{yi} = 0 \quad (18)$$

$$F_{RA,y} = F_{nap} + F_{RB,y} = 116,8 \text{ N} \quad (19)$$

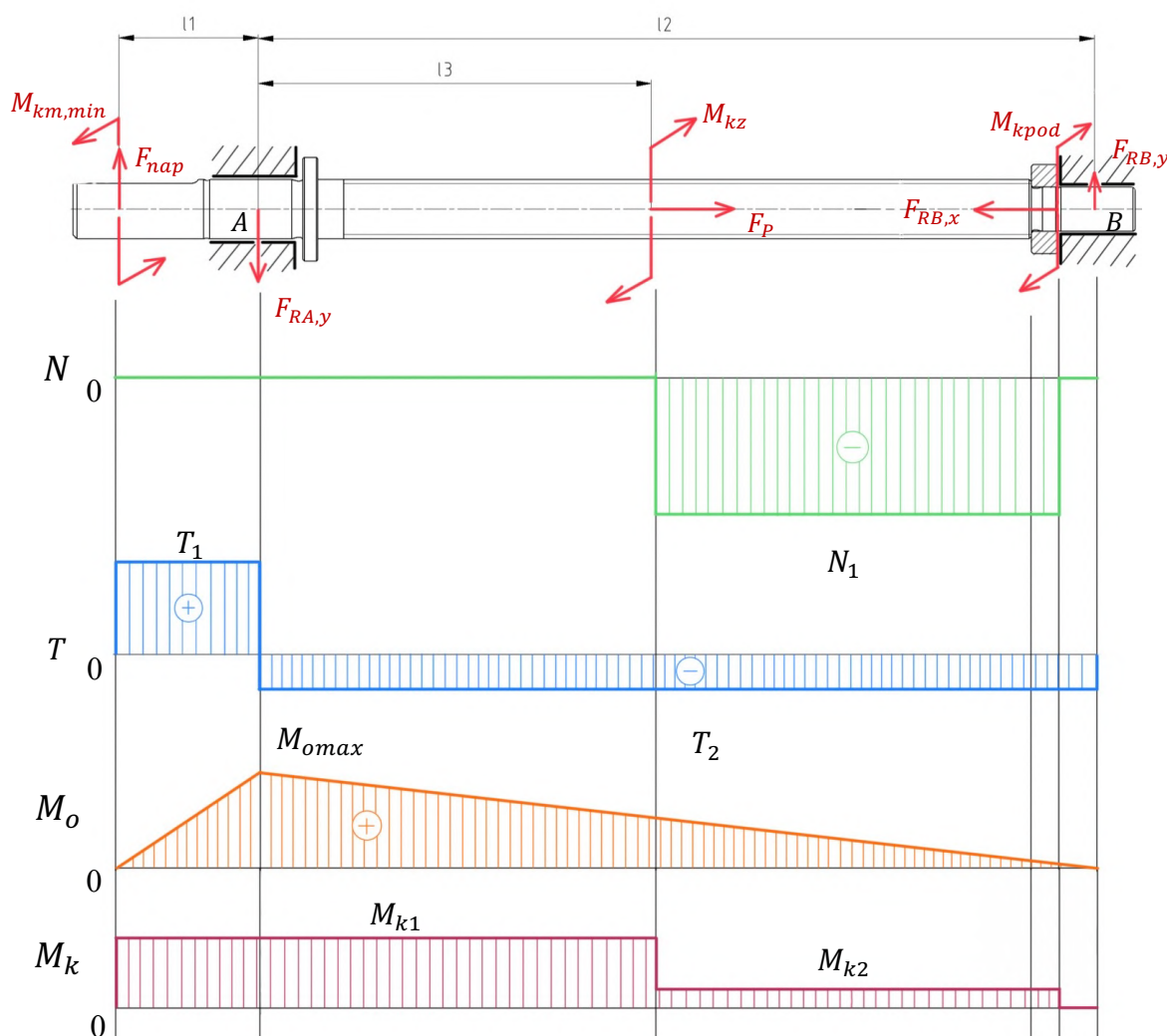
Uložení šroubu je konstruováno s vůlí 0,3 mm. Při stlačení pružiny je šroub posunut nadoraz doprava, kde čelem podložky pevně opře o přírubu pouzdra B. Axiální síla $F_{RB,x}$ proto vzniká výhradně v této pravé podpoře a je uvažována jako osamělá síla působící v rovině styku podložky a příruby, čímž je v modelu respektován skutečný přenos axiálního zatížení (viz Obr. 48). Tato síla je určena ze silové rovnice (20) vztahem (21). Levá podpora A zůstává v axiálním směru zcela volná, čímž je zaručena statická určitost uložení v podélné ose.

$$\sum F_{xi} = 0 \quad (20)$$

$$F_{RB,x} = F_p = 160 \text{ N} \quad (21)$$

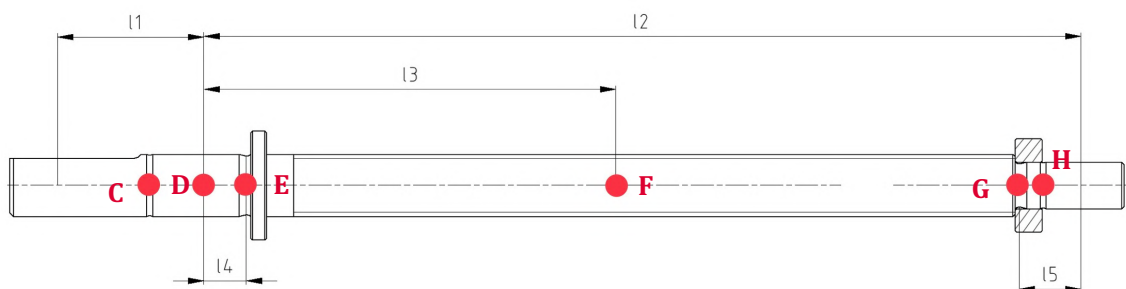
Na základě vypočtených reakcí v pouzdrech a krouticích momentů jsou stanoveny průběhy výsledných vnitřních účinků (VVÚ) podél podélné osy polohovacího šroubu (Obr. 48).

Z obrázku plyne, že normálová síla N je nulová od levého konce až k místu matice. Od matice směrem k opěrné podložce je pak rovna velikosti síly pružiny F_p v absolutní hodnotě tedy $N_1 = 160$ N. Za podložkou normálová síla klesá na nulu. Posouvající síla T_1 je rovna silou od napnutí řemene F_{nap} (stanovena v kap. 5.6.1), tedy $T_1 = F_{nap}$ a T_2 je rovna reakci v pouzdře B $T_2 = -F_{RB,y}$. Ohybový moment vykazuje lineární průběh s maximem v místě podpory A a plynule klesá směrem k pravé podpoře B. Hodnota maximálního ohybového momentu je $M_{omax} = 1,9$ Nm. Krouticí moment v úseku od řemenice k matici přenáší šroub celkový potřebný krouticí moment $M_{k1} = M_{km,min}$. V místě matice dochází ke skokovému poklesu o moment tření v závitě M_{kz} (0,119 Nm). V úseku mezi maticí a podložkou tak šroub přenáší již pouze moment $M_{k2} = M_{kpod}$. V místě pravé podložky se tento zbývající moment zcela vyrovná třením o přírubu plastového pouzdra a diagram krouticího momentu padá na nulovou hodnotu. Úplně pravý konec šroubu za podložkou již není kroucením namáhán.



Obrázek 48 - Výsledné vnitřní účinky v seřizovacím šroubu

Z obrázku výsledných vnitřních účinků byla vybrána nebezpečná místa C-H (možné vidět na obr. 49), ve který dochází k oslabení průřezu použitím konstrukčních prvků, jakož jsou zápichy a závit, nebo v nich působí největší zatížení



Obrázek 49 - Nebezpečná místa na polohovacím šroubu

Kontrola šroubu k MSP

Přestože byla na polohovacím šroubu identifikována nebezpečná místa v úseku C–H, pro samotný pevnostní výpočet byla na základě analýzy VVÚ vybrána pouze ta nejkritičtější místa E, F, G: Tato tři vybraná místa reprezentují mezní stavy namáhání celého šroubu

Vzhledem k provoznímu režimu mechanismu je polohovací šroub v této práci kontrolován výhradně k meznímu stavu pružnosti (dále MSP). Jelikož šroub rotuje pouze krátkodobě během nastavování přitlaku a po zbytek provozního času zůstává v klidu v zafixované poloze, jedná se o zatěžování s malým počtem pracovních cyklů za celou dobu životnosti zařízení.

Z tohoto důvodu není nutné provádět výpočet na únavovou pevnost (který se standardně aplikuje u trvale rotujících hřídelí s vysokým počtem cyklů). Zvolená konzervativní hodnota síly pružiny F_p spolehlivě pokrývá případné dynamické účinky zvýšenou bezpečností statického návrhu. Pro ověření spolehlivosti konstrukce je tedy určující výpočet redukovaného napětí podle podmínky Von Mises v nejkritičtějších vybraných místech v porovnání s mezí kluzu materiálu oceli

Tabulka 6: Hodnoty potřebné k pevnostní kontrole šroubu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Průměr zápichu dle ISO 18388 v místě E [46]	d_{zapE}	7,6	[mm]
Průměr zápichu dle ISO 18388 v místě G [46]	d_{zapG}	5,6	[mm]
Průměr jádra závitu	d_3	6,466	[mm]
Vzdálenost místa E	l_4	5,5	[mm]
Vzdálenost místa G	l_5	8	[mm]
Min. mez kluzu oceli C45 [53]	$R_{e,C45}$	305	[Mpa]

Místo E

Je zvoleno jako primární místo kontroly namáhání ohybem. Přestože ohybový moment v sousedním bodě D dosahuje hodnoty M_{max} , bod E je nebezpečnější kvůli výraznějšímu oslabení průřezu zápichem dle ISO 18388. Tento zápich představuje větší redukci průměru než zápich dle ČSN 01 4960 v bodě C. Výpočet ohybového momentu v bodě E je dán vztahem (22). Dále je vypočteno ohybové napětí σ_{oE} (23) a napětí v krutu τ_{kE} (24)

$$M_{o,E} = F_{RA,y} \cdot l_1 - F_{RB,y} \cdot (l_1 + l_4) = 1807,6 \text{ Nmm} \quad (22)$$

$$\sigma_{o,E} = \frac{M_{oE}}{\frac{\pi \cdot d_{zapE}^3}{32}} = 41,94 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$\tau_{k,E} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_{zapE}^3}{16}} = 2,38 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$\sigma_{red,E} = \sqrt{\sigma_{o,E}^2 + 3 \cdot \tau_{k,E}^2} = 42,14 \text{ MPa} \quad (25)$$

Z vypočteného redukovaného napětí je pak stanovena bezpečnost vztahem (21) k MSÚ.

$$k_E = \frac{R_{e,C45}}{\sigma_{red,E}} = 7,2 \quad (26)$$

Místo F

Nachází se v pracovní části závitu. Průřez je zde kriticky oslaben jádrem závitu M8 s výpočtovým průměr d_3 (tab.6). V tomto místě dochází k nepříznivé kombinaci plného tlaku od pružiny, ohybového momentu M_{oF} a krouticího momentu M_{kl} . Stanovení koeficientu bezpečnosti v tomto bodě vychází z následujících rovnic:

$$\sigma_{p,F} = \frac{N_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = 4,87 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$M_{oF} = F_{RA,y} \cdot l_1 - F_{RB,y} \cdot (l_1 + l_3) = 1009,6 \text{ Nmm} \quad (28)$$

$$\sigma_{o,F} = \frac{M_{oF}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = 38,04 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$\tau_{k,F} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = 3,86 \text{ MPa} \quad (30)$$

Při výpočtu redukovaného napětí σ_{redF} (31) je potřeba sečíst složku normálového napětí $\sigma_{p,F}$ (27) a $\sigma_{o,F}$ (29).

$$\sigma_{red,F} = \sqrt{(\sigma_{p,F} + \sigma_{o,F})^2 + 3 \cdot \tau_{k,F}^2} = 43,43 \text{ MPa} \quad (31)$$

$$k_F = \frac{R_{e,C45}}{\sigma_{red,F}} = 7 \quad (32)$$

Místo G

Představuje nejcitlivější místo pravé části šroubu, protože je zde jeho nejmenší průměr, a ještě je oslaben zápichem dle ISO 18388. Působí zde plné tlakové zatížení silou N_1 , krouticí moment M_{k2} a část ohybového momentu. Místo G bylo upřednostněno před místem H, ve kterém je zhotoven zápich dle ČSN 01 4960, neboť zvolená geometrie dle ISO normy způsobuje v daném průměru hřídele větší lokální zeslabení, a tedy vyšší výsledné napětí. Výpočet je proveden obdobným způsobem jako v předchozích případech.

$$\sigma_{p,G} = \frac{N_1}{\frac{\pi \cdot d_{zapG}^2}{4}} = 6,49 \text{ MPa} \quad (33)$$

$$M_{oG} = F_{RB,y} \cdot l_5 = 134,4 \text{ Nmm} \quad (34)$$

$$\sigma_{o,G} = \frac{M_{oG}}{\frac{\pi \cdot d_{zapG}^3}{32}} = 7,79 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$\tau_{k,G} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{zapG}^3}{16}} = 2,49 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$\sigma_{red,G} = \sqrt{(\sigma_{p,G} + \sigma_{o,G})^2 + 3 \cdot \tau_{k,G}^2} = 14,91 \text{ MPa} \quad (37)$$

$$k_G = \frac{R_{e,E295}}{\sigma_{red,F}} = 19,78 \quad (38)$$

Pevnostní kontrola k MSP potvrdila spolehlivost šroubu ve všech sledovaných místech. Nejnižší bezpečnost byla dle předpokladu zjištěna v bodě F (matice) vlivem kombinovaného namáhání a oslabení jádra závitu. V bodech E a G je bezpečnost výrazně vyšší, což dokazuje dostatečné dimenzování i v místech konstrukčních vrubů. Zvolený materiál C45 tak plně vyhovuje v provozním stavu a nebude docházet k plastickým deformacím.

Místo F s nejmenším součinitel bezpečnosti k_F , vzhledem k běžnému provoznímu zatížení mechanismu, je dále kontrolováno na bezpečnost v havarijním stavu. Tento stav simuluje situaci, kdy dojde k zadření vodícího zobáčku matice v drážce desky výklopné kolébky nebo se matice zadrhne o přírubu pouzdra B. V tomto okamžiku působí motor přes řemen (převodový poměr 1,25) na polohovací šroub momentem $M_{m,max} = 0,5 \text{ Nm}$, což vyvolá nárůst normálové síly N_{max} v závitovém spoji. Zadření je uvažováno ve stejném místě bodu E, takže ohybový moment σ_{oF} zůstává obdobný dle rovnice (29). Síla N_{max} je vyjádřena ze vztahu (39) (odvozený z rovnice (11)).

$$N_{max} = \frac{2 \cdot M_{m,max}}{d_2} \cdot \frac{\cos \varphi - f_z \cdot \sin \varphi}{\sin \varphi + f_z \cdot \cos \varphi} = 683,12 \text{ N} \quad (39)$$

$$\sigma_{p,Fmax} = \frac{N_{max}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = 20,8 \text{ MPa} \quad (40)$$

$$\tau_{k,Fmax} = \frac{M_{m,max}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = 9,42 \text{ MPa} \quad (41)$$

$$\sigma_{red,Fmax} = \sqrt{(\sigma_{p,Fmax} + \sigma_{o,F})^2 + 3 \cdot \tau_{k,max}^2} = 61,06 \text{ MPa} \quad (42)$$

$$k_F = \frac{R_{e,C45}}{\sigma_{red,Fmax}} = 4,83 \quad (43)$$

I při havarijním zatížení dosahuje bezpečnost hodnoty vyšší než 4, což potvrzuje značnou pevnostní rezervu návrhu. Teoreticky by tato rezerva umožňovala volbu menšího průměru šroubu, avšak z konstrukčního hlediska by taková úprava byla nepraktická. Menší průměr by komplikoval standardní uložení v ložiskách a neúměrně by zvýšil štíhlost šroubu, čímž by výrazně vzrostlo riziko jeho nestability a vybočení vlivem vzpěru.

5.5.3 Snímání síly

Způsob přímého snímání síly pomocí tenzometrického snímače vychází z vyhodnocení koncepčních variant v kapitole 4.3. Pro průběžné monitorování byl zvolen prstencový snímač Futek FSH04588 (LTH350) [58] (obr. 43) s jmenovitým rozsahem 445 N a přesností 0,5 %. Průchozí otvor o průměru 11,1 mm umožňuje bezproblémovou montáž na polohovací šroub M8 s dostatečnou vůlí pro umístění vodícího kroužku pružiny (obr.44, kapitola 5.5).

Ačkoliv tento model vykazuje větší zástavbové rozměry, jejich přijetí bylo nezbytné pro zajištění přesnosti měření. Alternativní snímače výrobců jako HBM nabízejí kompaktnější rozměry, ale v prstencovém provedení mají jmenovité zatížení až 40–60 kN [57]. Při takto vysokém rozsahu by již samotná 1% odchylka představovala nejistotu větší, než je celý měřicí rozsah navrhovaného tribometru tedy 70–152 N [34].

Způsob odečtu skutečné síly v kontaktu

Zvolený snímač měří primárně sílu vyvozenou stlačením pružiny F_p , která je ovlivněna vlastní tíhou měřicího modulu F_{gM} , z důvodu jeho uložení na svislém vedení. Aby bylo dosaženo skutečné hodnoty normálové síly F_k v kontaktu měřicího kola a kolejnice, je nutno stlačit pružinu tak, aby generovala sílu $F_{pskut} = F_k - F_{gM,y}$. Konstrukční řešení zahrnuje vliv tíhové složky měřicího modulu $F_{gM,y}$, včetně všech komponent na něm upevněných, která se v závislosti na jeho náklonu k měřené síle přičítá. V rámci tohoto návrhu je počítáno s manuální korekcí prováděnou obsluhou pomocí přiložené kalibrační tabulky (Tab.7). V té jsou uvedeny vypočtené hodnoty tíhové složky pro diskretizované úhly. Obsluha tak na základě aktuální polohy zařízení provede korekci hodnoty zobrazené na displeji, čímž je i bez automatizovaného softwarového algoritmu dosaženo správného nastavení požadované normálové síly. Hmotnost modul včetně upravené přírubby s dvěma vozíky byla stanovena na základě zvolených materiálů z modelu sestavy v programu Inventor.

Výpočet jednotlivých hodnot vychází z následujícího vztahu, kde α je úhel náklonu měřicího modulu a F_{gM} je tíhová síla působící v těžišti modulu:

$$F_{gM,y} = \cos \alpha \cdot F_{gM} = \cos \alpha \cdot m_M \cdot g \quad (44)$$

Tabulka 7: Kalibrační tabulka pro nastavení síly pružiny

Gravitační zrychlení [m.s⁻¹]	9,81							
Přibližná hmotnost modulu [kg]	4,7							
	Hodnota							
Úhel náklonu [°]	0	10	20	30	40	50	60	70
Složka tíhové síly modulu $F_{gM,y}$ [N]	46,1	45,4	43,3	39,9	35,3	29,6	23,1	15,8

Pro vizualizaci a zpracování signálu je v práci uvažováno s možným využitím kompaktní digitální vyhodnocovací jednotky Futek IHH500 [59], která je určena k připojení k tomuto snímači. Tato jednotka by umožnila zobrazování aktuální hodnoty síly při nastavování přitlaku. Konstrukční uspořádání elektrického rozvodu a vyhodnocovací jednotky je však mimo rozsah této práce, proto není dále detailněji řešena.

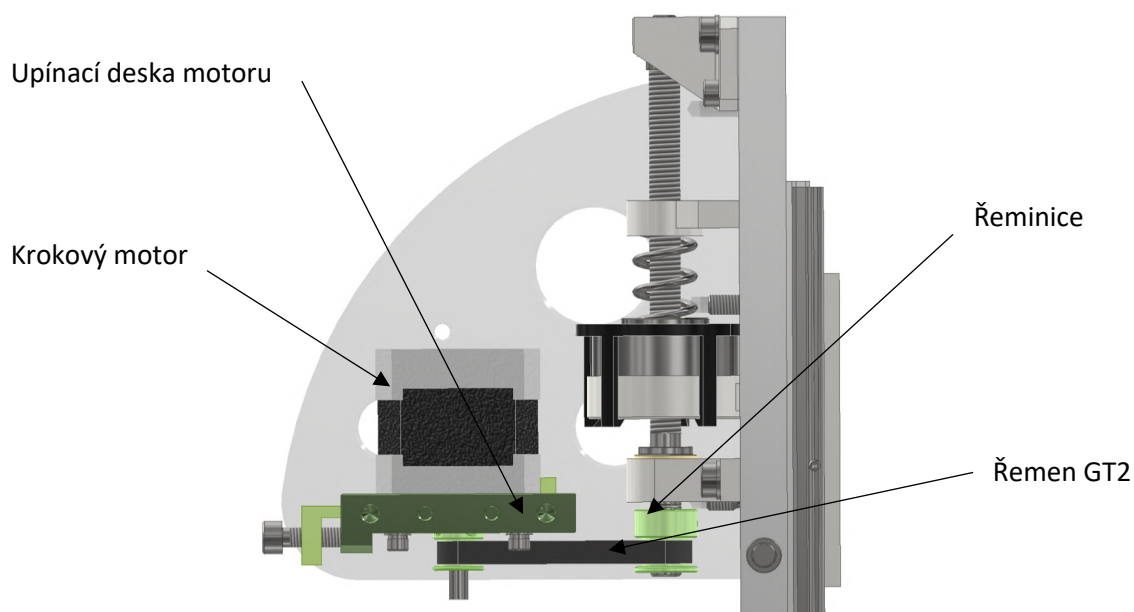
5.6 Pohonná jednotka polohovacího šroubu

Pro pohon polohovacího šroubu byl zvolen čtyř vodičový bipolární krokový motor JK42HS40-0404 ve standardu NEMA 17 [54]. Tento model disponuje momentem $M_{km} = 0,4 \text{ Nm}$ (hodnota minimálního potřebného krouticího momentu $M_{m,min}$ byla zvolena na základě výpočtu (15) v kapitole 5.5.2), který spolu převodovým poměrem 1,25 do pomala (zvýšení momentu na $M_{m,max} = 0,5 \text{ Nm}$) poskytuje dostatečnou rezervu pro překonání třecích odporů v mechanismu při pracovním stlačení pružiny. Vysoké rozlišení motoru ve spojení se stoupáním závitu polohovacího šroubu umožňuje velmi jemnou regulaci posuvu matice a tím i přesné nastavení síly.

Tabulka 8: Technické parametry krokového motoru [54]

Parametr	Hodnota
Rozlišení	200 [kroků/ot] (1,8 °)
Jmenovitý proud	0,4 [A]
Napětí	12 [V]
Hmotnost	280 [g]
Rozměry	42 x 42 x 40 [mm]

Při volbě typu pohonu byl krokový motor upřednostněn před motorem stejnosměrným. Hlavním důvodem je absence doběhu rotoru vlivem setrvačnosti po odpojení napájení, což u krokového motoru zaručuje prakticky okamžité zastavení. Tato vlastnost je uživatelsky přívětivá, neboť eliminuje nechtěné přejíždění cílové hodnoty přitlaku. Vysoký držicí moment motoru navíc v klidovém stavu bezpečně fixuje pozici šroubu proti zpětné síle pružiny bez nutnosti další mechanické aretace [43]



Obrázek 50 - Umístění krokového motoru

Ovládání motoru

Vlastní ovládání mechanismu je v této práci zamýšleno formou automatizovaného softwarového řízení pomocí mikrokontroleru, kdy obsluha pouze zadá požadovanou cílovou hodnotu přtlaku na displeji. Řídicí program následně v reálném čase komunikuje s prstencovým tenzometrem a autonomně reguluje chod motoru, dokud není nastavené síly dosaženo. Pro zvýšení efektivity a přesnosti je v algoritmu uvažováno s využitím dvou rychlostních režimů. První fáze rychloposuvu slouží k rychlému přesunu matice po polohovacím šroubu, než dojde ke kontaktu s pružinou. Následný měřicí posuv s výrazně nižší frekvencí otáčení zajistí jemné a plynulé dotlačení na přesnou hodnotu bez rizika překmitu. Díky nulovému doběhu krokového motoru a okamžité softwarové reakci na signál z tenzometru je prodleva při zastavení posuvu minimální, což eliminuje lidskou chybu a zaručuje vysokou opakovatelnost i přesnost nastavení síly pro každé měření.

Konstrukční uspořádání s krokovým motorem dále dovoluje zavedení softwarových koncových dorazů. Kalibrací počtu kroků od definované referenční polohy lze přesně vymezit pracovní rozsah pohybu matice. Tím je zamezeno mechanické kolizi matice se zobáčkem s horním domkem nebo ramene s domkem dolním, což zvyšuje provozní bezpečnost.

5.6.1 Převod momentu na polohovací šroub

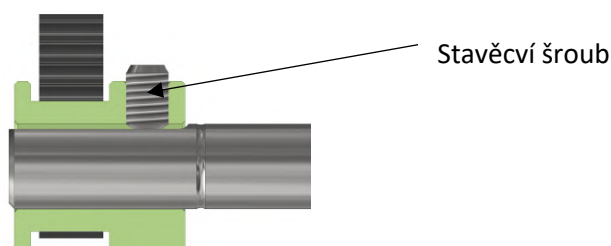
Přenos krouticího momentu z hřídele krokového motoru na polohovací šroub je realizován pomocí převodu s uzavřeným ozubeným řemenem profilu GT2 [55]. Parametry zvoleného ozubeného řemene jsou v tab.8. Použití řemenového převodu umožňuje umístit motor

paralelně k ose šroubu (viditelné na obr.40), což výrazně šetří zástavbový prostor a zároveň tlumí případné vibrace motoru, které by mohly ovlivňovat citlivé tenzometrické měření.

Tabulka 9: Technické parametry řemene GT2 [55]

Parametr	Hodnota
Šířka řemene	6 [mm]
Délka řemene	140 [mm]

Na hřídeli motoru je osazena hnací řemenice se 16 zuby, zatímco na polohovacím šroubu je upevněna hnaná řemenice s 20 zuby [56]. Tato kombinace, jak bylo výše zmiňováno, vytváří převodový poměr 1,25 do pomalá. Výsledkem je navýšení krouticího momentu na polohovacím šroubu o 25 % a zároveň jemnější krok matice při stlačování pružiny, což přispívá k vyšší přesnosti regulace normálové síly. Obě řemenice jsou na válcových koncích zajištěny pomocí dvojice stavěcích šroubů ČSN 4482 M4x8. Na válcovém konci polohovacího šroubu je pro tento účel vyfrézována funkční ploška, o kterou se stavěcí šroub opře (obr. 51). Tímto konstrukčním opatřením se zvětšuje styková plocha, zajišťuje se spolehlivý přenos momentu bez rizika prokluzu a usnadňuje se přesná montáž řemenice do požadované polohy.



Obrázek 51 - Detail uchycení řemenice na polohovacím šroubu

Stanovení napínací síly

Je potřeba prvně vypočítat roztečný průměr malé hnací řemenice, který je stanoven na základě počtu zubů hnací řemenice z_1 a rozteče jednotlivých zubů p_f , aby bylo možné skrze kroutící moment motoru stanovit pomocí rovnice (46) obvodovou sílu působící v řemenu.

$$d_f = \frac{z_1 \cdot p_f}{\pi} = 10,19 \text{ mm} \quad (45)$$

$$F_{f,obv} = \frac{2 \cdot M_{km}}{d_f} = 86,36 \text{ N} \quad (46)$$

Výpočet minimálního předpětí jedné větve řemene je proveden z následujícího vztahu (43). Pro účely této práce bylo zvoleno předpětí $F_0 = 50 \text{ N}$, které zahrnuje určitou rezervu. Výsledná síla předpětí, kterou je nutno vyvinout na hnací řemenici je pak dvojnásobkem předpětí jedné větve (44).

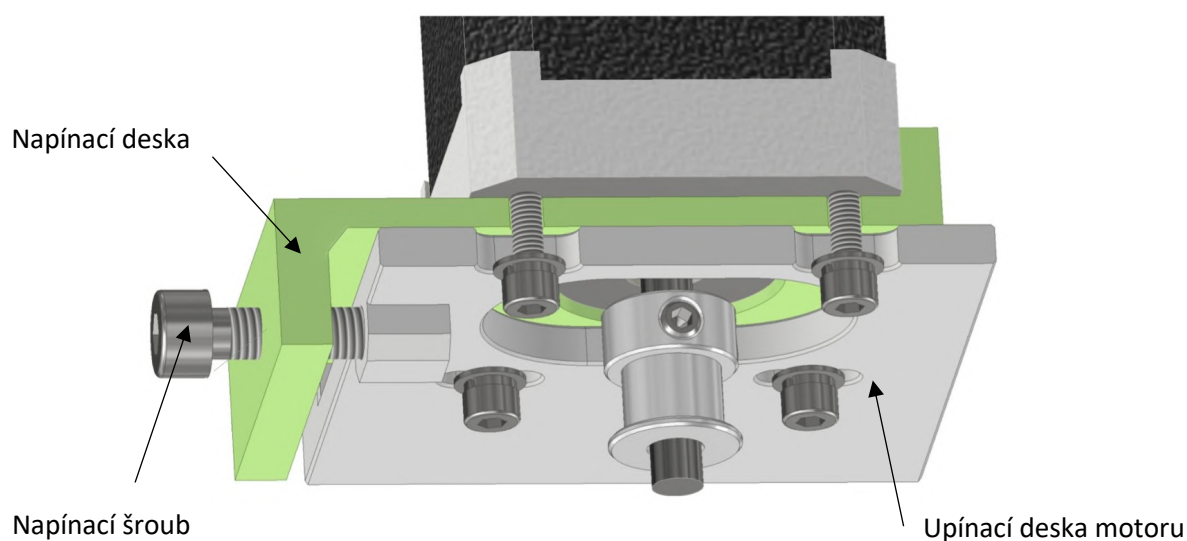
$$F_0 > \frac{F_{r,obv}}{2} > 43,18 \text{ N} \quad (47)$$

$$F_{nap} = F_0 \cdot 2 = 100 \text{ N} \quad (48)$$

Konstrukční řešení uložení motoru a napínání řemene

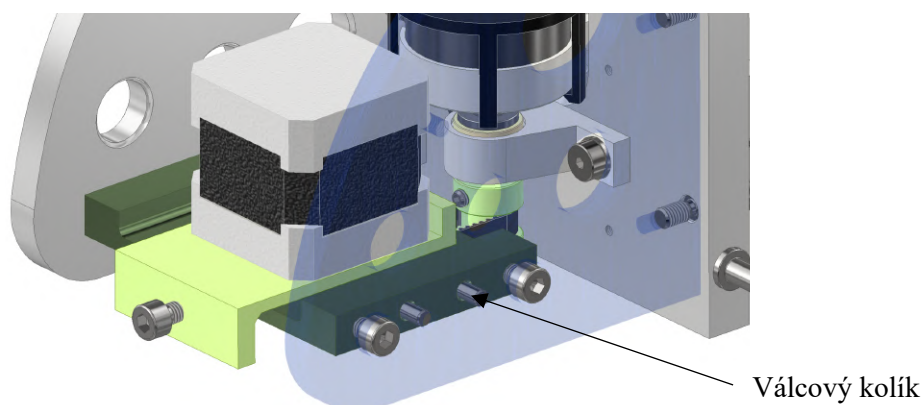
Krokový motor je na samostatné upínací desce, upevněn pomocí čtyř šroubů ISO 4762 – M3x16 [46]. Mezi montážní přírubu motoru a upínací desku je vložena speciálně navržená napínací podložka, která tvoří základ mechanismu pro vymezení průvěsu ozubeného řemene. Šrouby procházejí oválnými otvory v upínací desce, které definují dráhu posuvu motoru ve směru napínání, a následně kruhovými otvory v napínací podložce až do závitových otvorů v těle motoru.

Samotné napínání řemene je realizováno pomocí napínacího šroubu ISO 4762 – M5x16 [46]. Ten prochází otvorem v čelní hraně napínací podložky a jeho čelo se opírá o kruhovou plošku zhotovenou na upínací desce motoru. Utahováním tohoto šroubu dochází k plynulému odtlačování podložky i s motorem, čímž se vyvozuje potřebná napínací síla v řemenu. Na opačném konci podložky je zhotovena opěrná hrana, o kterou se tělo motoru bezpečně opírá. Tato konstrukce zajišťuje, že tlak vyvozený napínacím šroubem je zachycen hranou podložky a nedochází tak k ohybovému namáhání upevňovacích šroubů M3.



Obrázek 52 - Princip napínání řemene

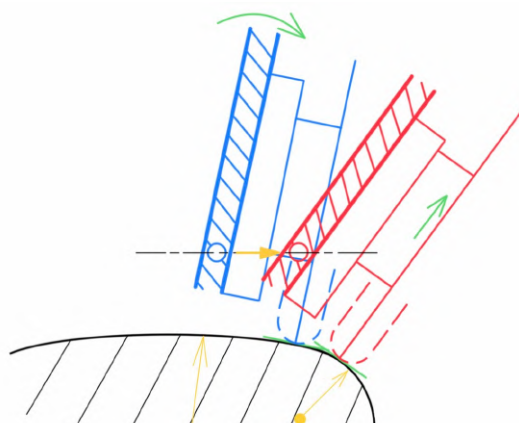
Sestava upínací desky s motorem je následně připevněna k bočnicím výklopné kolébky šrouby ISO 4762 – M5x16 [46] (obr. 53). Pro zajištění rovnoběžnosti osy hřídele motoru s osou polohovacího šroubu jsou v bočnici i upínací desce (při výrobě budou vrtány v sestavě) zhotoveny přesné otvory pro vložení válcových kolíků DIN 7979 4x12, které mají [46]. Zvolená tolerance otvorů H7 vytvoří spolu s kolíkem m6 přechodné uložení, které zaručí snadnou montáž i případnou demontáž bez nutnosti použití lisu a zároveň odpadá nutnost použití speciálních přípravků pro vyrovnávání rovnoběžnosti os. Při výrobě budou otvory vrtány spolu s bočnicí kolébky.



Obrázek 53 -Ustavení a upevnění desky motoru

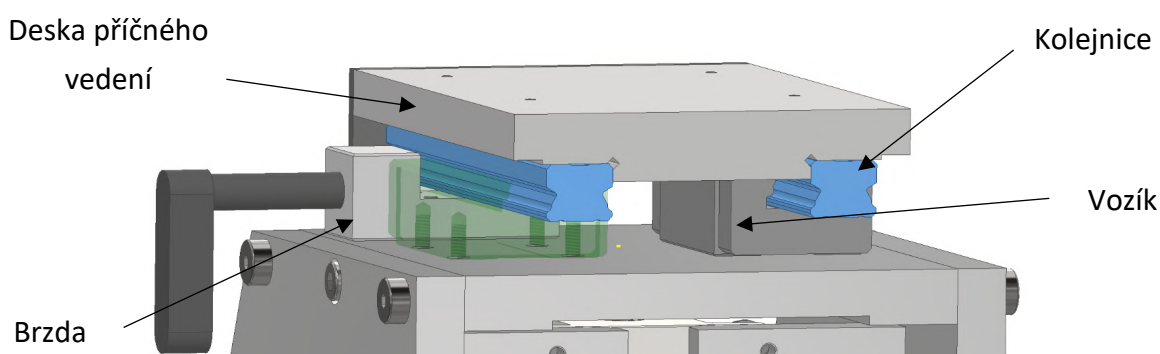
5.7 Příčný posuv

Příčný posuv má v navržené konstrukci tribometru důležitou význam pro dosažení tečného kontaktu měřicího kola s kolejnicí během naklápění. Jelikož profil kolejnice tvoří složená křivka a bod otáčení měřicího modulu neleží v jejím geometrickém středu, dochází při naklápění k bočnímu odchýlení bodu dotyku mimo osu měřicího kola. Obsluha pomocí tohoto příčného vedení obsluha nastaví modul při náklonu tak, aby bylo dosaženo kolmosti normálové síly F_k k povrchu kolejnice. V tomto návrhu je kolmosti dosaženo vizuální kontrolou.



Obrázek 54 - Posunutí kola v příčném směru při náklonu

Pro příčný pohyb skříňového rámu je zvoleno jako nejvhodnější lineární kuličkové vedení model SR 15M1W od společnosti Hennlich [47]. Toto vedení vyniká vysokou tuhostí, schopností odolávat většímu zatížení a malými zástavbovými rozměry (výška 24 mm). Prvotně bylo zvažováno použití rybinového vedení, jehož integrace do zařízení a montáž by byla jednodušší, avšak za cenu vyšší hmotnosti a větších rozměrů, což by vedlo k nežádoucímu navýšení celkové výšky zařízení. Použití tohoto vedení navíc ve spojení s možností svislého ustavení měřicího modulu (viz. kapitola 5.3) dělá z celé konstrukce multifunkční zařízení, které umožňuje měření součinitele tření nejen na boku, ale i na temeni.



Obrázek 55 - Umístění příčného vedení SR 15M1W

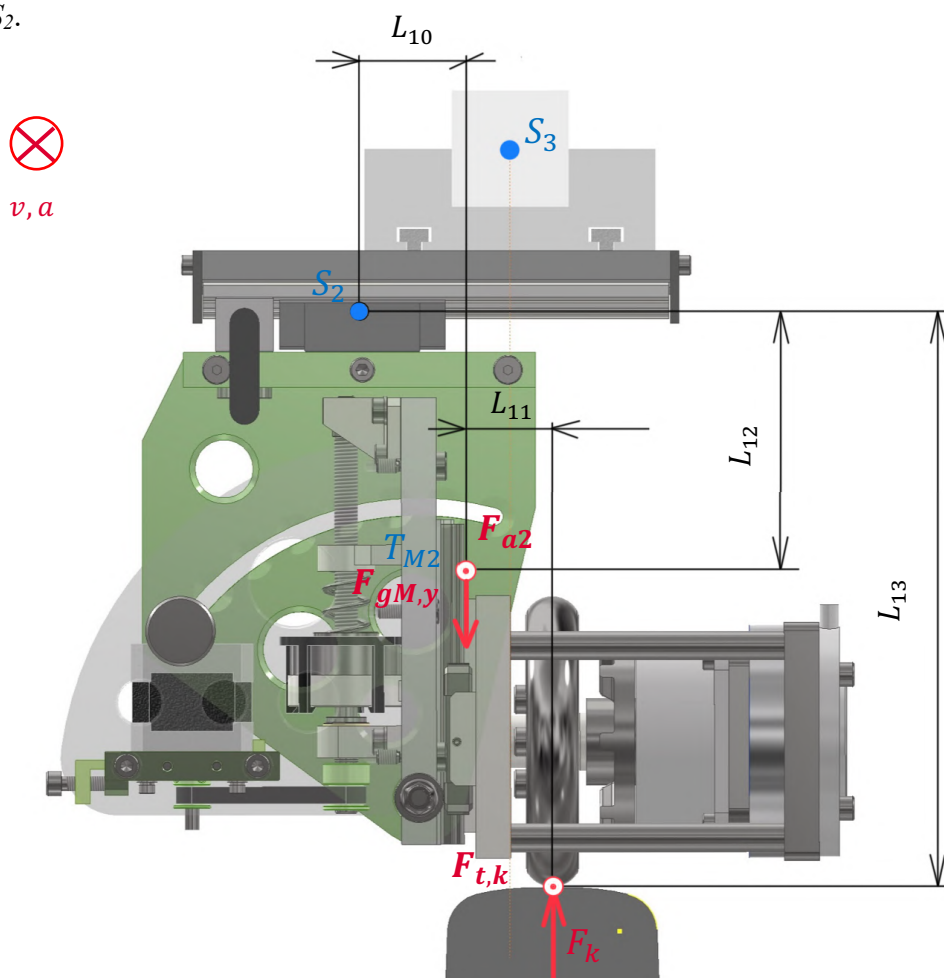
Konstrukce využívá dvojice paralelně umístěných kolejnic s vozíky. Vozíky jsou uchyceny k upínací desce rámu vždy pomocí čtyř šroubů M4x12 ISO 4762. Samotné kolejnice jsou šrouby M3x16 ISO 4762 připevněny k desce příčného vedení, která také zajišťuje jejich spojení horizontálním vedením (možné vidět na obr.55). K tomuto vedení je připojení uvažováno pomocí šroubů uchycených v T-drážkách vozíku. V této práci je řešen pouze způsob přichycení navrženého modulu k vedení typu ELZ, zda je možné použít konkrétní vedení ELZ 40, které využívá současný tribometr VUT viz. kapitola 2.5, rozhodne následující kontrolní výpočet klopných momentů. Pro zjednodušení montáže jsou na desce dále zhotoveny dosedací plochy (obdobně jako u desky kolébky v kapitole 5.2), které definují rovnoběžnost kolejnic, bez nutnosti manuálního seřízení. Rovnoběžné ustavení vozíků vůči kolejnicím pak bude dosaženo následujícím montážním postupem:

Tabulka 10: Montážní postup pro kolejnic vedení SR 15M1W

Úkon:	
1	Připevnění kolejnic k pomocné upínací desce pomocí 3 šroubů ISO 4762
2	Volné přichycení vozíků k upínací desce rámu
3	Nasazení pomocné desky s kolejnicemi do vozíků
4	Kontrola a vyrovnaní rovnoběžnosti boku kolejnice s bokem upínací desky rámu pomocí přípravku
5	Finální dotažení šroubů vozíků v ustavené poloze

Zamezení vyjetí skříňového rámu (vozíků) z kolejnic je zajištěno mechanickými dorazy na obou stranách desky. Aretace rámu vůči horizontálnímu vedení je řešena pomocí brzdy lineárního vedení HK1501A [47], kterou obsluha utáhne pomocí páky. Jelikož výrobce nabízí tuto komponent pouze s krátkou upínací pákou, která by kolidovala se skříňovým rámem, bude proto nahrazena delší pákou [53]

První je provedena kontrola zvoleného příčného vedení na klopné momenty, která je vypočtena obdobným postupem jako v kapitole 5.3. Pro zachování přehlednosti zobrazuje silové schéma na obrázku 55 pouze stav při nulovém náklonu modulu. Ve výpočtu je uvažováno s tíhovou složkou síly $F_{gM,y} = 82 \text{ N}$ a silou $F_{a2} = 5,5 \text{ N}$ působící v těžišti T_{M2} . Tyto hodnoty jsou vypočtené ze stanovené hmotnosti $8,2 \text{ kg}$ (z modelu sestavy), kterou vedení nese. Síly F_k a $F_{t,k}$ jsou stejné jako v kapitole 5.4. Pro samotný výpočet momentů jsou použity momentové rovnice vztažené k bodu S_l , kterým jednotlivé osy prochází a je proveden jak pro minimální náklon, tak pro maximální. Tento bod leží v ose zařízení. Výsledné hodnoty v tabulce 11 jsou stanoveny pomocí momentových rovnic vztažených k bodu S_2 .



Obrázek 56 - Silové schéma

Tabulka 11: Vypočtené a dovolené hodnoty klopných momentů pro vedení SR 15M1W [47]

Uhel náklonu [°]	0	70	Dovolené
M_x [Nm]	15,6	16,5	122
M_y [Nm]	5,2	3,3	60,4
M_z [Nm]	6,9	28,3	98,4

Z tabulky 11 vyplývá, že i při maximálním náklonu 70° jsou vypočtené klopné momenty řádově nižší než hodnoty dovolené výrobcem. Dále je také provedena kontrola pro zvažované vedení ELZ 40. To je vystaveno ještě nepříznivějšímu momentovému zatížení, protože se nachází ve větší vertikální vzdálenosti od místa kontaktu s kolejnicí a nese větší celkovou hmotnost 10,6 kg (orientačně stanoveno z modelu sestavy). Vypočet vychází ze stejných momentových rovnic, avšak vztažených k bodu S_3 . Hodnoty sil jsou pak $F_{gm,y} = 106$ N a $F_{a2} = 7,1$ N. Vypočtené momenty jsou uvedeny v následující tab.12.

Tabulka 12: Vypočtené a dovolené hodnoty momentů pro vedení ELZ 40

Uhel náklonu [°]	0	70	Dovolené		
			ELZ 40	ELZ 60	ELZ 60 S
M_x [Nm]	20,3	21,6	18	70	140
M_y [Nm]	1,2	4,1	25	100	170
M_z [Nm]	1,3	34,7	20	43	65

Z tabulky je vidět, že namáhání při použití stávajícího vedení ELZ 40 vzniklými momenty je příliš vysoké a jejich hodnoty v jednotlivých osách nesplňují podmínky pro bezpečné použití tohoto typu vedení. Pro vedení je především kritické namáhání kolem osy z při maximálním náklonu modulu na 70° . V této poloze je hodnota vzniklého momentu skoro dvojnásobná vůči dovolené. V tabulce 12 je možné vidět dovolené hodnoty dalších typů vedení ELZ, které by mohly být pro navržený modul vhodné.

6 DISKUZE

Výsledkem této bakalářské práce je konstrukční návrh výměnného modulu traťového tribometru umožňující měření součinitele tření na pojezdové hraně kolejnice. Hlavního cíle práce bylo dosaženo návrhem mechanismu, který umožňuje naklopení měřicího modulu vůči profilu kolejnice a současně vyvození normálové síly, které není závislé pouze na gravitačním principu zatěžování. Navržené řešení využívá výklopnou kolébku uloženou ve skříňovém rámu, pružinový přitlačný mechanismus s polohovacím šroubem, krokový motor pro nastavení přitlaku a prstencový tenzometrický snímač pro průběžné snímání vyvozené síly. Tím bylo dosaženo konstrukčního řešení, které umožňuje nastavení úhlu měřicího modulu v rozsahu 0° až 70° a vytváří předpoklad pro měření nejen na temeni, ale také na pojezdové hraně kolejnice. Správnost zvoleného konstrukčního řešení byla ověřena kontrolními výpočty vybraných uzlů.

Za silnou stránku návrhu lze považovat především jeho funkční univerzálnost. Jedna konstrukční koncepce umožňuje měření v rozsahu od temene kolejnice až po oblast pojezdové hrany. Důležitým přínosem je použití pružinového mechanismu, který není přímo závislý na směru působení tíhové síly, a je proto vhodný pro měření v nakloněných polohách. Další silnou stránkou je také možnost nastavení přitlaku pomocí krokového motoru a využití tenzometrického snímače, který umožňuje průběžné snímání síly vyvozené pružinou. Modulární pojetí konstrukce zároveň vytváří vhodný základ pro další vývoj a navázání na stávající měřicí část tribometru.

Mezi slabé stránky lze zařadit vyšší konstrukční složitost oproti původnímu gravitačnímu principu zatěžování. Zároveň také použití výklopné kolébky, pružinového mechanismu, krokového motoru, tenzometrického snímače a příčného vedení zvyšuje nároky na přesnost výroby, montáže, tuhost rámu a ochranu mechanismů v terénních podmínkách. Za slabou stránku lze považovat i zohlednění tíhové složky měřicího modulu, která se mění podle úhlu naklonění, protože v současném návrhu je tato hodnota určována pomocí kalibrační tabulky. Toto řešení zvyšuje nároky na obsluhu zařízení.

Ve srovnání s konvenčními zařízeními pro měření tření na kolejnici spočívá hlavní přínos navrženého modulu v rozšíření měřicího rozsahu směrem k pojezdové hraně kolejnice. Stávající traťový tribometr VUT je založen na gravitačním vyvození normálové síly a je určen především pro měření na temeni kolejnice. Navržený modul tento princip nahrazuje pružinovým mechanismem, který umožňuje vyvodit normálovou sílu i při naklopení měřicího modulu. Oproti ručně tlačným tribometrům je výhodou návaznost na traťový tribometr s řízeným pojezdem, což může přispět k rovnoměrnějšímu průběhu měření a snížení vlivu obsluhy na rychlost pohybu zařízení. Přínosem je také digitální snímání přitlačné síly, možnost příčného ustavení měřicího kola a tuhé uložení v uzavřeném skříňovém rámu.

Rozsah použití navrženého řešení je vymezen geometrií širokopatní kolejnice. Práce je zaměřena právě na tento typ kolejnice, protože odpovídá uvažovanému způsobu ustavení měřicího kola, rozsahu naklopení modulu i prostorovým možnostem v oblasti pojezďené hrany. Modul není určen pro žlábkovou kolejnici, která má odlišný profil a výrazně omezený prostor v oblasti žlábků. Pro takové použití by bylo nutné navrhnout samostatné konstrukční řešení přizpůsobené jiné geometrii kontaktu a jiným prostorovým podmínkám.

Důležitým výsledkem práce je také posouzení návaznosti modulu na lineární vedení typu ELZ. Výpočet ukázal, že stávající vedení ELZ 40 není pro dané zatížení při maximálním náklonu vhodné, protože vzniklé klopné momenty překračují jeho dovolené hodnoty. Pro další vývoj se proto jako vhodnější varianta jeví použití tužšího vedení ELZ 60, nebo dvě vedení ELZ 40 současně, které by lépe odpovídali momentovému zatížení vznikajícímu při měření na pojezďené hraně kolejnice.

Další fáze vývoje by měla být zaměřena především na dopracování elektrické a řídicí části zařízení. V mechanickém návrhu je uvažováno s použitím krokového motoru, tenzometrického snímače a vyhodnocovací jednotky, avšak pro praktické provozní použití bude nutné navrhnout konkrétní vedení kabeláže, způsob napájení, ochranu elektronických prvků proti vlhkosti a nečistotám, umístění ovládacích prvků a krytování elektrických komponent. Součástí dalšího vývoje by mělo být také dopracování řízení krokového motoru, včetně nastavení pracovních režimů, koncových poloh a bezpečnostních funkcí zabráňujících kolizi pohyblivých částí mechanismu. V rámci budoucího vývoje se jako významný krok jeví také softwarové zpracování hodnoty normálové síly. Zvolený tenzometrický snímač měří sílu vyvozenou pružinou, zatímco skutečná normálová síla v kontaktu měřicího kola a kolejnice je ovlivněna také tíhovou složkou měřicího modulu. Tato složka se mění v závislosti na úhlu naklopení, přibližně z 46,1 N při úhlu 0° na 15,8 N při úhlu 70°. Pro další vývoj by bylo vhodné doplnit zařízení o softwarový algoritmus, který by tuto tíhovou složku přepočítával automaticky. Ve spojení s integrovaným akcelerometrem by bylo možné průběžně snímat aktuální úhel náklonu a na displeji zobrazovat přímo skutečnou normálovou sílu působící mezi měřicím kolem a kolejnicí. Takové řešení by zvýšilo komfort obsluhy, zrychlilo přípravu měření a snížilo riziko chyby při ručním odečítání korekčních hodnot. Dále by bylo přínosné zaměřit se na optimalizaci prostorového uspořádání s cílem zmenšit celkové zástavbové rozměry zařízení. V této souvislosti se nabízí také využití topologické optimalizace nosných částí mechanismu, což by umožnilo další redukci hmotnosti při současném zachování požadované tuhosti konstrukce.

Navržený modul tak představuje konstrukčně ověřený základ pro další vývoj traťového tribometru, který může rozšířit možnosti měření součinitele tření z oblasti temene kolejnice také na oblast pojezďené hrany.

7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout výměnný modul traťového tribometru, který umožní měření součinitele tření na pojížděné hraně kolejnice. Práce navazuje na konstrukci stávajícího traťového tribometru vyvinutého na VUT, jehož použití je omezeno měřením pouze na temeni kolejnice. Hlavní konstrukční problém spočíval v návrhu řešení, které umožní vyvození normálové síly i při naklopení měřicího modulu pro měření na boku kolejnice.

V rešeršní části byla nejprve popsána fyzikální podstata tření, adheze a skluzu v kontaktu kolo–kolejnice. Zvýšená pozornost byla věnována rozdílu mezi kontaktem na temeni kolejnice a kontaktem na pojížděné hraně. Z provedené rešerše vyplynulo, že oblast boku kolejnice je charakteristická vyššími kontaktními tlaky, větším skluzem a intenzivnějším opotřebením. Dále byly porovnány vybrané metody měření součinitele tření, a to jak laboratorní, tak traťové. Na základě analýzy stávajícího tribometru vyvinutého na VUT byly stanoveny hlavní konstrukční požadavky na nový modul, především nezávislé vyvození normálové síly, možnost nastavení úhlu naklopení a zachování dostatečné tuhosti celé soustavy.

Koncepční část práce se zabývala porovnáním různých způsobů vyvození přítláčné síly, naklápění měřicího modulu a snímání normálové síly. Pro vyvození přítláčné síly byla zvolena varianta mimoosového uložení tlačné pružiny s vedenou maticí. Právě toto řešení poskytlo plynulé nastavení síly, omezilo nežádoucí ohybové namáhání polohovacího šroubu a zabránilo torznímu namáhání pružiny. Naklápění modulu bylo zprostředkováno koncepcí se skříňovým rámem, která poskytla vyšší tuhost modulu, relevantní ochranu vnitřních komponentů.

Další část práce byla věnována konstrukčnímu řešení navrženého modulu. Výsledná konstrukce je tvořena několika hlavními celky, a to konkrétně mechanismus vyvození přítlaku, pohonná jednotka polohovacího šroubu, vedení měřicího modulu, výklopná kolébka, skříňový rám, systém naklápění a příčný posuv. Vyvození přítláčné síly je zprostředkováno pomocí tlačné pružiny, jejíž stlačení je řízeno polohovacím šroubem poháněným krokovým motorem přes ozubený řemen. Měřicí modul je veden pomocí kuličkového lineárního vedení, které umožnilo kopírování nerovností povrchu kolejnice. Výklopná kolébka uložená ve skříňovém rámu umožňuje naklápění modulu v rozsahu 0° až 70° s aretací po 10° . Příčný posuv slouží k ustavení měřicího kola vůči profilu kolejnice při jednotlivých úhlech naklopení.

Nezbytnou součástí konstrukční části byly i kontrolní výpočty vybraných prvků. Bylo ověřeno uložení polohovacího šroubu v kluzných pouzdrech, pevnost samotného šroubu v provozním i havarijním stavu, vhodnost zvoleného krokového motoru, únosnost lineárního vedení měřicího modulu a uložení výklopné kolébky. Na základě daných výpočtů bylo možné konstatovat, že navržené konstrukční uzly jsou z hlediska zatížení vyhovující. Dále bylo ovšem zjištěno, že při maximálním náklonu modulu vznikají klopné momenty, které překračují povolené hodnoty vedení ELZ40. Z tohoto důvodu bylo jako vhodnější řešení navrženo použití vedení ELZ60.

Výstupem práce je kromě samotného konstrukčního návrhu s technickými výpočty ještě výkresová dokumentace vybraných součástí včetně výkresu sestavy modulu traťového tribometru. Zhotoveny byly také 3D vizualizace navrženého modulu, které jsou součástí příloh.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. EVANS, Jerry a Simon IWINICKI. *Vehicle Dynamics and the Wheel/rail Interface*. London: Institution of Mechanical Engineers, 2002. 22s. Dostupné také z: https://www.researchgate.net/publication/27398971_Vehicle_dynamics_and_the_wheelrail_interface
2. IDERIS, Muhammad Haziq, et al. Effects of Coating and Lubrication on Friction and Wear for Metal-to-Metal Application. *Journal of Advanced Research in Applied Mechanics* [online]. 2023, roč. 110, č. 1, s. 52–62. ISSN 2289-7895. Dostupné z DOI: 10.37934/aram.110.1.5262.
3. YANG, Zhen a Zili LI. Wheel-rail dynamics interaction. In: CALÇADA, Rui a Sakdirat KAEWUNRUEN, ed. *Rail Infrastructure Resilience: A Best-Practises Handbook*. Amsterdam: Elsevier, 2022, s. 111-135. ISBN 978-0-12-821042-0. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/361706359_Wheel-rail_dynamic_interaction
4. JOHNSON, K.L. *Contact mechanics*. Cambridge University Press, 1985. ISBN 0-521-34796-3
5. POLACH, Oldrich. Creep forces in simulation of traction vehicles running on adhesion limit. *Wear*. Lausanne: Elsevier B.V, 2005, 258(7-8), 992-1000. ISSN 0043-1648. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164804003072>
6. SUGATHAPALA, Nisal, Elias KASSA, Jerome PUN a Wenyi YAN. Assessment of the influence of wheel rail wear on flange climbing using derailment criteria. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2025. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00423114.2025.2596037>
7. OLOFSSON, Ulf, Yi ZHU, Saeed ABBASI, Roger LEWIS a Stephen LEWIS. Tribology of the wheel-rail contact – aspects of wear, particle emission and adhesion. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2013, 51(7), 1091-1120. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00423114.2013.800215>
8. WANG, Jianxi, Jirong GUI, Long CHEN a Xiangguo LI. Distribution characteristic of wheel0rail contact under random parameters. *Australian Journal of Mechanical Engineerig* [online]. 2019, 17(3), 155-161. ISSN 1448-4846. Dostupné z: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/14484846.2017.1299664>
9. VOLLEBREGT, Edwin, Klaus SIX a Oldrich POLACH. Challenges and progres in the inderstanding and modeling of the wheel-rail creep forces. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2021, 59(7), 1026-1068. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00423114.2021.1912367>

10. ZHOU, Jiajun, Chun TIAN, Tianhe MA a Gengwei ZHAI. Mechanism of Wheel-Rail Adhesion Recovery During Large Sliding Processes Under Water Lubrication Condition. *Tribology Transactions* [online]. 2024, 67(6), 1232-1251. ISSN 1040-2004. Dostupné z: doi:10.1080/10402004.2024.2415476
11. GALAS, Radovan. Friction Modification within Wheel-Rail Contact. Brno, 2017. 110 s. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
12. LEWIS, Roger a Ulf OLOFSSON, ed. Wheel-rail interface handbook. Oxford: Woodhead Publishing, 2009. Woodhead Publishing in materials. ISBN 978-1-84569-412-8.
13. POPOVICI, Radu Ionut. Friction in Wheel - Rail Contacts. Enschede, 2010. Ph.D. Thesis. University of Twente. ISBN 978-90-365-2957-0. Dostupné také z: doi:10.3990/1.9789036529570.
14. ESVELD, Coenraad. Modern Railway Track. 2. vyd. Zaltbommel: MRT-Productions, 2001. ISBN 90-800324-3-3.
15. VALENA, Martin. *Performance evaluation of products for rail head*. Brno, 2024. 41 s. Teze disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
16. MAGELLI, Matteo, Rosario PAGANO a Nicolò ZAMPIERI. Design of an Innovative Twin-Disc Device for the Evaluation of Wheel and Rail Profile Wear. *Designs*. 2024, roč. 8, č. 4, s. 73. ISSN 2411-9660. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/designs8040073>
17. XAVIER, Yanna Luccidi, Andrei Bavaresco REZENDE, Solange Tamara FONSECA, Edilson Jun KINA a Paulo Roberto MEI. Friction Modifier Performance in Twin-Disk Tests Using Disks of the Same Microstructure and Hardness. *Tribology Transactions* [online]. 2025, 68(1), 1–11. DOI: 10.1080/10402004.2024.2429716. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/10402004.2024.2429716>
18. WHITE, Ben, Zing Siang LEE a Roger LEWIS. Towards a Standard Approach for the Twin Disc Testing of Top-Of Rail Friction Management Products. *Lubricants* [online]. 2022, 10, 124. DOI: 10.3390/lubricants10060124. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/lubricants10060124>
- 19 [27] ZHANG, Tao, Feng JIANG, Lan YAN, Zhengyi JIANG a Xipeng XU. A novel ultrahigh-speed ball-on-disc tribometer. *Tribology International*. 2021, roč. 157, s. 106901. ISSN 0301-679X. Dostupné z DOI: 10.1016/j.triboint.2021.106901.
- 20 [16] LI, Xinmin, Ulf OLOFSSON a Ellen BERGSETH. Pin-on-Disc Study of Tribological Performance of Standard and Sintered Gear Materials Treated with Triboconditioning Process: Pretreatment by Pressure-Induced Tribofilm Formation. *Tribology Transactions*. 2017, roč. 60, č. 1, s. 47-57. ISSN 1040-2004. Dostupné z DOI: 10.1080/10402004.2016.1146379.

- 21 [24] REY, Thomas, Eric PAPIN, Vincent FRIDRICI a Fabrice DASSENROY. Experimental study of the tribological performance of a solid lubricant stick with MoS₂ for wheel-rail contact. *Wear*. 2025, roč. 570, č. 205941. ISSN 0043-1648. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2025.205941>
- 22 [26] *ASTM G99-95a (Reapproved 2000): Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus*. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2000
- 23 LEHVOSS GROUP. *Tribological test methods. Support for material selection and application optimization*. [online]. 23. October 2023 [cit. 2026-03-18]. Dostupné z: <https://blog.lehvoss.de/tribological-test-methods-support-for-material-selection-and-application-optimization/>
- 24 LI, Duanjie. *BLOCK-ON-RING SLIDING WEAR EVALUATION* [online]. Irvine, CA: Nanovea, 2016 [cit. 2026-03-18]. Dostupné z: nanovea.com
- 25 MADEJ, Marcin a Beata LESZCZYŃSKA-MADEJ. The Influence of Friction Parameters and Material Type on Results in the Block-on-Ring Friction System. *Lubricants*. 2025, 13(2), 94. ISSN 2075-4442. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/lubricants13020094>
- 26 nove POULIOS, K., N. DRAGO, P. KLIT a L. DE CHIFFRE. A reciprocating pin-on-plate test-rig for studying friction materials for holding brakes. *Wear* [online]. Elsevier, 2014, roč. 311, s. 40–46 [cit. 2026-03-18]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2013.12.023>
- 27 23 CREMER, Labau, Johan VAN DER MERWE a Thorsten H. BECKER. A method for determining machine configurations for multidirectional pin-on-plate wear testing. *Results in Surfaces and Interfaces* [online]. Elsevier, 2025, roč. 19, č. 100488 [cit. 2026-03-18]. ISSN 2666-8459. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rsurfi.2025.100488>
- 28 VODEHNAL, Michal. *Vývoj tribometru pro měření adheze na reálné kolejnici*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. Milan Omasta, Ph.D.
- 29 HARRISON, H., T. MCCANNEY a J. COTTER. Recent developments in coefficient of friction measurements at the rail/wheel interface. *Wear*. 2002, roč. 253, s. 114–123. ISSN 0043-1648.
- 30 PÁLINKÓ, Márton. *Estimation of wheel-rail friction at vehicle certification measurements*. Stockholm, 2016. Master of Science Thesis. KTH Royal Institute of Technology. TRITA/AVE 2016:87. ISSN 1651-7660.
31. LEMMA, Yonas, Matthias ASPLUND a Matti RANTATALO. *Initial validity study of portable railway track tribometer*. Luleå: Luleå University of Technology, Division of Operation and Maintenance Engineering, prosinec 2014. Research report, LTU 201x:1x

32. WHITE, Ben, Michael WATSON, Joseph JAFFE a Roger LEWIS. A field methodology to assess the performance of rail cleaning, using a new portable tribometer. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2025, roč. 239, č. 5, s. 421-430. DOI: 10.1177/09544097251321031.
33. RIVELIN RAIL. *Rivelin Rail: Friction Measurement for Friction Management* [online]. Sheffield: Rivelin Rail, ©2025 [cit. 2026-03-22]. Dostupné z: <https://rivelinrail.com>
34. VALENA, Martin, Milan OMASTA, Daniel KVARDA, Radovan GALAS, Ivan KRUPKA a Martin HARTL. An approach for the creep-curve assessment using a new rail tribometer. *Tribology International*. Elsevier, 2024, roč. 191, č. 109153. ISSN 0301-679X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.109153>
35. OPTIMOL INSTRUMENTS PRÜFTECHNIK GMBH. *2disk - Two-Disk Test Bench: Tribological testing of heavily stressed rolling contacts* [online]. München: Optimol Instruments Prüftechnik GmbH, © 2026 [cit. 2026-03-25]. Dostupné z: <https://www.optimol-instruments.de/products/2disk>
36. WHITE, Ben, Roger LEWIS, David FLETCHER, Tim HARRISON, Peter HUBBARD a Christopher WARD. Rail-wheel friction quantification and its variability under lab and field trial conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2024, roč. 238, č. 5, s. 569-579. DOI: 10.1177/09544097231209483. Dostupné také z: journals.sagepub.com/home/pif
37. Abduraxman, B., Hubbard, P., Harrison, T., Ward, C., Fletcher, D., Lewis, R., & White, B. (2024). Acceleration-based friction coefficient estimation of a rail vehicle using feedforward NN: validation with track measurements. *Vehicle System Dynamics*, 62(12), 3235–3254. <https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2323600>
38. LEWIS, R., S. R. LEWIS, Yi ZHU, S. ABBASI a U. OLOFSSON. The modification of a slip resistance meter for measurement of railhead adhesion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2012, roč. 227, č. 1, s. 94–105. ISSN 0954-4097
39. TÜV SÜD SVERIGE AB. *IWT4 - Instrumented Wheelsets: Fourth generation of wheelset technology*. Stockholm: TÜV SÜD Sverige AB, [2019]. 4 s. Produktová brožura.
40. VALENA, Martin, Milan OMASTA, Radovan GALAS a Martin HARTL. Vývoj traťového tribometru pro hodnocení adheze na reálné kolejnici. In: *XXV. konference s mezinárodní účastí: Současné problémy v kolejových vozidlech 2021* [online]. Česká Třebová, 15.–17. září 2021. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2021, s. 374–380
41. MUKRAS, Saad Mohamed Suleiman. Computer Simulation/Prediction of Wear in Mechanical Components. *Advances in Tribology*. 2020, roč. 2020, s. 1–25. ISSN 1687-5915. Dostupné také z: https://www.researchgate.net/figure/Illustration-of-the-principle-behind-the-pin-on-disk-wear-test_fig4_347484176

42. CABRAL MIRAMONTES, José, et al. Wear Resistance of Thermal Spray WC-Co-VC Nanostructured Coatings. In: DARJI, Pranav H., ed. *Advances in Tribology*. London: IntechOpen, 2016, s. 119–141. ISBN 978-953-51-2683-6. Dostupné z: doi:10.5772/64575
43. SHENZHEN CHIHAI MOTOR. *Rozdíl mezi stejnosměrným motorem a krokovým motorem* [online]. Shenzhen: Shenzhen Chihai Motor Co., Ltd., 7. prosince 2022 [cit. 2026-04-25]. Dostupné z: <https://cz.gearboxmotor.net/info/the-difference-between-dc-motor-and-stepper-mo-88548487.html>
44. SINOEXTRUD. Jaká je houževnatost hliníku 7075 ve srovnání s ocelí? *Sinoextrud.com* [online]. 23. červen 2025 [cit. 2026-05-02]. Dostupné z: <https://sinoextrud.com/cs/jaka-je-houzevnatost-hliniku-7075-ve-srovnani-s-oceli/>
45. ELESAGANTER. ISO 7379 Lícované šrouby: Ocel / Nerezová ocel, s válcovou hlavou. *Elesa-ganter.cz* [online]. © 2026 [cit. 2026-05-02]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/cs/cze/strojni-prvky--licovane-srouby--iso7379?err=second>
46. SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Brno: CERM, 2019. ISBN 978-80-7623-010-1.
47. HENNLICH s.r.o. *Typ SR: Plně kuličkové lineární vedení SR* [online]. Litoměřice: HENNLICH, o.z. LIN-TECH, 2026 [cit. 2026-05-03]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/lin-tech/typ-sr/>
48. FUTEK ADVANCED SENSOR TECHNOLOGY, INC. *Hand Held Digital Display - IHH500 Series* [online]. Irvine (CA): FUTEK Advanced Sensor Technology, © 2026 [cit. 2026-05-18]. Dostupné z: https://www.futek.com/store/instruments/digital-hand-held-display/digital-hand-held-display-ihh500?srsId=afmboopvy7antjbhswcganpydvi6twemrifmf92b_x4a8r7culjvvmhi
49. HENNLICH s.r.o. *Typ HR: Plně kuličkové lineární vedení HR* [online]. Litoměřice: HENNLICH, o.z. LIN-TECH, 2026 [cit. 2026-05-03]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/lin-tech/typ-hr/?_gl=1*1ypmlrc*_up*MQ..*_gs*MQ..&gclid=CjwKCAjw46HPBhAMEiwASZpLRFUa1mAewefasJBVNNyycCwI4yL-VZmlQcrDSKREmfodvLAtGEhZoxoCx3kQAvD_BwE&gbraid=0AAAAAD3ofpuNZ5Y3etaKfUtGdzQhCUT0x
50. HENNLICH s.r.o. *Tlačné pružiny z pružinové oceli* [online]. Litoměřice: HENNLICH, Divize SPRINGS, 2026 [cit. 2026-05-06]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/springs/tlacne-pruziny-z-pruzinove-oceli/?s22-min=1&s23-min=10&s26-min=10&s22-max=6&s23-max=26&s26-max=20&s32-min=10&s28-min=150&s32-max=25&s28-max=250&pageSize=10&isCheckPurchasePrices=true>

51. IGUS. iglidur® J, přírubové ložisko, mm - JFM: Part number: JFM-0610-10. *Igus.cz* [online]. © 2026 [cit. 2026-05-06]. Dostupné z: <https://www.igus.cz/iglidur-ibh/flanged-bearings/product-details/iglidur-j-m?artnr=JFM-0610-10#maxSurfacePressure=30&quantity=1&dimensions=d1%3A6-b1%3A10&lifetimeParameters=oppositeMaterialId%3A3-activityMinutesPerHour%3A60-typeOfMovement%3Alinear+and+rotation-force%3A660-rotatingSpeed%3A0.015707963267948963-linearSpeed%3A0.01667&dirtAndDust=true>
52. IGUS. iglidur® J, přírubové ložisko, mm - JFM: Part number: JFM-0812-12. *Igus.cz* [online]. © 2026 [cit. 2026-05-06]. Dostupné z: <https://www.igus.cz/iglidur-ibh/flanged-bearings/product-details/iglidur-j-m?artnr=JFM-0812-12#quantity=1&dimensions=d1%3A8-d2%3A12&lifetimeParameters=rotatingSpeed%3A0.0041887902047863905>
53. LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. 6. vyd. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8
54. BOTLAND. Krokový motor JK42HS40-0404 200 kroků / ot. 12V / 0,4A / 0,4Nm. *Botland.cz* [online]. 2026 [cit. 2026-05-09]. Dostupné z: <https://botland.cz/krokovemotory/3607-krokovy-motor-jk42hs34-0404-200-kroku-ot-12v-04a-025nm-5904422350345.html>
55. TYMA CZ. Ozubená řemenice 21 AT5/24-2 (hliník). *Tyma.cz* [online]. © 2026 [cit. 2026-05-07]. Dostupné z: <https://eshop.sharplayers.cz/p/uzavreny-remen-gt2#5050>
56. SHARPLAYERS. Řemenice GT2: Počet zubů: 20, Průměr hřídele: 8 mm, Šířka řemene: 6 mm. *Eshop.sharplayers.cz* [online]. © 2021-2026 [cit. 2026-05-07]. Dostupné z: <https://eshop.sharplayers.cz/p/remenice-gt2#864>
57. HBP MĚŘICÍ TECHNIKA. *KMR+: KMR+ Tenzometrické siloměrné podložky: 11 kapacit a stupeň krytí IP68* [online]. [cit. 2026-05-11]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/sortiment-produktu-hbm/snimace-a-senzory-mechanickych-velicin/snimace-sily/kmr/>
58. FUTEK ADVANCED SENSOR TECHNOLOGY. *Model LTH300: Donut/Thru Hole Load Cell* [online]. Irvine (CA): Futek Sensor Technology, ©2026 [cit. 2026-05-11]. Dostupné z: <https://adm.futek.com//globalassets/productmodels/specs/lth350.pdf>
59. FUTEK ADVANCED SENSOR TECHNOLOGY. *Hand Held Digital Display – IHH500 Series Overview* [online]. Irvine (CA). Futek Sensor Technology, ©2026 [cit. 2026-05-11]. Dostupné z: https://www.futek.com/ihh500-series?srsId=afmbooq47h0uhj0gail6z1oosz690dd_vugpcp6aebw0bzq7udrpvaxs

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

9.1 Seznam zkratek

MSP	Mezní stav pružnosti
VVÚ	Výsledné vnitřní účinky
PoD	pin-on-disc
PoP	pin-on-plate
PTFE	polytetrafluorethylen

9.2 Příklady použitých fyzikálních veličin

α	[°]	úhel náklonu měřicího modulu
a	[m·s ⁻²]	zrychlení při rozjezdu modulu
b	[mm]	šířka vedení
b_A, b_B	[mm]	šířky pouzder A a B
C_0	[N]	statická únosnost ložiska
d	[mm]	průměr drátu pružiny
d_2, d_3	[mm]	střední průměr závitu, průměr jádra závitu
d_A, d_B	[mm]	vnitřní průměry pouzder A a B
D_d, D_h	[mm]	průměr vodícího trnu a vodícího pouzdra pružiny
D_e, D_i	[mm]	vnější a vnitřní průměr pružiny
D_{pod}, d_{pod}	[mm]	vnější a vnitřní průměr podložky
$d_{\text{ř}}$	[mm]	roztečný průměr řemenice
d_{zapE}, d_{zapG}	[mm]	průměry zápichů v místech E a G
f, f_{pou}, f_z	[-]	součinitel tření
F_{a1}, F_{a2}	[N]	síla od zrychlení modulu
$F_{gM}, F_{gM,y}$	[N]	tíhová síla měřicího modulu a její složka ve směru měření
F_k	[N]	požadovaná normálová síla v kontaktu měřicího kola a kolejničky
F_N, F_n	[N]	normálová síla
F_{nap}	[N]	napínací síla řemene
F_p, F_{pskut}	[N]	síla vyvozená pružinou, skutečná síla

$F_{RA,y}$	[N]	vyvozená pružinou
$F_{RB,x}, F_{RB,y}$	[N]	reakční síla v pouzdře A ve směru osy y
F_t, F_T	[N]	reakční síly v pouzdře B ve směru os x a y
$F_{t,k}$	[N]	třecí síla, trakční síla
F_{vz}	[N]	tečná síla v kontaktu
F_Z	[N]	zvedací síla v závitě
F_{ZX}, F_{ZY}	[N]	tíhová síla závaží
g	[m·s ⁻²]	složky tíhové síly závaží ve směrech os x a y
k_E, k_F, k_G	[-]	tíhové zrychlení
l_1-l_{13}	[mm]	bezpečnost v místech E, F a G
L_0, L_n	[mm]	délkové rozměry použité ve výpočtech
		délka pružiny v nezátíženém a plně zatíženém stavu
m_M	[kg]	hmotnost měřicího modulu
M_k	[N·m]	krouticí moment
M_{k1}, M_{k2}	[N·m]	krouticí momenty v jednotlivých úsecích
		polohovacího šroubu
$M_{km}, M_{km,min}$	[N·m]	jmenovitý moment krokového motoru,
		minimální hnací moment motoru
M_{kpod}	[N·m]	třecí moment mezi podložkou a pouzdrem
M_{kz}	[N·m]	třecí moment v závitě
M_{klop}	[N·m]	klopný moment
$M_{klop,x}, M_{klop,y}, M_{klop,z}$	[N·m]	klopné momenty kolem os x, y a z
$M_{m,max}$	[N·m]	maximální moment motoru po převodu
M_o	[N·mm]	ohybový moment
$M_{o,E}, M_{o,F}, M_{o,G}$	[N·mm]	ohybové momenty v místech E, F a G
$M_{o,max}$	[N·mm]	maximální ohybový moment
M_x, M_y, M_z	[N·m]	momenty kolem os x, y a z
$N_z, N_{z,x}, N_{z,y}$	[N]	normálová síla v polohovacím šroubu a její složky
N_{max}	[N]	maximální normálová síla v havarijním stavu
N_z	[N]	normálová síla v závitě
P	[mm]	stoupání závitu
$p_{p,A}, p_{p,B}$	[MPa]	tlak v pouzdře A a B
$p_{pB,x}$	[MPa]	axiální tlak na přírubu pouzdra B
$p_{p,dov}$	[MPa]	dovolený povrchový tlak pouzdra
$p_{ř}$	[mm]	rozteč zubů řemene
p_h	[mm]	stoupání závitu polohovacího šroubu

R	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$	tuhost pružiny
R_Z	$[\text{mm}]$	rameno síly
r	$[\text{mm}]$	vzdálenost měřicího kola od vedení
$R_e, R_{e,C45}$	$[\text{MPa}]$	mez kluzu materiálu, mez kluzu oceli C45
$R_{stř}$	$[\text{mm}]$	střední poloměr třecí plochy
R_X, R_Y	$[\text{N}]$	reakční síly ve směrech os x a y
s_0	$[-]$	statická bezpečnost ložiska
T	$[\text{N}]$	posouvající síla
T_1, T_2	$[\text{N}]$	posouvající síly v jednotlivých úsecích
v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost pohybu modulu
x	$[\text{mm}]$	vzdálenost posunutí závaží
z_1	$[-]$	počet zubů hnací řemenice
φ	$[\text{°}]$	úhel stoupání závitu
μ	$[-]$	součinitel adheze / trakce
$\sigma_{o,E}, \sigma_{o,F}, \sigma_{o,G}$	$[\text{MPa}]$	ohybová napětí v místech E, F a G
$\sigma_{p,F}, \sigma_{p,G}$	$[\text{MPa}]$	normálová napětí v místech F a G
$\sigma_{red,E}, \sigma_{red,F}, \sigma_{red,G}$	$[\text{MPa}]$	redukovaná napětí v místech E, F a G
$\tau_{k,E}, \tau_{k,F}, \tau_{k,G}$	$[\text{MPa}]$	smyková napětí od krutu v místech E, F a G

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obrázek 1 - Adhézní charakteristika [12]	15
Obrázek 2 - Poloha kontaktních ploch [38].....	16
Obrázek 3 - Vnitřní struktura kontaktní plochy [12] (upraveno)	16
Obrázek 4 - Kontaktní zóny [12] (upraveno)	17
Obrázek 5 - Hodnoty součinitele tření v kontaktu kolo/kolejnice [18]	19
Obrázek 6 - a) Schéma metody pin-on-disc [41], b) Schéma metody ball-on-disc [42] (upraveno)	20
Obrázek 7 - Schéma metody pin-on-plate [41] (upraveno)	21
Obrázek 8 - Schéma metody block-on-ring [2] (upraveno).....	21
Obrázek 9 - Twin-disc tribometr s válcovými disky [35]	22
Obrázek 10 - Schéma twin-disc tribometru s reálnými profily disků [16]	22
Obrázek 11 – Tribometrický vlak Britských drah [30].....	23
Obrázek 12 - Přídavné měřicí zařízení [30]	24
Obrázek 13 - Měřicí podvozek IWT4 [39].....	24
Obrázek 14 - Ručně tlačенý tribometr [31].....	25
Obrázek 15 - OnTrack tribometr [37]	26
Obrázek 16 - Přenosný traťový tribometr PRT 300 [32]	26
Obrázek 17 – VUT traťový tribometr [34].....	27
Obrázek 18 – Konstrukce tribometru podle Vodehnala [28].....	28
Obrázek 19 – Konstrukce tribometru podle Valeny [34]	28
Obrázek 20 – Schéma měřicího modulu [28]	29
Obrázek 21 – Schéma koncepce gravitačního principu	34
Obrázek 22- Zjednodušené schéma konceptu se závažím a rozklad sil	35
Obrázek 23 – Koncepční schéma mechanismu s tlačnou pružinou a otočným ramenem...36	
Obrázek 24 – Schéma modulu s lineárním vedením a pružiny uložené v ose	37
Obrázek 25 – Schéma mimoosového uložení pružiny s horní (vlevo) a dolní (vpravo) orientací šroubu	38
Obrázek 26 – Schéma koncepčního řešení s vedenou maticí a dvojicí pouzder	39

Obrázek 27 - Schéma kulisového mechanismu s otevřeným ramenem	40
Obrázek 28 – Schéma konceptu skříňového rámu	41
Obrázek 29 – Schéma šroubového převodu s táhlem	42
Obrázek 30 - Schéma způsobu odečítání síly pomocí pravítka.....	43
Obrázek 31 - Schéma digitálního snímání síly	44
Obrázek 32 - Modul traťového tribometru.....	45
Obrázek 33 - Naklápěcí modul traťového tribometru.....	46
Obrázek 34 - Skříňový rám.....	47
Obrázek 35 - Konstrukce výklopné kolébky	48
Obrázek 36 - Způsob upevnění bočnice k desce kolébky	49
Obrázek 37 - Povolení aretačního šroubu (vlevo) a jeho utažení (vpravo).....	50
Obrázek 38 – Schéma principu naklápění.....	50
Obrázek 39 - Způsob uložení kolébky.....	51
Obrázek 40 - Princip uložení kuličkového vedení HR 1123	52
Obrázek 41 – Konstrukční řešení regulování vůle kuličkového vedení	52
Obrázek 42 - Silové schéma pro kontrolu vedení HR1123í	53
Obrázek 43 - Schéma pružinového mechanismu	54
Obrázek 44 - Detail uchycení ramene k přírubě modulu	55
Obrázek 45 - Princip vedení tlačné pružiny	56
Obrázek 46 - Uložení polohovacího šroubu.....	57
Obrázek 47 - Schéma rozložení sil v závitu	60
Obrázek 48 - Výsledné vnitřní účinky v seřizovacím šroubu	63
Obrázek 49 - Nebezpečná místa na polohovacím šroubu	64
Obrázek 50 - Umístění krokového motoru.....	70
Obrázek 51 - Detail uchycení řemenice na polohovacím šroubu	71
Obrázek 52 - Princip napínání řemene	72
Obrázek 53 -Ustavení a upevnění desky motoru	73
Obrázek 54 - Posunutí kola v příčném směru při náklonu	73
Obrázek 55 - Umístění příčného vedení SR 15M1W	74
Obrázek 56 - Silové schéma.....	75

11 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Vypočtené a dovolené hodnoty klopných momentů pro vedení HR 1123	53
Tabulka 2: Parametry tlačné pružiny [50].....	55
Tabulka 3: Parametry plastových kluzných pouzder Iglidur [51,52] a působící síly	58
Tabulka 4: Rozměry podložky	59
Tabulka 5: Délkové rozměry potřebné k výpočtu reakčních sil	62
Tabulka 6: Hodnoty potřebné k pevnostní kontrole šroubu	64
Tabulka 7: Kalibrační tabulka pro nastavení síly pružiny	68
Tabulka 8: Technické parametry krokového motoru [54].....	69
Tabulka 9: Technické parametry řemene GT2 [55]	71
Tabulka 10: Montážní postup pro kolejnic vedení SR 15M1W	74
Tabulka 11: Vypočtené a dovolené hodnoty klopných momentů pro vedení SR 15M1W [47]	76
Tabulka 12: Vypočtené a dovolené hodnoty momentů pro vedení ELZ 40	76

12 SEZNAM PŘÍLOH

1-BP-03/00	Výkres sestavy pružinového mechanismu
1-BP-03/00-K1	Výkres sestavy pružinového mechanismu – kusovník 1
1-BP-03/00-K2	Výkres sestavy pružinového mechanismu – kusovník 2
1-BP-02/00	Výkres sestavy výklopné kolébky
1-BP-02/00-K1	Výkres sestavy výklopné kolébky – kusovník 1
1-BP-02/00-K2	Výkres sestavy výklopné kolébky – kusovník 2
1-BP-01/00	Výkres sestavy modulu
1-BP-01/00-K1	Výkres sestavy modulu – kusovník 1
1-BP-01/00-K2	Výkres sestavy modulu – kusovník 2
2-BP-03/01	Výkres upínací desky kolébky
2-BP-02/12	Výkres pravé bočnice kolébky
2-BP-01/14	Výkres levé bočnice rámu
2-BP-01/16	Výkres upínací desky rámu
 Příloha 1	 Vizualizace

PŘÍLOHA 1

