



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ NÁVRH PÁKOVÉ DREZÍNY

DESIGN OF A HAND-LEVER DRAISINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Uhrovič

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jakub Rekem

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jakub Uhrovič**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jakub Rekem**
Akademický rok: 2022/23

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:

Konstrukční návrh pákové drezíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena na konstrukční návrh pákové drezíny, s respektováním zadaných parametrů.

Finální konstrukční návrh bude reprezentován formou výkresové dokumentace.

Cíle bakalářské práce:

Popis konstrukce pákové drezíny a možných konstrukčních variant.

Konstrukční návrh pákové drezíny s respektováním zadaných parametrů v libovolném programovém prostředí.

Výpočtové ověření pevnostních charakteristik vybraných částí mechanismu pomocí analytického přístupu.

Vyhotovení výkresové dokumentace finální varianty konstrukčního návrhu.

Seznam doporučené literatury:

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

KOLÁŘ, Josef. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Práce se zabývá konstrukčním návrhem ruční pákové drezíny, která má po zhotovení sloužit jako turistická atrakce v muzeu KŽM Vrútky v Martině. První část práce podává stručné informace o historii a účelu drezín. Jsou zde popsány konstrukce některých konkrétních typů drezín. Druhá část práce se zaměřuje na samotnou konstrukci vlastního návrhu, přičemž využívá získané informace z první části. Jsou zde podrobně popsána jednotlivá konstrukční řešení navržené drezíny. Ve třetí části jsou zkoumána silová působení na prvky mechanismu. Následně jsou pomocí analytických metod výpočtů ověřeny pevnostní charakteristiky vybraných částí. Na závěr je dle zadání zhotovena výkresová dokumentace některých částí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Ruční páková drezína, klikovahadlový mechanismus, řetězový převod, železniční dvojkolí

ABSTRACT

The thesis focuses on the design and construction of a hand lever draisine, which, upon completion, is intended to serve as a tourist attraction at the KŽM Vrútky museum in Martin, Slovakia. The first part of the thesis gives brief information about the history and purpose of hand lever draisines and describes their construction. The second part of the thesis focuses on the actual design of the proposed solution and utilizing the information gathered in the first part. It provides a detailed description of the individual design solutions for the draisine. In the third part, the force actions on the elements of the mechanism are investigated. Subsequently, the strength characteristics of the selected parts are verified using analytical calculation methods. Finally, in accordance with the requirements, a drawing documentation of specific parts is prepared.

KEYWORDS

Hand lever draisine, crank rocker mechanism, chain drive, bogie

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

UHROVIČ, J. *Konstrukční návrh pákové drezíny*. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Jakub Rekem. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149155>



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2023

.....

Jakub Uhrovič

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych především poděkoval panu Ing. Jakubu Rekemovi za vedení bakalářské práce a za rady, které mi poskytl. Dále bych chtěl poděkovat spolužákům za pomoc při studiu a rodině za podporu.

OBSAH

Úvod	10
1 Přehled současného stavu poznání	11
1.1 Historie drezín: přehled vybraných typů	11
1.2 Konstrukce ruční pákové drezíny	12
1.2.1 Rám.....	12
1.2.2 Dvojkolí	15
1.2.3 Páka s vahadlem	16
1.2.4 Převod.....	18
1.2.5 Brzdy	18
2 Koncepční a konstrukční řešení drezíny	19
2.1 Rám.....	20
2.2 Dvojkolí	21
2.3 Páka s vahadlem.....	22
2.4 Ojnice.....	22
2.5 Kliková hřídel	23
2.6 Převod	23
2.7 Model celého pohonného ústrojí.....	25
2.8 Brzda.....	26
2.9 Lavice a zábradlí	27
3 Silové, rozměrové a funkční výpočty	28
3.1 Grafická syntéza klikovahadlového mechanismu.....	28
3.1.1 Výpočet délek jednotlivých členů mechanismu	28
3.1.2 Silový rozbor navrženého mechanismu.....	31
3.2 Výpočet převodového poměru.....	35
3.2.1 Maximální rychlost drezíny.....	38
3.3 Analýza zatížení a pevnostní výpočty jednotlivých součástí.....	39
3.3.1 Sestava páky	39
3.3.2 Horní rám.....	39
3.3.3 Hnaná náprava	39
3.3.4 Převod.....	39
Závěr	40
Použité informační zdroje	41
Seznam použitých zkratk a symbolů	44
Seznam příloh	46

ÚVOD

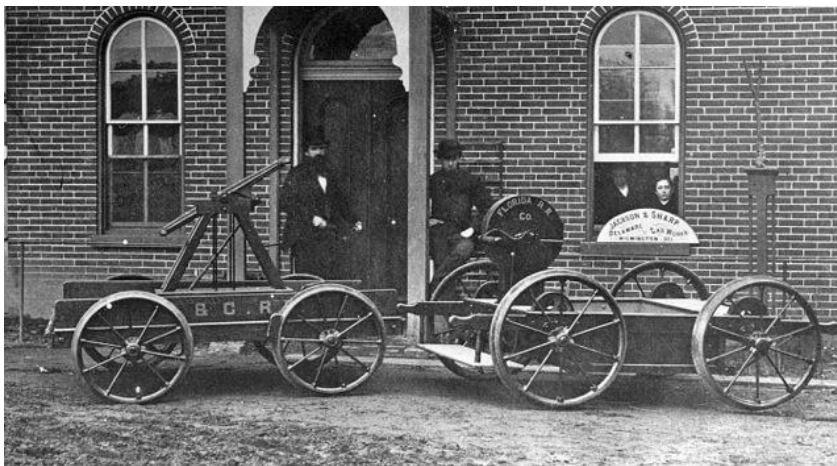
Železnice představovaly klíčový mezník v historii dopravy umožňující spojení vzdálených oblastí. Problémem při jejich výstavbě byla nutnost přesouvat dělníky a materiál na velké vzdálenosti. V této situaci se ruční pákové drezíny staly nepostradatelným nástrojem, který značně usnadňoval přesun dělníků a materiálu po železnicích ve výstavbě.

V 60. letech 19. století v individuálních dílnách začaly vznikat první drezíny vyživající pro svůj pohon ruční kliku. Toto konstrukční řešení pohonu se ukázalo jako nebezpečné a mělo za následek nejen řadu zranění, ale i smrt dělníků. Vzhledem k těmto rizikům bylo nutné vyvinout bezpečnější alternativu. Jako nejlepší řešení pohonu drezíny se ukázalo využití klikovahadlového mechanismu, což znamenalo zásadní technologický posun. Ruční pákové drezíny byly používány do 20. let 20. století, kdy je nahradily motorizované drezíny.

Většina železničních muzeí v České republice pákovou drezínou nedisponuje, proto by navržená drezína našla potenciální uplatnění. Konkrétně je zamýšlena realizace na Slovensku v Muzeu železnice KŽM Vrútky a v Česku na zbýšovské dráze Muzea průmyslových železnic.

Cílem této bakalářské práce je popsat konstrukci pákové drezíny a možné konstrukční varianty, zhotovit vlastní návrh s respektováním zadaných parametrů, výpočtově ověřit pevnostní charakteristiky vybraných částí mechanismu pomocí analytického přístupu a vyhotovit výkresovou dokumentaci finálního návrhu.

Finální návrh by měl za použití současných technologií a aplikace inženýrského přístupu zdokonalit původní verzi.



Obr. 1 Páková drezína a drezína s ruční klikou [1]

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

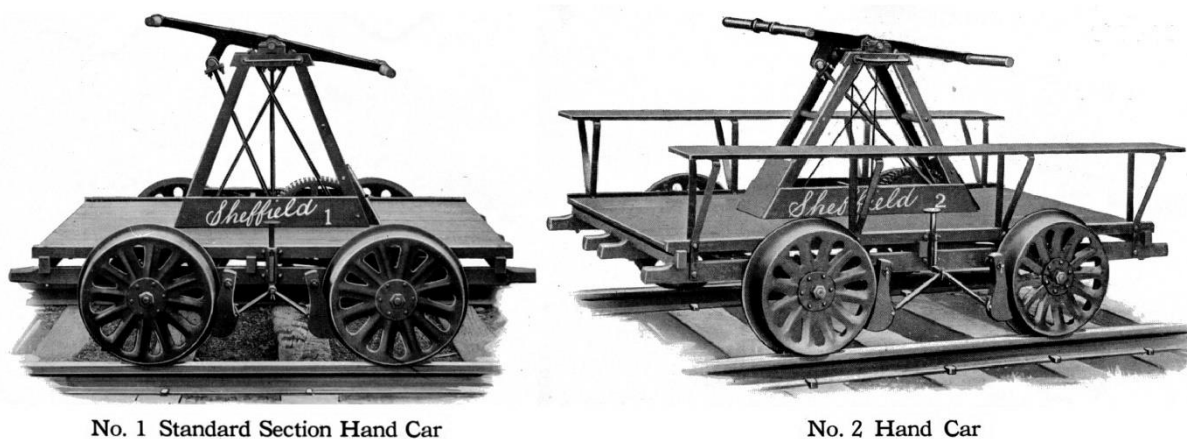
Tato část práce se zabývá popisem a analýzou konstrukcí ručních pákových drezín, a to jejich hlavních konstrukčních prvků, jako jsou podvozek (rám, dvojkolí včetně vedení, vypružení a brzd) a pohonné ústrojí (klikovahadlový mechanismus, uložení jeho členů a převody).

1.1 HISTORIE DREZÍN: PŘEHLED VYBRANÝCH TYPŮ

V Severní Americe se kvůli velkým vzdálenostem a nízké hustotě obyvatelstva železniční doprava rozvíjela intenzivněji než v jiných zemích a drezíny zde byly při výstavbě železnic značně využívány, proto většina informací, z kterých vychází tato práce, pochází z amerických informačních zdrojů. Nicméně obdobné drezíny se používaly i v Evropě.

První komerčně vyráběné drezíny v USA pocházely od firem Sheffield, Buda a Kalamazoo [2]. Jejich konstrukce se nijak zásadně nelišily, všechny vycházely z patentu George Sheffielda z roku 1887. Z Katalogu společnosti Sheffield byly vybrány drezíny N°1 „Standart Section-Hand Car“ a N°2 „Special Handcar“ (obr. 1-1). N°1 byla drezína pouze s plošinou na stání, N°2 byla většího rozměru a po stranách měla umístěny lavice pro přepravované osoby. Byly také dohledány výkresy některých drezín: Sheffieldovy drezíny [3], drezíny z roku 1940 používané při výstavbě jihoafrické železnice [4] a drezín Kanadské pacifické železnice [5]. V současné době jsou repliky Sheffieldových drezín vyráběny firmou Kalamazoo Manufacturing Company, ovšem tato společnost nemá žádnou přímou spojitost s původní stejnojmennou firmou z roku 1883 [6].

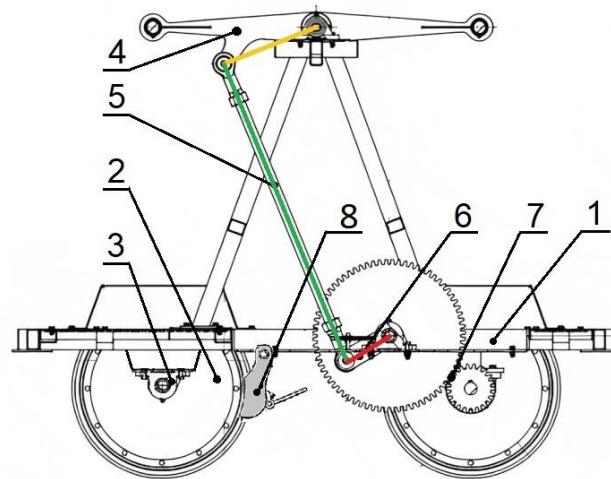
Zajímavostí je, že v Praze byla Severními státními drahami vyráběna „inspektorská drezína“, která pro pohon využívala stejný princip klikovahadlového mechanismu jako Sheffieldova drezína už v roce 1851 [7]. Jedna se nachází v Muzeu železničních drezín v Čachrově a zahrála si ve filmu Hlídač č. 47 [8].



Obr. 1-1 Drezíny Sheffield N°1 a N°2 [9]

1.2 KONSTRUKCE RUČNÍ PÁKOVÉ DREZÍNY

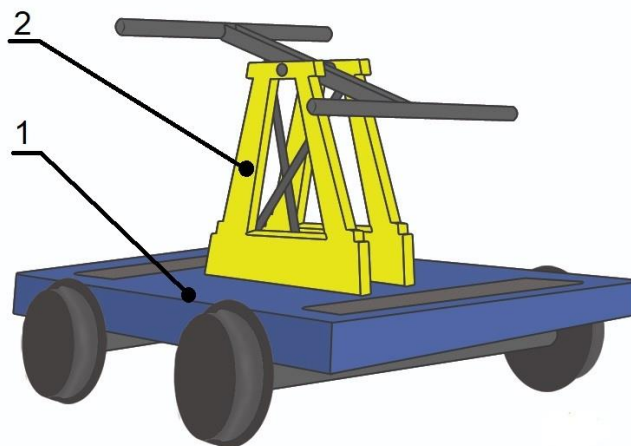
Na obr. 1-2 je základní schéma ruční pákové drezíny. Hlavním konstrukčním prvkem je rám (1), ten je nesen dvojkolími (2), která jsou k rámu připojena pomocí ložiskových těles (3). Na rámu je připojena páka s vahadlem (4), kterou obsluhující osoby pohybují nahoru a dolů (páka koná kývavý pohyb). Vahadlo je ojnicí (5) spojeno s klikou (6). Vahadlo, ojnice a klika tvoří klikovahadlový mechanismus, který mění kývavý pohyb vahadla na rotační pohyb kliky. Krouticí moment se z kliky pomocí ozubeného převodu (7) přenáší na kola drezíny. K brzdění slouží špalíkové brzdy (8).



Obr. 1-2 Základní schéma ruční pákové drezíny [10] (upraveno)

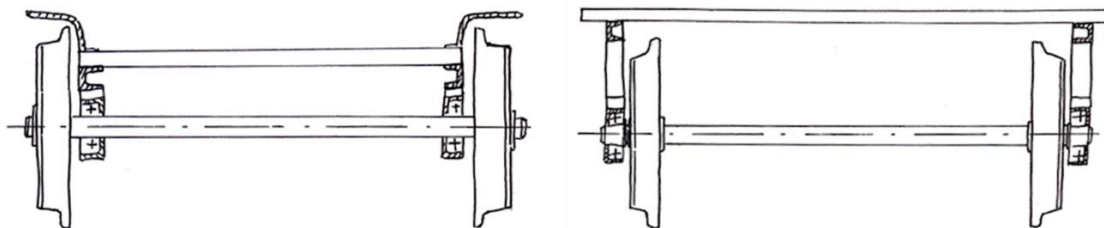
1.2.1 RÁM

Rám je zásadní částí konstrukce drezíny, protože nese celou její hmotnost a její cestující. Lze ho rozdělit na dvě části, viz obr. 1-3: hlavní rám (1), který je nosnou částí drezíny a spolu s dvojkolími a jejich vedením tvoří podvozek, a horní rám (2), ten je připojen k hlavnímu rámu a slouží k podepření páky.



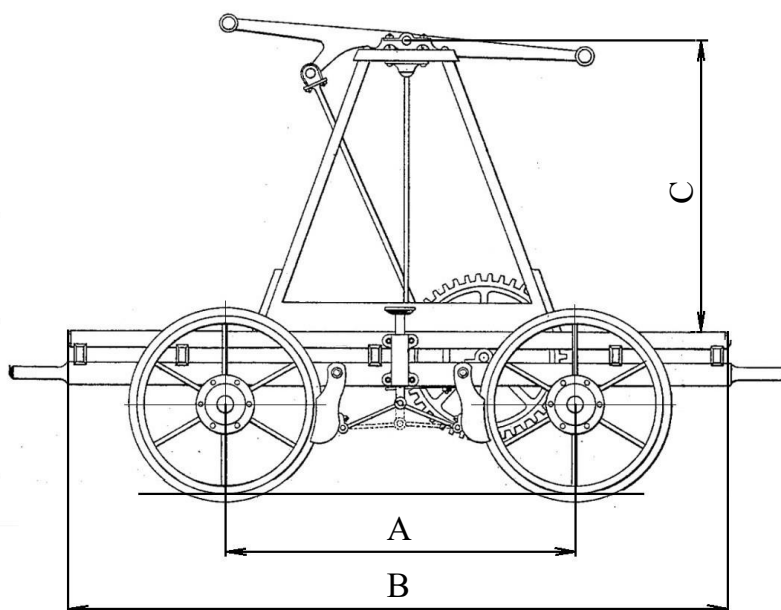
Obr. 1-3 Hlavní části rámu [11] (upraveno)

K rámu jsou ložiskovými tělesy přímo připojena dvojkolí. Tato konstrukce neumožňuje natočení dvojkolí vůči podélné ose při průjezdu obloukem a nemá žádnou formu vypružení. Ruční pákové drezíny však nedosahují příliš vysokých rychlostí, a proto je tato primitivní konstrukce dostačující. Podle umístění ložiskových těles vůči kolům se rámy kolejových vozidel dělí na vnější a vnitřní. Vnitřní rám (*obr. 1-4* vlevo) je jednodušší konstrukce a menších rozměrů, ale šířka plošiny je omezená rozchodem kolejí, proto se, zejména u úzkorozchodných tratí, plošina umísťuje nad úroveň kol a pro zajištění větší úhlové tuhosti se ložisková tělesa umísťují vně kol – rám vnější (*obr. 1-4* vpravo).



Obr. 1-4 Uložení dvojkolí v rámu – umístění ložiskových těles vůči kolům

Na *obr. 1-5* jsou okótované hlavní rozměry rámu drezíny, jako rozvor (*A*), délka plošiny (*B*) a výška osy páky od úrovně plošiny (*C*). V *tab. 1-1* (viz níže) jsou uvedeny hodnoty rozměrů rámu dohledaných drezín: 1 – Sheffieldova standartní drezína N°1, 2 – Sheffieldova drezína N°2 s bočními lavicemi pro převoz více osob [12], 3 – drezína používána při výstavbě jihoafrické železnice [4], 4 – drezína Kanadské pacifické železnice, největší verze [5]. U výšky osy páky od plošiny je důležité si uvědomit, že se průměrná výška člověka od doby, kdy byly drezíny navrženy a používány, zvětšila o cca 8 cm [13]. Pro tento návrh a pro použití drezíny jako atrakce je ale zároveň nutné počítat s tím, že drezínu budou používat i ženy a děti od 150 cm výšky.



Obr. 1-5 Hlavní rozměry rámu [14] (upraveno)

Tab. 1-1 Hlavní rozměry rámu některých dohledaných drezín

Rozměr	Drezína			
	1	2	3	4
A [mm]	940	1 143	949	1 270
B [mm]	1 854	2 286	1 829	2 743
C [mm]	769	751	778	762

Na původních drezínách byly rámy vyrobeny ze dřeva (*obr. 1-6*), spoje jednotlivých hranolů byly realizovány pomocí čepů a předepjaté závitovými tyčemi (*obr. 1-7*). Dřevo bylo dostupné a rámy z něho zhotovené byly lehké, podle katalogu firmy Sheffield hmotnost celé drezíny N°1 činila necelých 230 kg [9], což usnadňovalo manipulaci a pohyb drezíny. Dřevěný rám také dobře tlumí vibrace, drezíny neměli žádnou formu vypružení. Nevýhodou dřeva je náchylnost k poškození vlivem povětrnostních podmínek a nutnost častého ošetřování. Některé nové drezíny mají rám svařený z ocelových profilů. Konstrukce takového rámu je oproti dřevěnému jednodušší, rám se pouze svaří, není potřeba čepů ani předepínání.



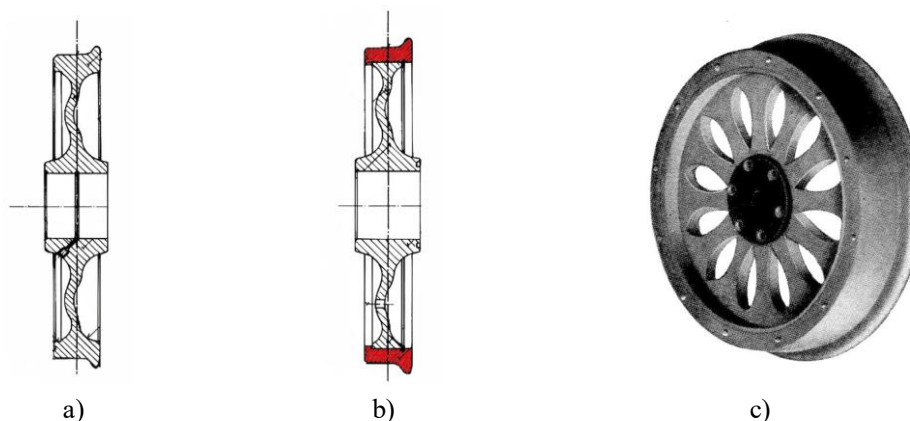
Obr. 1-6 Drezína – dřevěný rám [15] (upraveno)



Obr. 1-7 Čepové spoje dřevěného rámu [16] (upraveno)

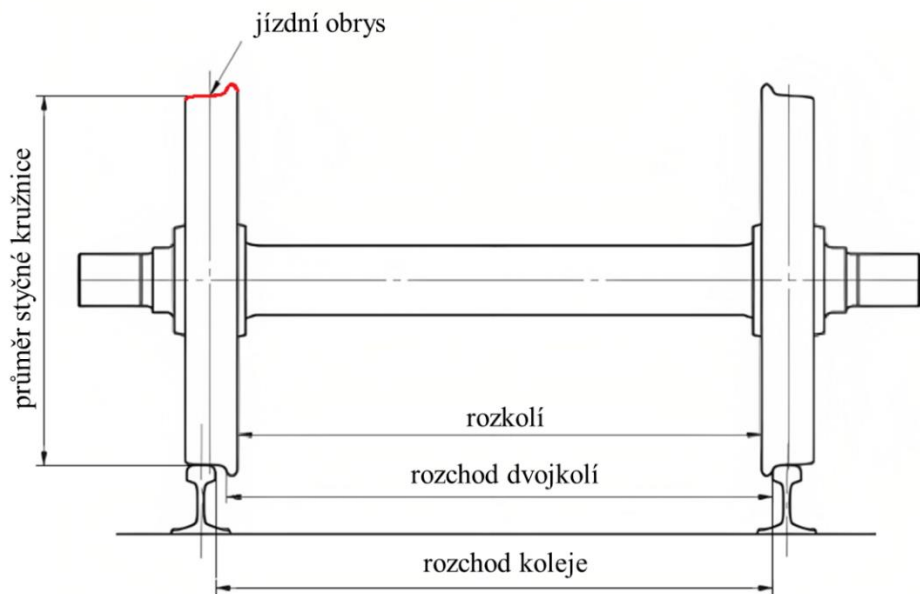
1.2.2 DVOJKOLÍ

Železniční dvojkolí nesou hmotnost kolejového vozidla, zajišťují jeho vedení a přenášejí všechny pohonné a brzdící síly. Sestává se z kol připojených k nápravě. Železniční kola mohou být celistvá (obr. 1-8a) nebo obručová (obr. 1-8b) [17]. Celistvá kola jsou vyrobena z jednoho kusu oceli, obručová jsou složena z kotouče nebo hvězdice a na nich nalisované obruče. Výhodou obručových kol je nižší spotřeba kvalitní oceli, celistvá kola jsou naopak lehčí, jednodušší konstrukce a nehrozí u nich uvolňování obruče. Některé drezíny používaly obručová kola s dřevěnou středovou částí (obr. 1-8c), která poskytovala tišší a hladší chod a izolovala nápravu od obruče při použití na tratích s elektrickým návěstidlem [9].



Obr. 1-8 Konstrukce železničních kol [18][9](upraveno)

Obr. 1-9 znázorňuje schéma dvojkolí s jeho měřenými veličinami. Jízdním obrysem nazýváme tvar příčného průřezu obruče kola, ten je dán příslušnou normou a zajišťuje přenos sil potřebných pro vedení dvojkolí na kolejích. Výstupek na jízdním obrysu na vnitřních stranách kol se nazývá okolek a zabraňuje vykolejení vozidla. Kolo se po kolejnici odvaluje po styčné kružnici. Ta se na jízdním obrysu nachází 70 mm od vnitřní hrany kola. U normálního rozchodu kolejí činí jmenovitá vzdálenost styčných kružnic 1 500 mm. Vzdálenost mezi vnitřními boky hlav kolejnic se nazývá rozchod koleje a může se lišit v různých částech světa. V Evropě, v USA a většině zemí západního světa se používá normální rozchod 1 435 mm. Na některých lokálních, průmyslových a tramvajových drahách jsou často voleny rozchody menší než normální, tzv. úzké rozchody. Ty umožňují menší poloměr oblouku a z toho důvodu mohou být úzkorozchodné tratě budovány v terénech, kde by jinak bylo obtížné a příliš nákladné budovat trať s normálním rozchodem. Vzdálenost mezi vnitřními čelními plochami železničních kol se nazývá rozkolí. Podle nařízení komise (EU) č. 321/2013 se jeho velikost u normálního rozchodu a průměru kol od 330 do 760 mm musí pohybovat v do intervalu od 1 359 do 1 363 mm [19]. Vzdálenost mezi pomyslnými kružnicemi ležícími na jízdních plochách s poloměrem o 10 mm větším, než poloměr styčných kružnic se nazývá rozchod dvojkolí. Podle nařízení komise (EU) č. 321/2013 se rozchod dvojkolí počítá jako součet rozkolí a tloušťek pravého a levého okolku a pro normální rozchod a průměr kol od 330 do 760 mm se musí jeho hodnota pohybovat v intervalu od 1 415 mm do 1 426 mm [19].



Obr. 1-9 Rozměry železničního dvojkolí [19] (upraveno)

1.2.3 PÁKA S VAHADLEM

Na původních drezínách se velká část dílů, včetně páky, zhotovovalo litím, násady se vyráběly ze dřeva. Jsou zaznamenány případy, kdy při selhání dřevěné násady lidé spadli z drezíny a ta je následně přejela [20]. Na novějších drezínách páky s násadou tvoří jeden díl a jsou svařeny z ocelových profilů nebo pásoviny.



Obr. 1-10 Původní páka zhotovena litím [21] (upraveno)

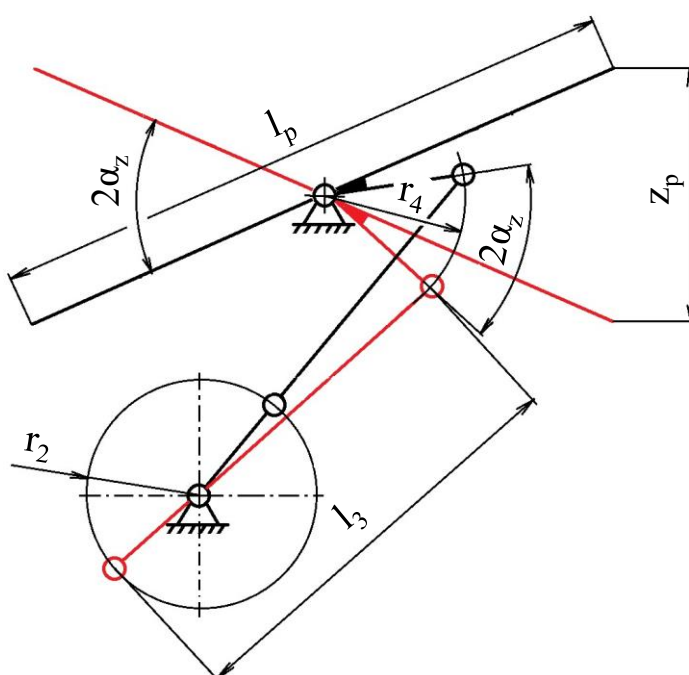
Pro návrh pohonu drezíny je nezbytné znát sílu působící na páku. Podle normy ČSN 270141-1 Zdvíhací a tažná zařízení s ručním pohonem, kladkostroje, zvedáky, vrátky, projektování, konstruování, výroba a provoz, společná ustanovení, je normalizovaná maximální síla pro jednoho pracovníka 350 N při ovládní oběma pažemi [22].

V tab. 1-2 jsou porovnány délky a zdvihy pák dohledaných drezín; Sheffieldovy drezíny (1, 2) a drezíny jihoafrických železnic (3). Zdvihy pák těchto drezín byly určeny analýzou jejich klikovahadlového mechanismu (viz obr. 1-11). Rozměry členů mechanismu byly odečteny z výkresové dokumentace [3][4][5], mechanismy byly překresleny do CAD programu, odkud se určily jejich limitní polohy. Úhel mezi limitními polohami vahadla je stejný jako úhel mezi

horní a dolní úvratí páky. Z úhlu a délky páky lze vypočítat její vertikální zdvih. Správně zvolený zdvih páky je důležitým faktorem při návrhu drezíny. Příliš velký zdvih páky bude mít za následek nepohodlné pumpování, naopak příliš malý zdvih bude neúčinný. V tabulce jsou uvedeny i délky násady. Délka násady musí být navržena tak, aby při pumpování nehrozilo riziko její kolize s koleny sedících osob.

Tab. 1-2 Délky členů mechanismu a zdvih páky

Drezína	l_1 [mm]	r_4 [mm]	l_3 [mm]	r_2 [mm]	$2\alpha_z$ [°]	l_p [mm]	z_p [mm]	l_n [mm]
1, 2	845	270	831	152	68,72	997	563	864
3	1 003	270	965	152	68,71	1 003	566	864



Obr. 1-11 Klikovahadlový mechanismus – určení zdvihu páky

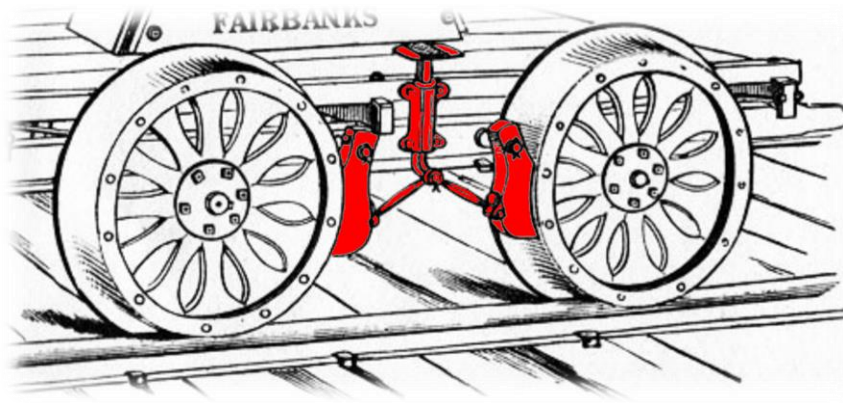
- l_1 ...vzdálenost osy vahadla (páky) a osy kliky
- r_4 ...poloměr vahadla
- l_3 ...délka ojnice
- r_2 ...poloměr kliky
- $2\alpha_z$...úhel mezi limitními polohami vahadla (kliky)
- l_p ...délka páky
- z_p ...zdvih páky
- l_n ...délka násady

1.2.4 PŘEVOD

Pro přenos krouticího momentu z kliky na kola používají původní drezíny převod ozubenými koly. Některé novější drezíny využívají řetězový převod. Ten má tu výhodu, že výměnou řetězových kol se dá snadno upravit převodový poměr podle stoupání trati, kde má být drezína provozována, naopak nevýhodou je nutnost jeho napínání.

1.2.5 BRZDY

Ruční pákové drezíny používaly mechanické špalíkové brzdy. Třením špalíků o kola dochází k brždění a současněmu čištění jízdni plochy. Špalíky byly vyrobeny z dubového dřeva a pro zvýšení brzdného účinku se brzdná plocha špalíků někdy pokrývala kůží [6]. Dnes se na vlcích používají špalíkové brzdy s litinovými či kompozitní špalíky nebo brzdy kotoučové.



Obr. 1-12 Špalíkové brzdy [12] (upraveno)

2 KONCEPČNÍ A KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ DREZÍNY

Tato kapitola podrobně popisuje návrh konstrukce ruční pákové drezíny, který vychází z analýzy dostupných konstrukčních řešení. Na základě provedené rešerše byla vybrána a implementována vhodná řešení jednotlivých konstrukčních prvků. Při návrhu konceptu byl kladen důraz na splnění zadaných požadavků, a to možnost obsluhy páky čtyřmi osobami zároveň, vybavení drezíny demontovatelnými lavicemi pro další osoby a stoupavost 10 %. Drezína je navržena pro použití na normálním rozchodu kolejí.

Na *obr. 2-1* je znázorněn vlastní návrh konstrukce splňující stanovené požadavky. Zvolená koncepce s plošinou pro čtyři osoby obsluhující páku a lavicemi umístěnými po stranách pro dalších šest osob vychází z typu Sheffield N°2 Special Handcar. Oproti předloze byl původní dřevěný rám nahrazen ocelovým, byla přidána opěradla a bezpečnostní zábradlí, přenos krouticího momentu z klikové hřídele na nápravu je realizován řetězovým převodem a špalíková brzda byla nahrazena pásovou brzdou. Drezína je navržena pro použití na tratích s normálním rozchodem se stoupáním do 10 %. Její pohotovostní hmotnost činí 297 kg a dosahuje teoretické maximální rychlosti 17 km/h. Všechny parametry drezíny jsou uvedeny v *tab. 1-1*.



Obr. 2-1 Konstrukce navržené drezíny

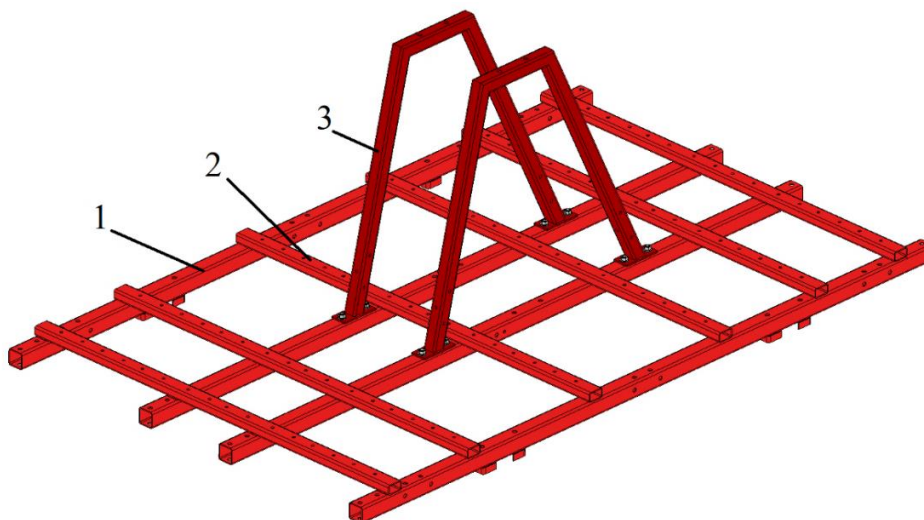
Tab. 2-1 Základní parametry navržené drezíny

Celková délka [mm]	2500	Délka páky [mm]	1000
Celková šířka [mm]	2150	Délka násad [mm]	850
Celková výška [mm]	1474	Pohotovostní hmotnost [kg]	297
Rozvor [mm]	1100	Provozní hmotnost [kg]	1047
Rozchod [mm]	1435	Užitková hmotnost [kg]	1000
Rozměry plošiny [mm]	2000 x 1250	Stoupavost [‰]	10
Výška osy páky od plošiny [mm]	742	Maximální rychlost [km/h]	17

2.1 RÁM

Nejdůležitějším prvkem celé konstrukce je rám (*obr. 2-2*), protože nese celou hmotnost vozidla a cestujících a zachycuje veškeré silové působení od součástí, které jsou k němu připojeny. Drezína je navržena pro normální rozchod kolejí, proto i při zvoleném řešení s vnitřním rámem bude umožněna dostatečná šířka plošiny.

Hlavní rám žebřinové konstrukce je svařen ze čtyř podélných nosníků (1) (čtvercový profil EN 10219 50 x 3) a šesti příčných nosníků (2) (obdélníkový profil EN 10219 50 x 30 x 3). Horní rám (3) je tvořen dvěma lichoběžníky, svařenými ze čtvercového profilu 40 x 3, přišroubovanými k hlavním rámu z důvodu snazší manipulace a přepravy. Horní rám je asymetrický, ramena na straně hnané nápravy jsou více „položená“, což umožňuje zakrytí řetězového převodu. Tento tvar současně lépe zachycuje vodorovnou složku reakční síly od páky. Použitým materiálem je ocel S235 JRH (obdobná ČSN 11 375) se zaručenou svařitelností. Uvnitř uzavřených profilů může docházet k nepozorované korozi. Z tohoto důvodu bude vhodné rám opatřit otvory pro odtok zkondenzované vlhkosti a dutiny ošetřit ochranným voskem.



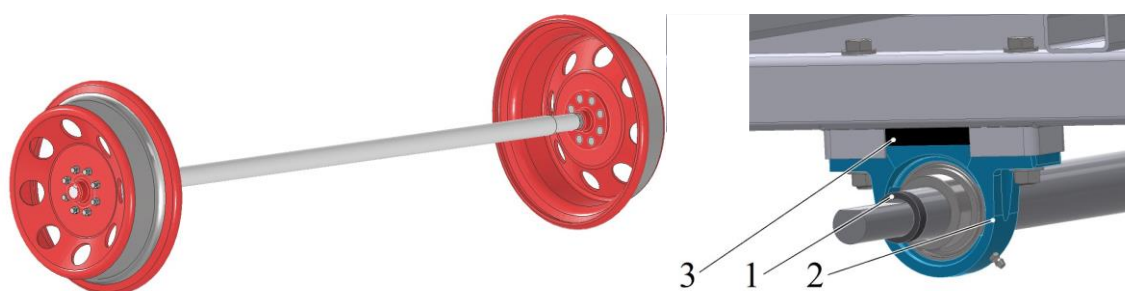
Obr. 2-2 Rám drezíny

2.2 DVOJKOLÍ

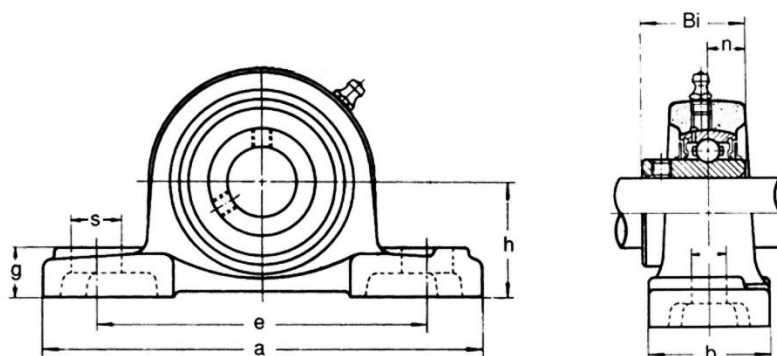
Model dvojkolí lze vidět na *obr. 2-3*. Sestává se z kol připojených k nápravě. Kola jsou celistvá a pochází ze staré, blíže nespecifikované motorové drezíny. Šířka drážky v náboji těchto kol dle současných norem odpovídá většímu průměru otvoru, než který je v náboji zhotoven, proto ke spojení náboje s hřídelem byl zvolen ploský klín, jenž minimalizuje oslabení hřídele. Mezi dosedací plochou náboje a hřídele je vložena kompenzační podložka (1), jejíž úpravou se při montáži dosáhne přesného rozchodu dvojkolí.

Nápravy jsou vyrobeny z ocelových tyčí z materiálu ČSN 12 050 tažených za studena, které jsou dodávány v dostatečné toleranci pro použití bez nutnosti dalšího obrábění s výjimkou ploch pro nasazení nábojů a ložisek. Na neobrobené části je na hnané nápravě umístěno řetězové kolo a na nehnané nápravě brzdový buben.

K rámu jsou dvojkolí připojena ložiskovými tělesy s patkovým uchycením (2), ta jsou kvůli pohlcování vibrací opatřena pryžovými silentbloky (3). Pro tento návrh byla z důvodu příznivé ceny vybrána ložisková tělesa Matis UCP 207 pro průměr hřídele 35 mm s dynamickou a statickou únosností 24,5 kN, resp. 14,6 kN. Parametry ložiskových těles jsou uvedeny v *tab. 2-2* [23].



Obr. 2-3 Model dvojkolí s detailem jeho uložení



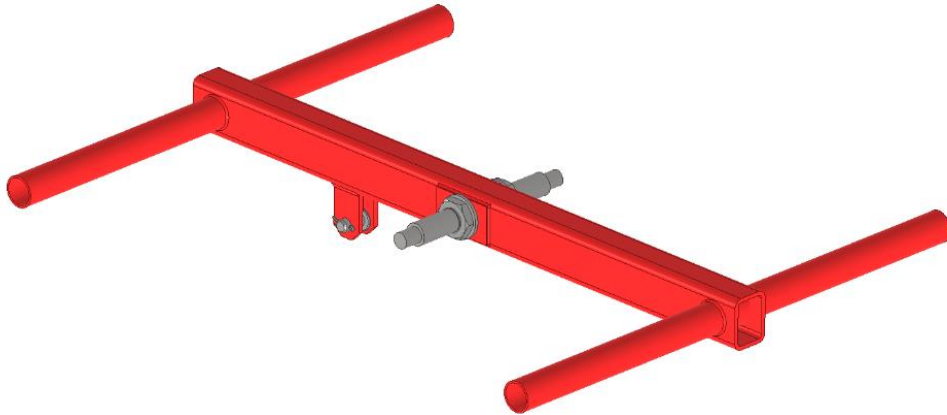
Obr. 2-4 Rozměry ložiskového tělesa [23]

Tab. 2-2 Parametry ložiskových těles náprav [23]

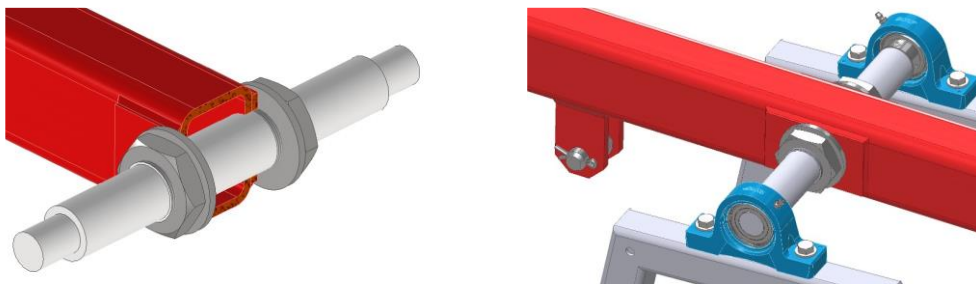
Typ	Ø hřídele [mm]	Rozměry [mm]								Ø šroubu [mm]	Zatížení [kN]		Hmotnost [kg]
		a	h	e	b	s	g	Bi	n		Dyn. C _r	Stat. C _{or}	
UCP 207	35	167	47,6	127	48	21	19	42,9	17,5	14	24,5	14,6	1,57

2.3 PÁKA S VAHADLEM

Páka (obr. 2-5) je vyrobena z obdélníkového profilu EN 10219 80 x 60 x 4 a násady z trubek EN 10219 48,3 x 3,2. Nosná hřídel prochází skrze páku a proti axiálnímu posuvu je zajištěna dvěma maticemi M38. V místě otvoru pro hřídel je páka vyztužená 5 mm pásovinou. Proti povolování bude vhodné použití samojistné matice nebo lepidla pro zajištění závitů. Vahadlo klikovahadlového mechanismu je součástí páky a je tvořeno dvěma díly z pásové oceli přivařenými k páce. Sestava páky je k rámu připojena ložiskovými tělesy Matis UCP 205 viz obr. 2-6 (parametry v tab. 2-3).



Obr. 2-5 Model sestavy páky



Obr. 2-6 Detail nosného hřídele páky a jejího uložení

Tab. 2-3 Parametry ložiskových těles páky (rozměry na Obr. 2-4) [23]

Typ	Ø hřídele [mm]	Rozměry [mm]								Ø šroubu [mm]	Zatížení [kN]		Hmotnost [kg]
		a	h	e	b	s	g	Bi	n		Dyn. C _r	Stat. C _{or}	
UCP 205	25	140	36,5	105	38	19	16	34	14,3	10	13,3	7,5	0,79

2.4 OJNICE

Ojnici (obr. 2-7) tvoří ocelová tyč EN 10219 35 x 2 s navařenými závitovými vložkami na koncích, do nichž jsou našroubovány kloubové hlavice. Na ojnicím čepu páky je konkrétně hlavice SA 20 ES s dynamickou únosností 30 kN, na čepu kliky (kvůli průměru ojnicího čepu)

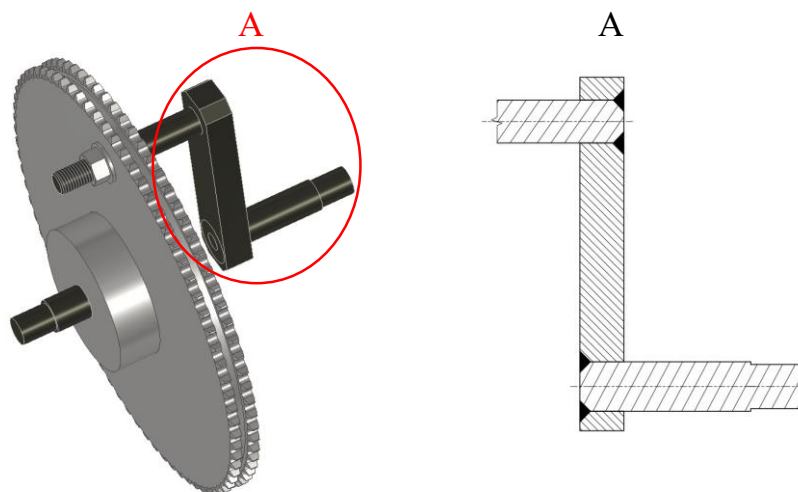
je použita větší hlavice SA 25 ES s dynamickou únosností 48 kN [24]. Proti povolování jsou hlavice zajištěny kontramaticemi.



Obr. 2-7 Model ojnice

2.5 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Na obr. 2-8 vlevo je znázorněna kliková hřídel s řetězovým kolem. Je konstruována jako dělená, aby byla umožněna snadná montáž ojnice na hřídel. Ojniční čep je zalisován přímo do řetězového kola, které slouží zároveň jako rameno ojnice. Pro snadné zalisování pomocí matice je na ojničním čepu zhotoven závit. Osový čep je také zalisován do řetězového kola, zatímco druhá strana kliky je svařovaná. Detail zhotovení svarů lze vidět na obr. 2-8 vpravo.



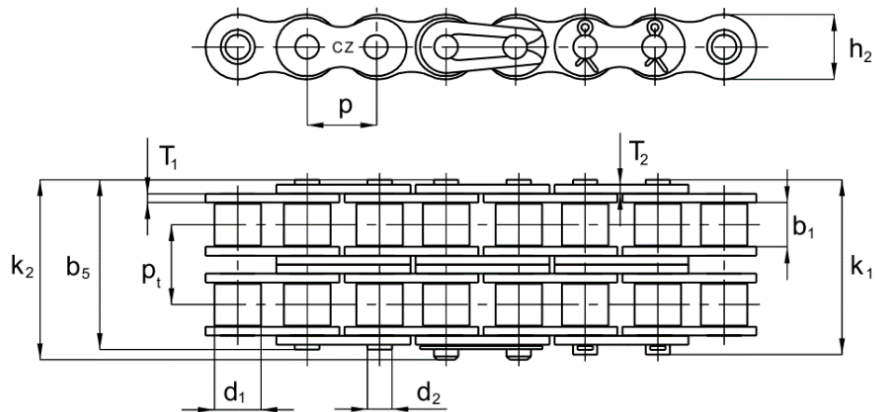
Obr. 2-8 Kliková hřídel s detailem zhotovení svarů

2.6 PŘEVOD

Přenos krouticího momentu z kliky na nápravu je realizován řetězovým převodem, jeho parametry jsou uvedeny v tab. 2-4. Byl použit dvouřadý válečkový řetěz 10 B-2 firmy ČZ Řetězy odpovídající normám ČSN 02331 1, DIN 8187 a ISO 606 s roztečí 15,875 mm. Parametry řetězu jsou uvedeny v tab. 2-4. Řetězová kola jsou od společnosti Chiaravalli, jejich parametry jsou uvedeny v tab. 2-5 a tab. 2-6. Pastorek je na hnanou hřídel připevněn pomocí upínací sady COM-B 61564200, viz obr. 2-11, která umožňuje snadnou montáž, je samostředící a nezeslabuje nosný průřez hřídele (parametry upínací sady jsou uvedeny v tab. 2-7). Při montáži je napínání řetězu řešeno pomocí drážek pro šrouby, které umožňují posun ložiskových těles.

Tab. 2-4 Základní parametry řetězového převodu

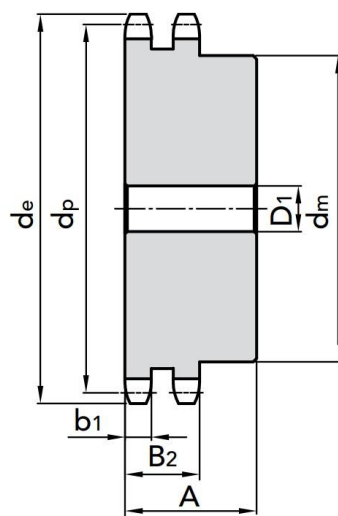
Převodový poměr [-]	0,25
Osová vzdálenost [mm]	511



Obr. 2-9 Dvouřadý válečkový řetěz – rozměry z tabulky [25]

Tab. 2-5 Parametry dvouřadého řetězu 08 B-2 [25]

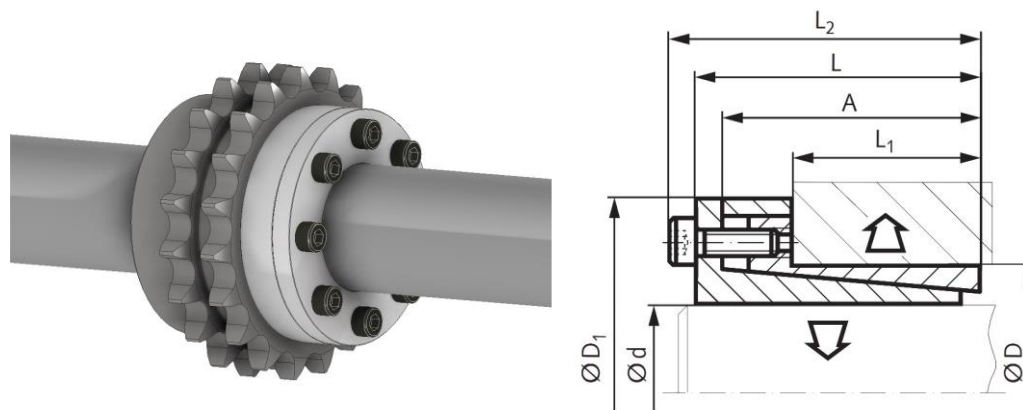
ISO DIN ČSN	Rozteč p [mm]	Vnitřní šířka b ₁ [mm]	Průměr válečku d ₁ [mm]	Průměr čepu d ₂ [mm]	Tloušťka článku T ₁ = T ₂ [mm]	Příčná rozteč p _t [mm]	Plocha kloubu S [mm ²]	Jedn. hmotnost q [kg/m]	Síla při přetržení FB [N]
08 B-2	15,875	9,65	10,16	5,08	1,6	16,59	134,6	1,8	46 726



Obr. 2-10 Řetězové kolo a jeho rozměry [26]

Tab. 2-6 Parametry řetězových kol [26]

	Počet zubů [-]	Průměr hlavové kružnice de [mm]	Průměr roztečné kružnice dp [mm]	Kód výrobce [-]	Průměr osazení náboje dm [mm]	Průměr díry D1 [mm]	Šířka kola A [mm]	Hmotnost [kg]
pastorek	19	103,29	96,45	10115019	79	14	45	1,9
kolo	76	390,99	384,15	10115076	130	20	63	24,93



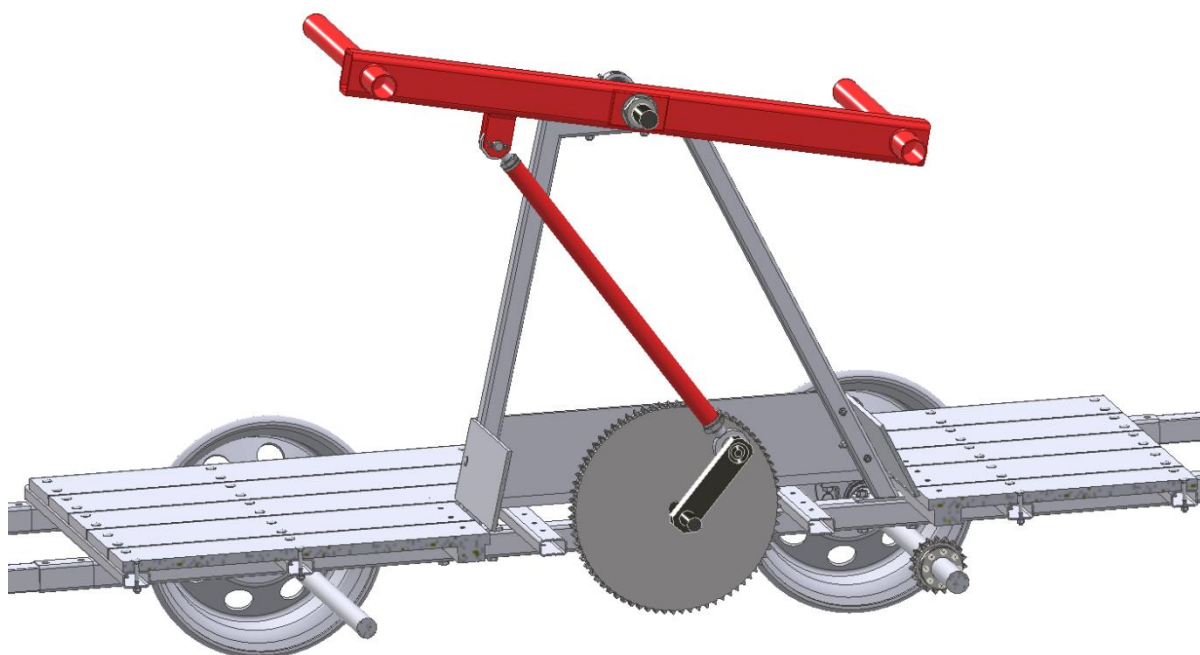
Obr. 2-11 Upínací sada Maedler COM-B, rozměry [27]

Tab. 2-7 Parametry upínací sestavy Maedler COM-B [27]

Rozměry [mm]						Max. přenášený Mk [Nm]	Max. axiální síla F_{ax} [kN]	Tlak na povrch hřídele p_h [N/mm ²]	Tlak na povrch náboje p_n [N/mm ²]	Utahovací moment šroubů M_u [Nm]
ød	øD	L	L ₁	L ₂	øD ₁					
42	55	52	32	58	78	1000	47	90	70	17

2.7 MODEL CELÉHO POHONNÉHO ÚSTROJÍ

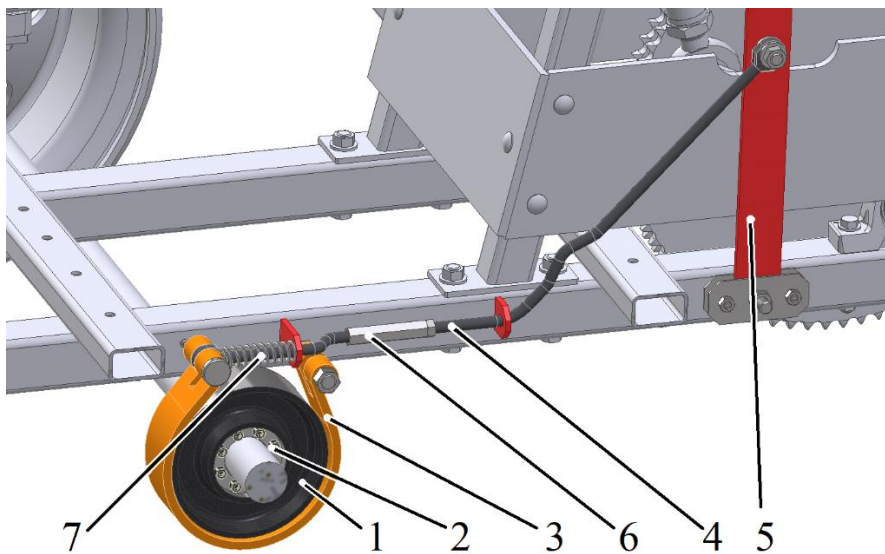
Obr. 2-12 zobrazuje pohled řezu drezínou, který slouží k názornému zobrazení pohonného mechanismu a jeho uspořádání. Pro účely zjednodušení řetěz není vyobrazen, protože jeho modelování by bylo příliš časově náročné a nepřineslo by přidanou hodnotu práce.



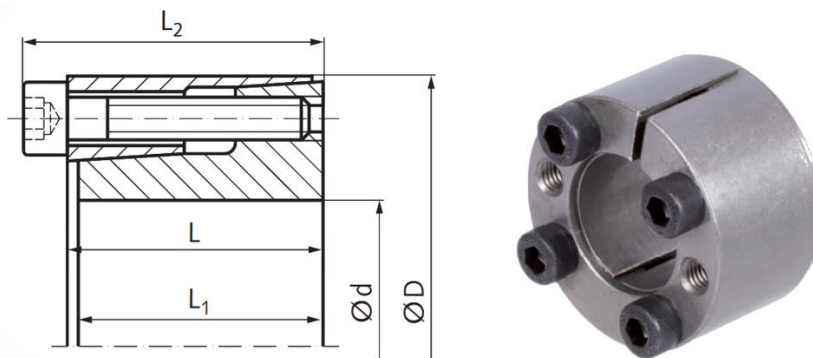
Obr. 2-12 Pohonné ústrojí

2.8 BRZDA

Pro ovládání rychlosti a k zastavení je drezína vybavena bubnovou pásovou brzdou umístěnou na nehanané nápravě. Tato brzda je navržena s důrazem na co nejjednodušší konstrukci s minimálním množstvím součástí, což zajistí spolehlivost, jednoduchý servis a údržbu. Konstrukce brzdy je znázorněna na *obr. 2-13*. Brzdový buben (1) je k nápravě připevněn pomocí upínací sady Maedler BAR (2) (parametry v *tab. 2-8*). Pás (3) je jedním okem připojen přímo k rámu pomocí šroubu, druhé oko je přes táhlo (4) spojeno s brzdovou pákou (5). Táhlo je vyhnuté, aby při brždění nedocházelo k jeho kolizi s příčnickem rámu. Seřízení brzdy se provádí dlouhou maticí (6), která zároveň umožňuje montáž táhla. Pohyb brzdové páky do výchozí polohy je zajištěn tlačnou vinutou pružinou (7).



Obr. 2-13 Bubnová pásová brzda



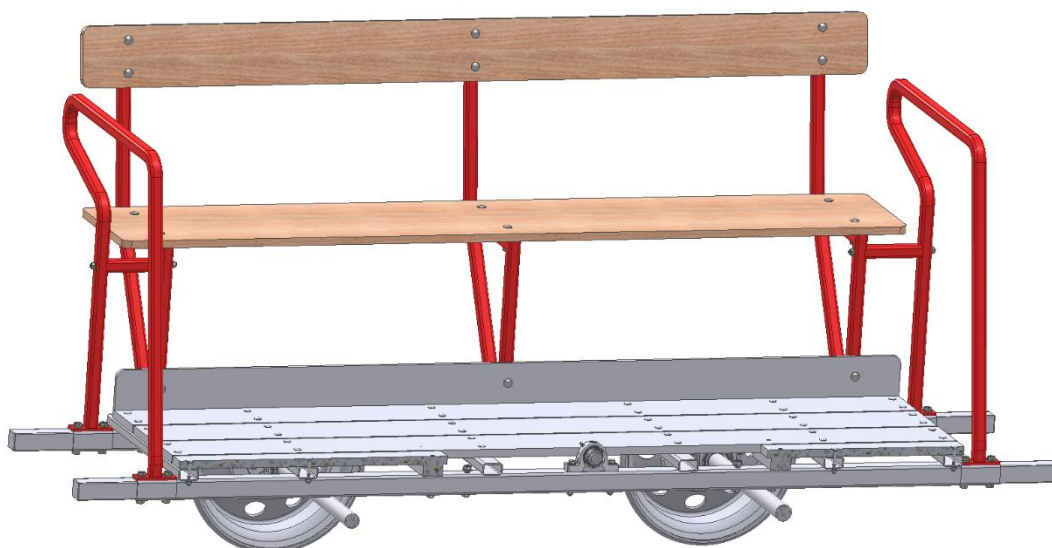
Obr. 2-14 Upínací sada Maedler BAR, rozměry [28]

Tab. 2-8 Parametry upínací sestavy Maedler BAR [28]

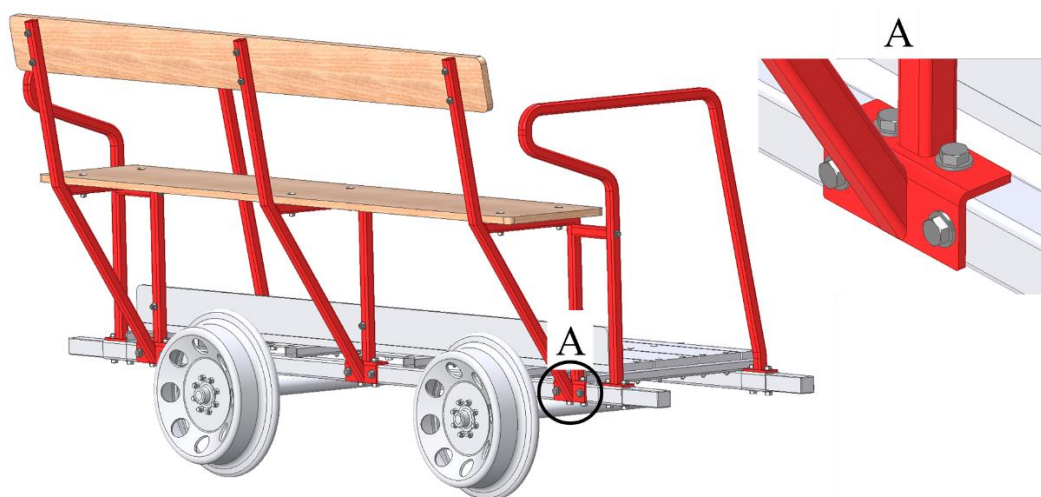
Rozměry [mm]					Max. přenašený M_k [Nm]	Max. axiální síla F_{ax} [kN]	Tlak na povrch hřídele p_h [N/mm ²]	Tlak na povrch náboje p_n [N/mm ²]	Utahovací moment šroubů M_u [Nm]
ød	øD	L	L ₁	L ₂					
38	65	31	30	37	880	47	157	92	17

2.9 LAVICE A ZÁBRADLÍ

Drezína je vybavena odnímatelnými lavicemi (*obr. 2-15*). Rámy lavic jsou svařeny ze čtvercových ocelových profilů EN 10219 30 x 3 a jsou přišroubovány k podélným nosníkům z horní i boční strany, viz *obr. 2-15*. K těmto ocelovým ráům jsou připevněny dřevěné desky sloužící jako sedací plochy. Na čelních stranách je drezína opatřena bezpečnostním zábradlím, které je přišroubováno k podélníkům rámu. Zábradlí je na každé straně závitovou tyčí staženo s lavicemi, což posiluje celou konstrukci a zvyšuje její tuhost.



Obr. 2-15 Lavice a zábradlí



Obr. 2-16 Detail upevnění lavic

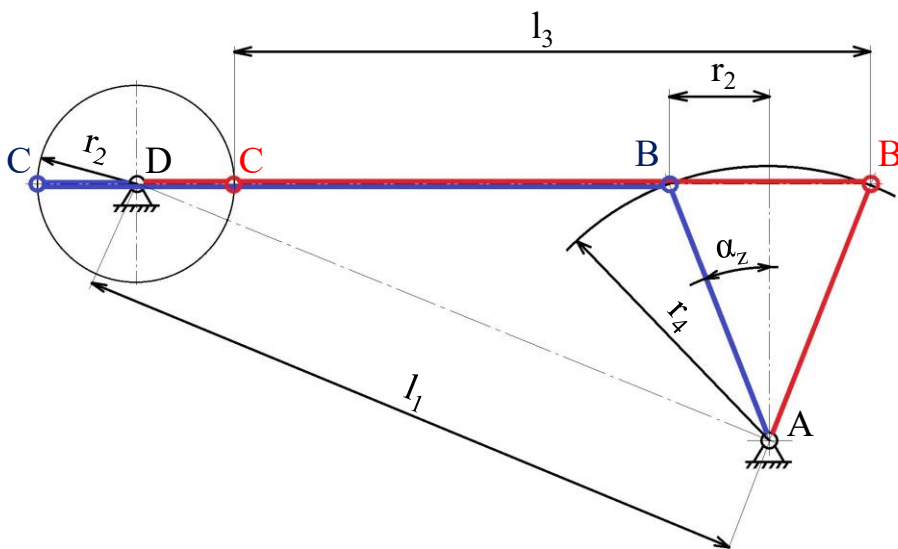
3 SILOVÉ, ROZMĚROVÉ A FUNKČNÍ VÝPOČTY

3.1 GRAFICKÁ SYNTÉZA KLIKOVAHADLOVÉHO MECHANISMU

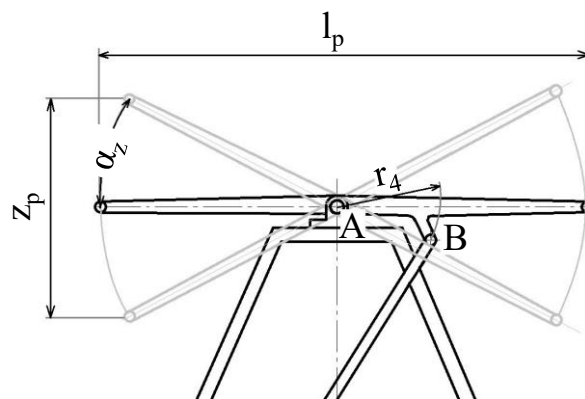
Tato kapitola se zabývá návrhem klikovahadlového mechanismu pohonu drezíny za použití grafických metod a postupů. Jsou zde popsány výpočty, které byly použity pro návržení mechanismu s ohledem na požadované kinematické vlastnosti.

3.1.1 VÝPOČET DÉLEK JEDNOTLIVÝCH ČLENŮ MECHANISMU

Klikovahadlový (též nazývaný jako Grashofův [29]) mechanismus je speciálním typem čtyřkloubového mechanismu, viz *obr. 3-1*. Skládá se z vahadla (4), ojnice (3) a kliky (2). Mechanismus na drezíně byl navržen s časovým poměrem roven 1, tedy, aby čas pohybu vahadla z horní do dolní úvrati i zpět byl při konstantní rychlosti otáčení kliky shodný. Střed otáčení kliky musí ležet na přímce procházející koncovými body vahadla v jeho dolní a horní úvrati. Vzdálenost koncových bodů vahadla mezi horní a dolní úvrati se nazývá zdvih vahadla. Aby byl čas pohybu vahadla tam i zpět shodný, je poloměr kliky roven polovině této vzdálenosti. Schéma mechanismu s jeho limitními polohami je znázorněno na *obr. 3-1* a schéma páky v jejích limitních polohách je znázorněno na *obr. 3-2*.



Obr. 3-1 Schéma mechanismu s jeho limitními polohami



Obr. 3-2 Schéma páky v jejích mezních polohách

Výpočet délek jednotlivých členů mechanismu vychází ze známé délky páky l_p , jejího požadovaného zdvihu z_p , poloměru kliky r_2 a vzdálenosti os vahadla a kliky l_1 .

Nejprve je spočítán zdvihový úhel α_z , tedy polovina úhlu mezi dolní a horní úvratí páky, délka l_p a zdvih páky z_p byly navrženy s ohledem na historické drezíny dohledané v rešerši.

$$\alpha_z = A \sin^{-1} \left(\frac{z_p}{l_p} \right) \quad [^\circ] \quad (1)$$

$$\alpha_z = \sin^{-1} \left(\frac{565}{1000} \right) = 34,402$$

$$\alpha_z = 34,4^\circ$$

Kde:

$$l_p = 1000 \text{ mm}$$

$$z_p = 565 \text{ mm}$$

Ze zdvihového úhlu a poloměru kliky je spočítána délka vahadla r_4 . Klika byla navržena s poloměrem 150 mm s ohledem na historické drezíny dohledané v rešerši.

$$r_4 = \frac{r_2}{\sin(\alpha_z)} \quad [\text{mm}] \quad (2)$$

$$r_4 = \frac{150}{\sin(34,4)} = 265,502$$

$$r_4 = 265,5 \text{ mm}$$

Kde:

$$r_2 = 150 \text{ mm}$$

Z délky vahadla r_4 , vzdálenosti os vahadla a kliky l_1 je spočítána délka ojnice l_3 . Vzdálenost os je dána konstrukcí drezíny a je navržena s cílem umístit řetězové kolo co nejbližše pastorku hnané nápravy pro umožnění co nejkratší délky řetězu.

$$l_3 = \sqrt{l_1^2 - (r_4 \cos(\alpha_z))^2} \quad [\text{mm}] \quad (3)$$

$$l_3 = \sqrt{757,7^2 - (265,5 \cos(34,4))^2} = 725,340$$

$$l_3 = 725,3 \text{ mm}$$

Kde:

$$l_1 = 757,7 \text{ mm}$$

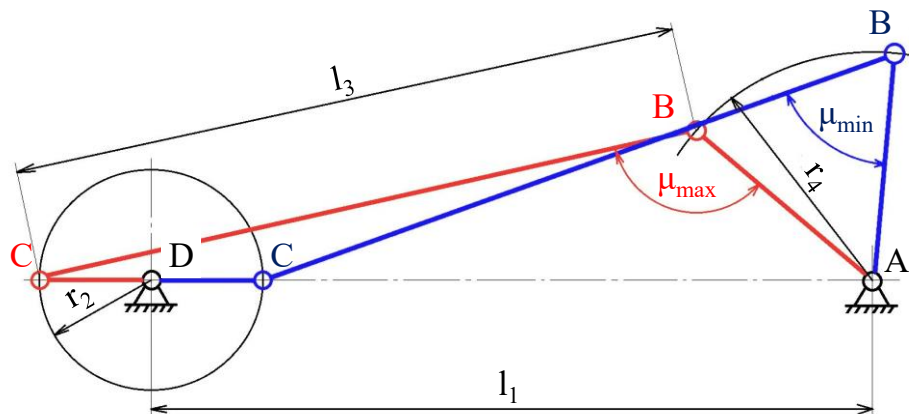
Pro ověření funkce navrženého mechanismu je třeba verifikovat tzv. Grashofovu podmínku, tedy že součet délek nejkratšího a nejdelšího členu musí být menší nebo roven součtu délek zbývajících členů [29]. Je-li tato podmínka splněna, může se klika otáčet v rozsahu 360° . Pro navržený mechanismus vypadá Grashofova podmínka takto:

$$l_1 + r_k \leq l_3 + r_4 \quad (4)$$

$$757,7 + 150 \leq 725,3 + 265,5$$

$$907,7 < 990,8$$

Dalším důležitým parametrem, ovlivňujícím účinnost klikovahadlového mechanismu, je úhel mezi vahadlem a ojnicí, tzv. přenosový úhel μ . Neefektivnější přenos síly je při $\mu = 90^\circ$ a dle literatury by se jeho hodnota měla ideálně pohybovat v rozmezí $50-130^\circ$ [30]. Navržený mechanismus toto doporučení splňuje. Na obr. 3-3 je vyobrazeno schéma mechanismu s vyznačenou maximální a minimální hodnotou přenosového úhlu. Výpočet těchto hodnot vychází jako předchozí výpočty ze základní trigonometrie.



Obr. 3-3 Okrajové hodnoty přenosového úhlu

Výpočet minimálního a maximálního přenosového úhlu μ_{min} a μ_{max} :

$$\mu_{min} = \cos^{-1} \left(\frac{r_4^2 + l_3^2 - l_1^2 - r_2^2 + 2l_1r_2}{2r_4l_3} \right) \quad [^\circ] \quad (5)$$

$$\mu_{min} = \cos^{-1} \left(\frac{265,5^2 + 725,3^2 - 757,7^2 - 150^2 + 2 \cdot 757,7 \cdot 150}{2 \cdot 265,5 \cdot 725,3} \right) = 53,839$$

$$\mu_{min} = 53,8^\circ$$

$$\mu_{max} = \cos^{-1} \left(\frac{r_4^2 + l_3^2 - l_1^2 - r_2^2 - 2l_1r_2}{2r_4l_3} \right) \quad [^\circ] \quad (6)$$

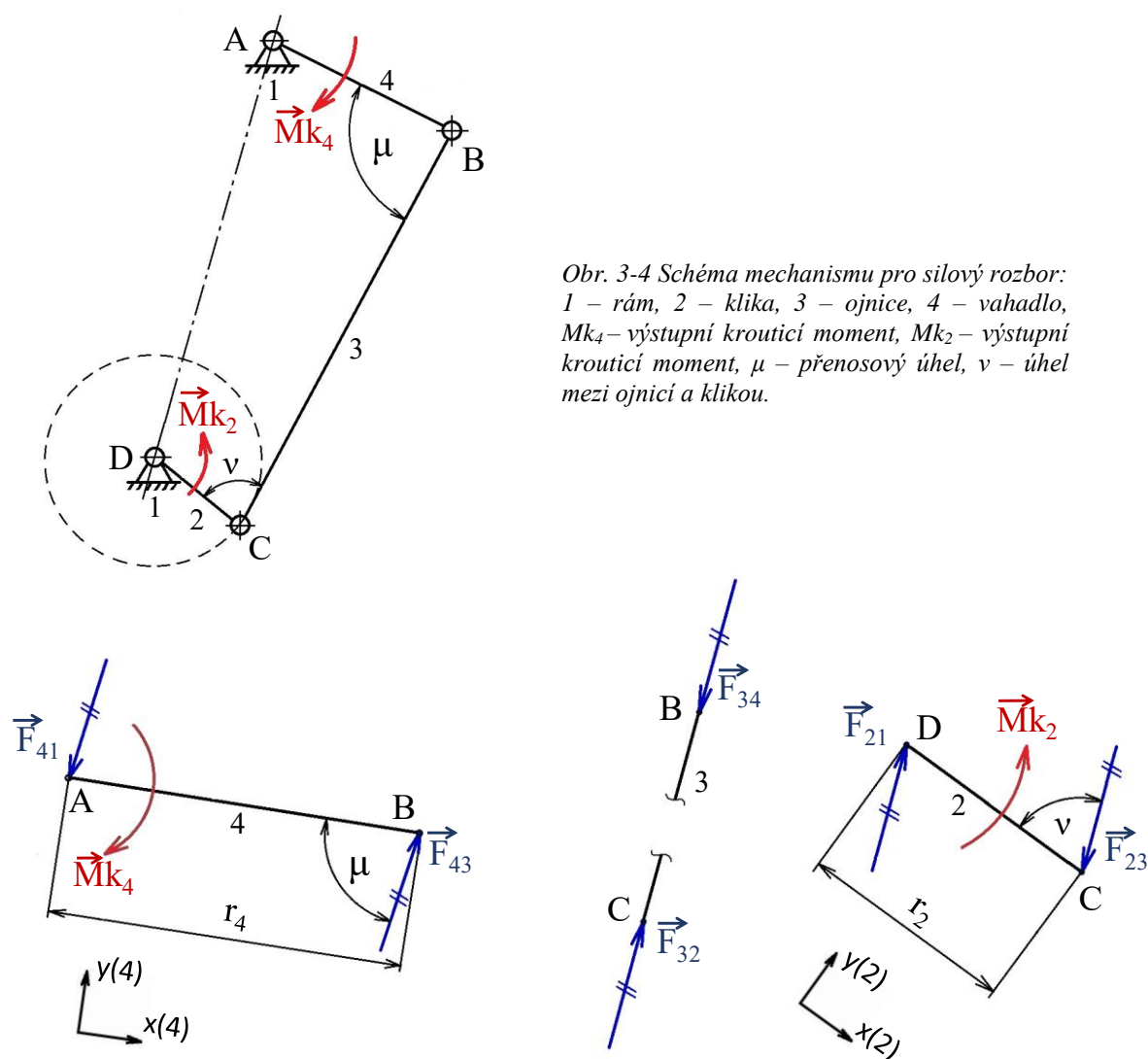
$$\mu_{max} = \cos^{-1} \left(\frac{265,5^2 + 725,3^2 - 757,7^2 - 150^2 - 2 \cdot 757,7 \cdot 150}{2 \cdot 265,5 \cdot 725,3} \right) = 126,183$$

$$\mu_{max} = 126,2^\circ$$

3.1.2 SILOVÝ ROZBOR NAVRŽENÉHO MECHANISMU

V této kapitole byl proveden silový rozbor mechanismu, jehož cílem bylo získání údajů o zatížení jednotlivých členů mechanismu a krouticím momentu, generovaném pumpováním páky. Z důvodu zjednodušení byl proveden pouze statický silový rozbor, který je pro aplikaci na ruční drezíně, kde není dosahováno vysokých rychlostí ani zrychlení, dostačující.

Na obr. 3-4 je znázorněno schéma mechanismu s vyznačeným vnějším momentovým působením. Na obr. 3-5 jsou jednotlivé členy mechanismu uvolněny a vazby nahrazeny silami. První index značí, na jaké těleso síla působí, druhý index uvádí těleso, z něhož síla vychází, např.: F_{41} značí sílu působící od rámu (1) na vahadlo (4).



Obr. 3-4 Schéma mechanismu pro silový rozbor: 1 – rám, 2 – kliky, 3 – ojnice, 4 – vahadlo, Mk_4 – výstupní krouticí moment, Mk_2 – výstupní krouticí moment, μ – přenosový úhel, ν – úhel mezi ojnicí a klikou.

Obr. 3-5 Uvolněné členy mechanismu

Na vahadlo (4) působí vstupní krouticí moment od páky Mk_4 , proti němu působí v bodě B síla od ojnice (3) F_{43} , která s vahadlem svírá úhel μ . Tato síla se přes ojnici přenesla do ložiska C, kde vytváří výstupní krouticí moment na klice (2) Mk_2 . Pro výpočet byl chod mechanismu z horní do dolní úvratí rozdělen do deseti kroků po $7,64^\circ$, úhly μ a ν byly odečteny z CAD modelu, hodnoty výstupního momentu v každém kroku byly zaneseny do grafu znázorňujícího závislost úhlu natočení páky na výstupním momentu.

Vstupní krouticí moment Mk_4 od síly F_p na páku:

$$Mk_4 = F_p \frac{l_p}{2} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (7)$$

$$Mk_4 = 350 \frac{1}{2} = 175$$

$$Mk_4 = 175 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kde:

$$F_p = 350 \text{ N}$$

$$l_p = 1 \text{ m}$$

Hodnota velikosti síly $F_p = 350 \text{ N}$ byla vzata (jak bylo uvedeno v řešerši) z normy ČSN 270141-1 Zdvihací a tažná zařízení s ručním pohonem, kladkostroje, zvedáky, vrátky, projektování, konstruování, výroba a provoz, společná ustanovení [22].

Rovnice silové a momentové rovnováhy pro vahadlo (4):

$$\sum_1^n F_{ix} = 0$$

$$F_{43} \cos(\mu) - F_{41} \cos(\mu) = 0 \quad (8)$$

$$\sum_1^n F_{iy} = 0$$

$$F_{43} \sin(\mu) - F_{41} \sin(\mu) = 0 \quad (9)$$

$$\sum_1^n M_{iA} = 0$$

$$F_{43} \sin(\mu) r_4 - Mk_4 = 0 \quad (10)$$

Rovnice silové a momentové rovnováhy pro kliku (2):

$$\sum_1^n F_{ix} = 0$$

$$F_{23} \cos(\mu) - F_{21} \cos(\mu) = 0 \quad (11)$$

$$\sum_1^n F_{iy} = 0$$

$$F_{21} \sin(\mu) - F_{23} \sin(\mu) = 0 \quad (12)$$

$$\sum_1^n M_{iD} = 0$$

$$Mk_2 - F_{23} \sin(\mu) r_4 = 0 \quad (13)$$

Úpravou rovnic 8-10 je získán vztah mezi přenosovým úhlem, vstupním krouticím momentem a silou působící v ose vahadla. Velikost síly působící na ložiska mechanismu *B*, *C* a *D* se rovná velikosti právě této síly. Reakce v ložisku *A* bude jiná, protože ložisko *A* navíc zachycuje síly působící na páku.

$$F_{43} = \frac{Mk_4}{r_4 \sin(\mu)} \quad [\text{N}] \quad (14)$$

$$F_{43} = F_{34} = F_{32} = F_{21} = F_{23} \quad (15)$$

Následně je možné vypočítat výstupní krouticí moment Mk_2 v závislosti na přenosovém úhlu, úhlu mezi vahadlem a ojnici, poloměrem vahadla a kliky, délkou páky a silou působící na páku.

$$Mk_2 = F_{23} r_2 \sin(180 - \nu) \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (16)$$

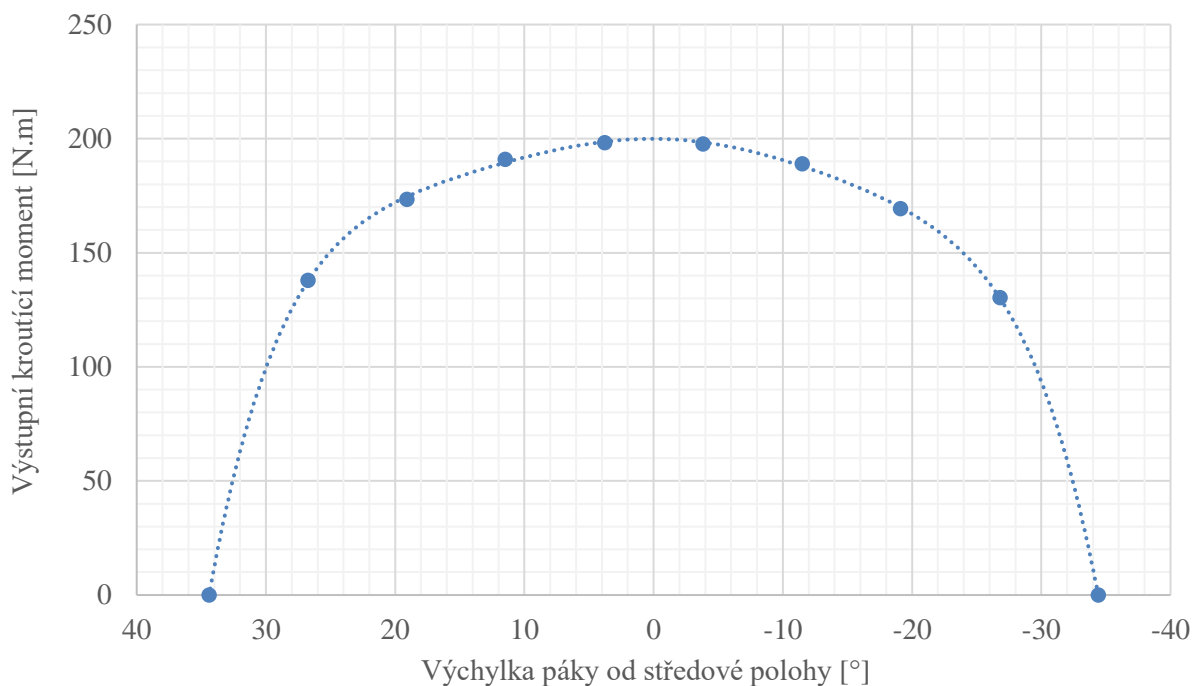
$$Mk_2 = \frac{F_p \frac{l_p}{2}}{r_4 \sin(\mu)} r_2 \sin(180 - \nu)$$

V *tab. 3-1* jsou zaznamenány parametry mechanismu při chodu páky z horní do dolní úvrati při působení silou 700 N, což odpovídá obsluze páky čtyřmi osobami (počítá se s tím, že osoby obsluhující páku tlačí pouze dolů). Z hodnot v tabulce byly vytvořeny grafy na *obr. 1-1* a *obr. 3-7*.

Tab. 3-1 Hodnoty výstupního krouticího momentu v různých polohách mechanismu při síle 700 N

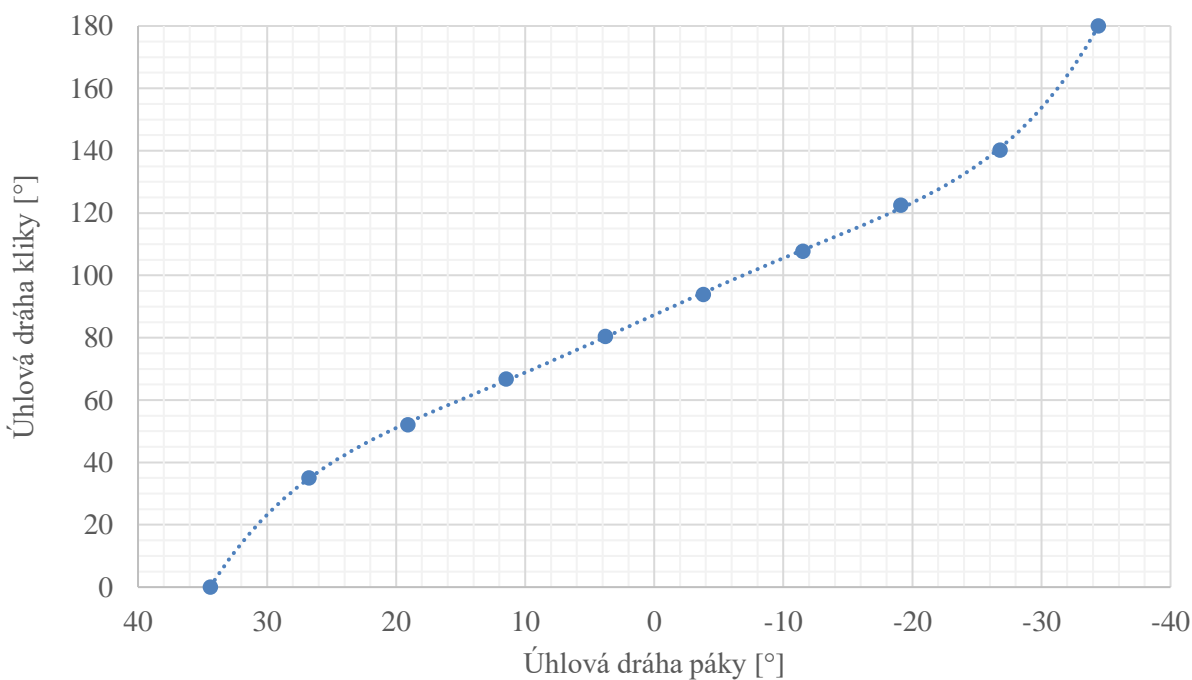
Výchylka páky od středové polohy [°]	Otočení kliky [°]	Přenosový úhel μ [°]	Úhel mezi ojnici a klikou ν [°]	Síla namáhající ložiska F_{43} [N]	Výstupní krouticí moment Mk_2 [N·m]
34,4	0,0	55,6	0,0	1597,7	0,0
26,8	35,1	68,7	139,5	1415,4	137,9
19,1	52,1	77,8	121,0	1349,0	173,4
11,5	66,7	86,2	105,6	1321,2	190,9
3,8	80,4	94,3	91,5	1322,0	198,2
-3,8	93,9	102,1	77,9	1348,0	197,7
-11,5	107,7	109,5	64,2	1398,8	189,0
-19,1	122,6	116,6	49,9	1474,6	169,3
-26,8	140,3	122,9	33,6	1570,6	130,3
-34,4	180,0	125,0	0,0	1609,3	0,0

Graf na *obr. 3-6* popisuje závislost výstupního krouticího momentu na vychylce páky od středové polohy při působení silou 700 N. Hodnota 34,4° značí polohu páky v její horní úvrati, při vychylce -34,4° se páka nachází v dolní úvrati. Z grafu je patrné, že dle výpočtu je největší výstupní krouticí moment generován, když je páka ve vodorovné poloze, avšak ve skutečnosti, s ohledem na ergonomii páky, je důležité si uvědomit, že osoba obsluhující páku na ni nebude působit konstantní silou, takže ve skutečnosti by křivka grafu měla jiný tvar.



Obr. 3-6 Závislost výstupního krouticího momentu na úhlu natočení páky

Graf na obr. 3-7 prezentuje závislost otočení kliky na pohybu páky. Je z něj patrné, že v okolí horní a dolní úvrati odpovídá relativně malému pohybu páky velký úhel otočení kliky. Tyto oblasti s velkým převodovým poměrem jsou charakterizovány výrazným zmenšením výstupního krouticího momentu. Proto je nutné brát tento fakt v potaz při návrhu převodového poměru v kapitole 3.2.



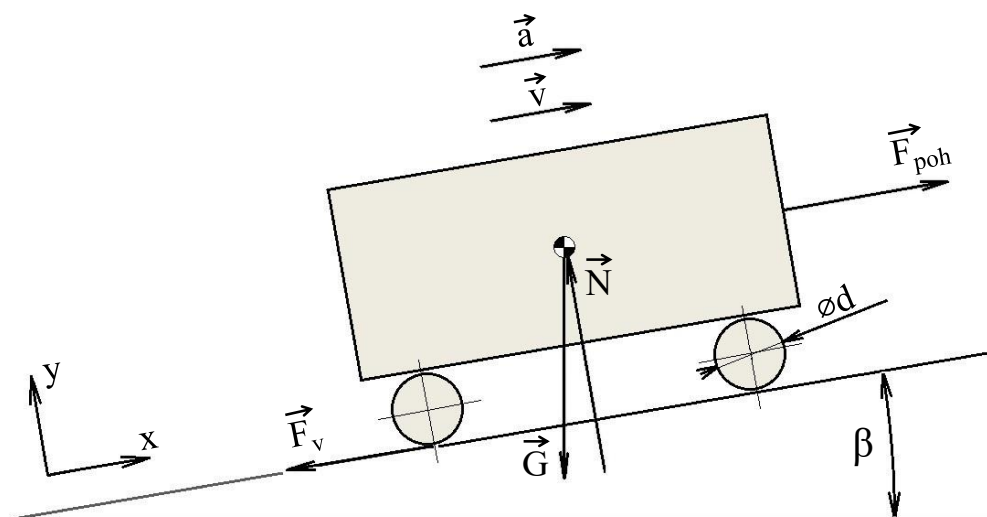
Obr. 3-7 Úhlová dráha kliky při pohybu pákou

3.2 VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Tato kapitola se zabývá návrhem vhodného převodového poměru mezi klikou a hnanou nápravou pro dosažení požadované stoupavosti drezíny. Vhodně zvolený převodový poměr představuje kompromis mezi potřebnou ovládací silou a frekvencí kývání páky.

Provedený výpočet je značně zjednodušený a počítá s hodnotami krouticího momentu z předchozího výpočtu, který byl taktéž aproximován a vychází z normalizované maximální síly na páku. Nicméně za předpokladu, že osoby obsluhující páku budou schopny při rozjezdu vyvinout krátkodobě větší síly a mohou páku na druhé straně i zvedat, by provedený výpočet měl být dostatečně konzervativní.

V prvním kroku výpočtu jsou identifikovány tzv. mrtvé oblasti mechanismu. V těchto oblastech je výstupní krouticí moment nižší než potřebný pro udržení konstantní rychlosti ve svahu o sklonu 10 ‰. Následně je kontrolováno, zdali je drezína s navrženým převodovým poměrem schopná rozjezdu při tomto sklonu svahu. Síly a veličiny vystupující ve výpočtu jsou znázorněny na *obr. 3-8*.



Obr. 3-8 Schéma působících sil při výpočtu pohonu drezíny: β – úhel stoupání trati, d – průměr valivé kružnice kol F_v – odpor proti valení, G – tíhová síla, N – normálová síla, F_{poh} – síla od pohonu, a – zrychlení, v – rychlost

Úhel stoupání trati β se vypočítá jako arkus tangens stoupání vyjádřeného desetinným číslem tedy: $\beta = \tan^{-1} 0,01 = 0,57^\circ$. Tíhová síla G je rovna součinu provozní hmotnosti a tíhového zrychlení tedy: $G = 1047 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 10\,271 \text{ N}$.

Normálová síla:

$$N = G \cdot \cos \beta \quad [\text{N}] \quad (17)$$

$$N = 10\,271 \cdot \cos(0,57) = 10\,270,491$$

$$N = 10\,271 \text{ N}$$

Z normálové síly a ramena valivého odporu je vypočítán odpor proti valení. Hodnota velikosti ramena valivého odporu mezi kolem a kolejnicí byla vzata ze strojnických tabulek [31].

$$F_v = N \frac{2\xi}{d} \quad [\text{N}] \quad (18)$$

$$F_v = 10\,271 \frac{2 \cdot 0,0005}{0,374} = 27,463$$

$$F_v = 27 \text{ N}$$

Kde:

$$\xi = 0,0005 \text{ m}$$

$$d = 0,375 \text{ m}$$

Z rovnice silové rovnováhy při konstantní rychlosti a nulovém zrychlení je spočítána potřebná pohonná síla F_{poh}

$$\sum_1^n F_{ix} = 0$$

$$F_{poh} = F_v + G \sin(\beta) \quad [\text{N}] \quad (19)$$

$$F_{poh} = 27 + 10\,271 \sin(0,57) = 129,168$$

$$F_{poh} = 129 \text{ N}$$

Krouticí moment Mk' na hnané nápravě potřebný k vyvození pohonné síly pro udržení konstantní rychlosti v 10% stoupání:

$$Mk' = F_{poh} \frac{d}{2} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (20)$$

$$Mk' = 129 \frac{0,375}{2} = 24,188$$

$$Mk' = 24,2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Z tab. 3-1 je spočítán průměrný krouticí moment na klice: $Mk_{2a} = (\sum Mk_i)/i = 138,7 \text{ N}\cdot\text{m}$. Následně je spočítán převodový poměr pro udržení konstantní rychlosti v 10% stoupání i' :

$$i' = \frac{Mk'}{Mk_{2a}} \quad [1] \quad (21)$$

$$i' = \frac{24,2}{138,7} = 0,175$$

$$i' = 0,18$$

Skutečná hodnota převodového poměru i je upravena na hodnotu:

$$i = 0,25$$

Při tomto převodovém poměru bude potřebný moment na klice roven:

$$Mk'_2 = \frac{Mk'}{i} \quad [1] \quad (22)$$

$$Mk'_2 = \frac{24,2}{0,25} = 96,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Jak z grafu na *obr. 3-6* vyplývá, než krouticí moment na klice dosáhne potřebné hodnoty momentu pro jízdu konstantní rychlostí v 10‰ stoupání, páka se pootočí o cca 4°. Dle grafu *obr. 3-7*, 4° pohybu páky odpovídá zhruba 22° pootočení kliky. Mrtvá oblast mechanismu tedy představuje rozsah cca 44° pohybu kliky v dolní i horní úvratí. Vzdálenost odpovídající této oblasti musí drezína ujet na setrvačnost. Velikost této vzdálenosti:

$$s = \frac{\left(\frac{44}{360}\right)}{i} \cdot \pi \cdot d \quad [\text{m}] \quad (23)$$

$$s = \frac{\left(\frac{44}{360}\right)}{0,25} \cdot \pi \cdot 0,375 = 0,576$$

$$s = 0,576 \text{ m}$$

Výška, kterou drezína „nastoupá“ při ujetí této vzdálenosti:

$$h = s \cdot \sin \beta \quad [\text{m}] \quad (24)$$

$$h = 0,576 \cdot \sin(0,57) = 0,0057$$

$$h = 0,006 \text{ m}$$

Potřebná rychlost pro „nastoupání“ této výšky spočítaná z potenciální a kinetické energie:

$$v = \sqrt{2g \cdot h} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (25)$$

$$v = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,006} = 0,343$$

$$v = 0,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Vzdálenost ujetá na jeden zdvih páky mimo mrtvou oblast (odpovídající 136° otočení kliky):

$$s_a = \frac{\left(\frac{136}{360}\right)}{i} \cdot \pi \cdot d \quad [\text{m}] \quad (26)$$

$$s_a = \frac{\left(\frac{136}{360}\right)}{0,25} \cdot \pi \cdot 0,375 = 1,78$$

$$s_a = 1,8 \text{ m}$$

Na této vzdálenosti musí drezína dosáhnout požadované rychlosti, potřebné zrychlení je spočítáno ze vzorce:

$$a = \frac{v^2}{2 \cdot s_a} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (27)$$

$$a = \frac{0,34^2}{2 \cdot 1,8} = 0,0321$$

$$a = 0,032 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Pohonná síla potřebná pro zrychlení:

$$F_{poh_a} = m \cdot a + F_v + G \cdot \sin(\beta) \quad [\text{N}] \quad (28)$$

$$F_{poh_a} = 1047 \cdot 0,032 + 27 + 10271 \cdot \sin(0,57) = 162,682$$

$$F_{poh_a} = 163 \text{ N}$$

Krouticí moment na klice potřebný pro zrychlení:

$$Mk_{2a} = F_{poh_a} \frac{d}{2i} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (29)$$

$$Mk_{2a} = 163 \frac{0,374}{2 \cdot 0,25} = 121,924$$

$$Mk_{2a} = 121 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Krouticí moment na klice potřebný pro zrychlení je nižší než jeho střední hodnota, takže by měla být zajištěna požadovaná stoupavost drezíny.

3.2.1 MAXIMÁLNÍ RYCHLOST DREZÍNY

Maximální rychlost drezíny byla vypočítána na základě frekvence pohybu páky f_p , převodového poměru a průměru valivé kružnice kol. Maximální frekvence pohybování pákou byla určena odhadem na 1 Hz, tedy jeden cyklus pohybu pákou nahoru a dolů za sekundu. Maximální rychlost $17 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je dostatečná pro plánované využití a odpovídá bezpečnostním požadavkům a specifikacím pro turistickou atrakci.

Frekvence otáčení hnaného hřídele:

$$n_h = \frac{f_p}{i} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (30)$$

$$n_h = \frac{1}{0,25} = 4 \text{ s}^{-1}$$

Kde:

$$f_p = 1 \text{ s}^{-1}$$

Maximální rychlost drezíny:

$$v_{max} = n_h \cdot \pi \cdot d \cdot 3,6 \quad [\text{km}\cdot\text{h}^{-1}] \quad (31)$$

$$v_{max} = 4 \cdot \pi \cdot 0,375 \cdot 3,6 = 16,965$$

$$v_{max} = 17 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$$

3.3 ANALÝZA ZATÍŽENÍ A PEVNOSTNÍ VÝPOČTY JEDNOTLIVÝCH SOUČÁSTÍ

3.3.1 SESTAVA PÁKY

Výpočty byly provedeny v programu PTC Mathcad. Výsledky spolu s podrobnými postupy a rovnicemi jsou prezentovány v příloze 1.

3.3.2 HORNÍ RÁM

Viz příloha 2.

3.3.3 HNANÁ NÁPRAVA

Viz příloha 3 a 4.

3.3.4 PŘEVOD

Viz příloha 5.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo popsat konstrukci ruční pákové drezíny, zhodnotit její možné konstrukční varianty a navrhnout vlastní konstrukční řešení v kontextu využití drezíny jako turistické atrakce s respektováním zadaných parametrů. Drezína má být dle zadání určena k provozu na tratích s normálním rozchodem kolejí a se stoupáním do 10 %, měla by umožňovat obsluhu čtyřmi osobami zároveň a měly by být vybavena demontovatelnými lavicemi.

V první části práce byl proveden rešeršní rozbor, který se zaměřoval na existující drezíny a jehož cílem bylo získat komplexní přehled o možných variantách konstrukce. Získané poznatky byly využity v druhé části práce při samotném konstrukčním návrhu, v němž byla zvolena a implementována vhodná řešení jednotlivých prvků s ohledem na stanovené požadavky. Celkově byl rešeršní rozbor nezbytným prvním krokem v procesu vývoje.

Druhá část se zaměřila na detailní popis vlastního konstrukčního návrhu, vycházejícího z rešerše. V úvodu této části jsou uvedeny základní parametry navržené drezíny, dále jsou popsána konstrukční řešení jejích jednotlivých součástí a doplněna výběrem kupovaných komponent. Při návrhu byl kladen důraz na co největší jednoduchost. Jednoduchá konstrukce usnadňuje výrobu, zvyšuje spolehlivost a minimalizuje riziko poruch a závad.

Ve třetí části práce byla analyzována a zkoumána silová působení na jednotlivé prvky mechanismu drezíny. Tato analýza vychází z principů základní trigonometrie a mechaniky. Při silovém rozboru mechanismu byly využívány principy statické rovnováhy a při výpočtu převodového poměru základní pohybové rovnice.

Aby bylo zajištěno, že konstrukce zvládne zatížení, kterým bude vystavena během provozu, bylo provedeno ověření pevnostních charakteristik vybraných částí mechanismu drezíny při nejhorších možných zatěžovacích stavech, jaké by mohly při jejím provozu nastat.

Výsledkem této práce je konstrukční návrh ruční pákové drezíny, který představuje komplexní a praktickou ukázkou implementace teoretických poznatků do konkrétního produktu a je v souladu se zadáním a specifikovanými parametry.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Jackson Sharp Handcars. In: Railroadhandcar.com [online]. Santa Clarita, California: Mason Clark, 2012 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <http://www.railroadhandcar.com/history/images/jackson-sharp2.jpg>
- [2] CLARK, Mason. History and Use of the Railroad Handcar. Railroadhandcar.com [online]. Santa Clarita, California: Mason Clark, 2012 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <http://www.railroadhandcar.com/history/history.php>
- [3] 1899 Sheffield Pump Car. In: Railvelocipedes.org [online]. Velká Británie: The Railway Velocipede Group, 2019 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://railvelocipedes.org/pdf-files/1899%20Sheffield%20Pump%20Car.pdf>
- [4] South African Railways Pump Car. In: Railvelocipedes.org [online]. Velká Británie: The Railway Velocipede Group, 2019 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://railvelocipedes.org/pdf-files/SARPumpCar.pdf>
- [5] Canadian Pacific Rail Road Pump Car Drawings. In: Railvelocipedes.org [online]. Velká Británie: The Railway Velocipede Group, 2019 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://railvelocipedes.org/pdf-files/Canadian%20Pacific%20Rail%20Road.pdf>
- [6] Kalamazoo Manufacturing Company. Kalamazoo Manufacturing Company [online]. Santa Clarita, California: Kalamazoo Manufacturing Company, b. r. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <http://www.kalamazoomfg.com/company/>
- [7] BADO, Peter a Václav JELÍNEK. Speciální drážní vozidla. 2., dopl. vyd. Karlovy Vary: ALHA, 2014, 384 s. ISBN 978-80-260-5856-4.
- [8] NĚMCOVÁ, Barbora. Muzeum-zeleznicnich-drezin-drezina-sbirka-cachrov. Idnes [online]. 2014, 2014 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: https://www.idnes.cz/plzen/zpravy/muzeum-zeleznicnich-drezin-drezina-sbirka-cachrov.A140905_142927_plzen-zpravy_pp
- [9] Sheffield handcar catalog. In: Railroadhandcar.com [online]. Santa Clarita, California: Mason Clark, 2012 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <http://www.railroadhandcar.com/history/catalog/sheffield/105f.pdf>
- [10] Handcar. In: Chegg.com [online]. chegg.inc, 2023 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://media.cheggcdn.com/media/88f/88f4e21f-37fe-448f-bf39-f998364c87a4/phpEYgPDK.png>
- [11] Handcar. In: <https://www.cs.cmu.edu/~rapidproto/students/thogben/Project1/concept1.html> [online]. Pittsburgh: Carnegie Mellon University, 2016 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.cs.cmu.edu/~rapidproto/students/thogben/Project1/images/handcar.jpg>
- [12] Sheffield brochure and ads. In: Railroadhandcar.com [online]. Santa Clarita, California: Mason Clark, 2012 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <http://www.railroadhandcar.com/history/catalog/sheffield/>

- [13] Average height of men by year of birth. Our World in Data [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://ourworldindata.org/grapher/average-height-of-men-by-year-of-birth>
- [14] G. S. SHEFFIELD HAND CAR. USA. US265987. Uděleno 17.10.1882.
- [15] [drezína]. In: Eisenbahnclub Nordwestmünsterland e.V. [online]. Eisenbahnclub Nordwestmünsterland, b.r. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: https://tsimg.cloud/v1/images/7187fe87-b41c-e911-80d6-0025905a8161_fwebpw1000.jpg
- [16] Sheffield Number 2 Special Hand Car. Railroadhandcar.com [online]. Santa Clarita, California: Mason Clark, 2012 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <http://www.railroadhandcar.com/projects/special2.php>
- [17] IZER, Jiří, Jaroslav JANDA, Zdeněk MARUNA a Stanislav ZDRŮBEK. Kolejové vozy. Bratislava: ALFA, 1986
- [18] Dvojkolí, vývoj a popis. Parostroj.net [online]. Vratimov: Spolek přátel modelové železnice ve velikosti H0, 1999 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/technika/dvojkoli/dvojkoli.htm>
- [19] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 321/2013. In: . 2013, ročník 2013, 321/2013. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2013:104:0001:0056:CS:PDF>
- [20] CLARK, Mason. Death by Railroad Handcar. Railroadhandcar.com [online]. Santa Clarita, California: Mason Clark, 2012 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <http://www.railroadhandcar.com/history/death/>
- [21] Kalamazoo-handle. In: Kalamazoo Manufacturing Company [online]. Santa Clarita, California: Kalamazoo Manufacturing Company, b. r. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <http://www.kalamazoomfg.com/images/kalamazoo-handle.jpg>
- [22] ČSN 27 0141-1 (270141): Zdvihací a tažná zařízení s ručním pohonem. Kladkostroje, zvedáky, vrátky. Projektování, konstruování, výroba a provoz. Společná ustanovení. Neznámé. 1987.
- [23] UCP - patkové uchycení. In: Matis.cz [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: https://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/037.pdf
- [24] Rod Ends. Rod Ends [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.skf.com/id/products/plain-bearings/spherical-plain-bearings-rod-ends/rod-ends>
- [25] Roller Chains. In: Czretezy.cz [online]. b. r. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/sp_1/Roller%20chains%20-%20European%20standard.pdf
- [26] SPECIFICATIONS CHAIN SPROCKETS ISO. Chiaravalli.com [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.chiaravalli.com/en/products/industrial/open-Transmission/SPROCKETS/iso-chain-sprockets/specifications-chain-sprockets-iso>

- [27] Locking Assemblies COM-B. Maedler.de [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.maedler.de/product/1643/1621/spannsaetze-com-b-bohrung-6-bis-100mm>
- [28] Locking Assemblies BAR. Maedler.de [online]. [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.maedler.de/product/1643/1621/spannsaetze-bar-bohrung-5-bis-100-mm>
- [29] MUTLU, HUSEYIN. Design of the crank–rocker mechanism for various design cases based on the closed-form solution. Mersin, Turkey, 2020. Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Mersin University.
- [30] ZHOU, H. a Edmund H. M. CHEUNG. Optimal synthesis of crank–rocker linkages for path generation using the orientation structural error of the fixed link [online]. 2001 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: doi:10.1016/S0094-114X(01)00029-5
- [31] Výběr z norem pro obor STROJÍRENSTVÍ. Střední průmyslová škola Zlín, tř. Tomáše Bati 4187 Zlín, b. r.

ZDROJE POUŽITÉ V PŘÍLOHÁCH

- [32] Feron online: Profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem, EN 10219. Online.ferona.cz [online]. Havlíčkova čp. 1043/11, 111 82 Praha 1: Feron a.s, 2017 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/29308/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-80x60x4>
- [33] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [34] PILKEY, Walter D. Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices. Charlottesville, Virginia: John Wiley, 2004. ISBN 9780471032212.
- [35] Feron online: Trubka podélně svařovaná hladká EN 10219. Online.ferona.cz [online]. Havlíčkova čp. 1043/11, 111 82 Praha 1: Feron a.s, 2017 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/41755/trubka-podelne-svarovana-hladka-en-10219-prumer-48-3x3-2>
- [36] Určení velikosti ložiska. Zkl.cz [online]. zkl, 2022 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/produkty/obecne-informace-pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska>
- [37] Feron online: Profil dutý svařovaný se čtvercovým průřezem EN 10219. Online.ferona.cz [online]. Havlíčkova čp. 1043/11, 111 82 Praha 1: Feron a.s, 2017 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/27638/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-40x3>
- [38] ČR. Vyhláška. In: . Ministerstvo dopravy, 1995, ročník 1995, 48/1995, 177/1995 Sb.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s ²]	Zrychlení drezíny
d	[m]	Průměr valivé kružnice kol
F_{21}	[N]	Síla působící od kliky na rám
F_{23}	[N]	Síla působící od kliky na ojnici
F_{32}	[N]	Síla působící od vahadla na kliku
F_{34}	[N]	Síla působící od vahadla na ojnici
F_{41}	[N]	Síla působící od rámu na vahadlo
F_{43}	[N]	Síla působící od ojnice na vahadlo
F_p	[N]	Síla působící na konec páky
f_p	[s ⁻¹]	Frekvence kývání páky
F_{poh}	[N]	Pohonná síla
F_{poh_a}	[N]	Potřebná pohonná síla pro vyvození zrychlení a
F_v	[N]	Odpor proti valení
G	[N]	Tíhová síla
h	[m]	Výška „nastoupaná“ při ujetí vzdálenosti s
i	[1]	Skutečný převodový poměr
i'	[1]	Převodový poměr pro udržení konstantní rychlosti v 10‰ sklonu
l_1	[mm]	Vzdálenost osy vahadla (páky) a osy kliky
l_3	[mm]	Délka ojnice
l_n	[mm]	Délka násady
l_p	[mm]	Délka páky
Mk'	[N·m]	Potřebný kroutící moment na hnané nápravě k vyvození pohonné síly
Mk'_2	[N·m]	Potřebný kroutící moment na klice
Mk_2	[N·m]	Kroutící moment na klice
Mk_{2_a}	[N·m]	Potřebný kroutící moment pro vyvození F_{poh_a}
Mk_4	[N·m]	Vstupní kroutící moment
N	[N]	Normálová síla
n_h	[s ⁻¹]	Frekvence otáčení hnaného hřídele
r_2	[mm]	Poloměr kliky
r_4	[mm]	Poloměr vahadla
s	[m]	Vzdálenost, kterou drezína ujede přes mrtvou oblast mechanismu

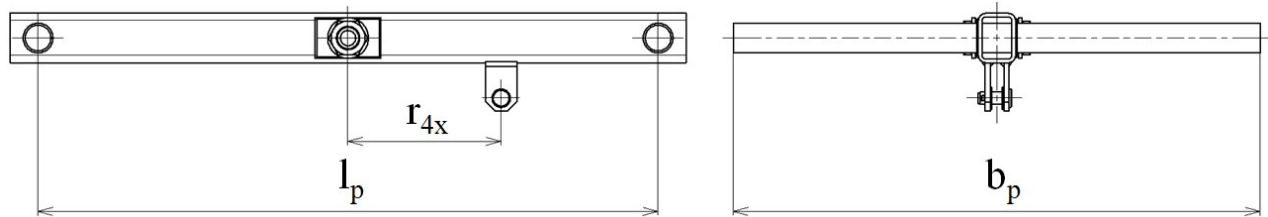
s_a	[m]	Vzdálenost ujetá na jeden půlcyklus pohybu páky mimo mrtvou oblast mechanismu
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost drezíny
v_{max}	[km·h ⁻¹]	Maximální rychlost drezíny
z_p	[mm]	Zdvih páky
α_z	[°]	Zdvihový úhel
β	[°]	Úhel stoupání trati
ζ	[m]	Rameno valivého odporu
μ	[°]	Přenosový úhel
μ_{max}	[°]	Maximální hodnota přenosového úhlu
μ_{min}	[°]	Minimální hodnota přenosového úhlu
ν	[°]	Úhel mezi ojnicí a klikou

SEZNAM PŘÍLOH

1	Pevnostní výpočet sestavy páky.....	P1
2	Výpočet horního rámu	P11
3	Pevnostní výpočet hnané hřídele.....	P20
4	Kontrola ložisek hnané náprav.....	P26
5	Kontrola řetězového převodu.....	P28

Příloha 1: Pevnostní výpočet sestavy páky

Schéma páky se zakreslenými rozměry:



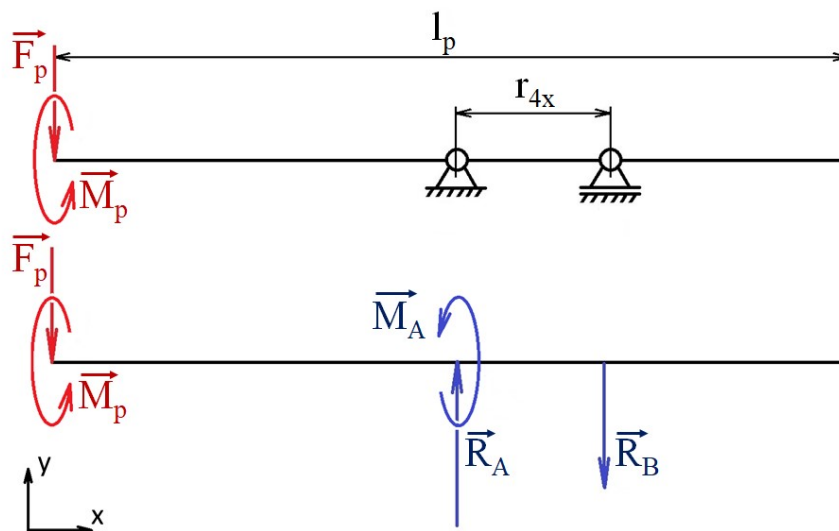
$$l_p := 1000 \text{ mm}$$

$$b_p := 850 \text{ mm}$$

$$r_{4x} := 247 \text{ mm}$$

Výpočet reakcí

Sestava páky s vahadlem byla pro účely zjednodušení nahrazena rovným 2D prutem, na němž momentový účinek síly na rameni násady byl nahrazen přidáním momentem:



Velikost síly působící na páku byla zvolena 1000 N, což odpovídá přibližnému působení síly, jakou by vyvinul jedinec o značné fyzické síle zavěšením se celou svou hmotností na páku.

$$F_p := 1000 \text{ N}$$

Moment nahrazující rameno působení síly:

$$M_p := F_p \cdot \frac{b_p}{2} = 425 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0 \quad 0 = 0$$

Ve skutečnosti v ose x budou působit síly vyvolané působením na páku, protože obsluhující osoby nebudou tlačit přímo kolmo dolů. Také zde budou generovány síly od ojnice, protože reakční síla od ní nepůsobí přímo v ose y, jak bylo zjednodušeno, ale mění se podle přenosového úhlu. Tato aproximace je vyvážena větším koeficientem bezpečnosti.

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0 \quad R_A - R_B - F_p = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = 0 \quad M_p - M_A = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_{izA} = 0 \quad F_p \cdot \frac{l_p}{2} - R_B \cdot r_{4x} = 0$$

Rovnice jsou vyřešeny pomocí funkce Solve Block:

Guess Values	$R_A := 1 \text{ N}$ $R_B := 1 \text{ N}$ $M_A := 1 \text{ N} \cdot \text{m}$
Constraints	$R_A - R_B - F_p = 0$ $M_p - M_A = 0$ $F_p \cdot \frac{l_p}{2} - R_B \cdot r_{4x} = 0$
Solver	$\begin{bmatrix} R_A \\ R_B \\ M_A \end{bmatrix} := \mathbf{find}(R_A, R_B, M_A)$

Reakční účinky:

$$R_A = 3024.291 \text{ N}$$

$$R_B = 2024.291 \text{ N}$$

$$M_A = 425 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Je zřejmé, že největší ohybový moment působí v místě A, proto není třeba u takto jednoduchého příkladu sestavovat rovnice VVÚ. Toto místo je zároveň kritickým průřezem součásti, protože průřez je oslaben otvorem, kterým prochází nosná hřídel.

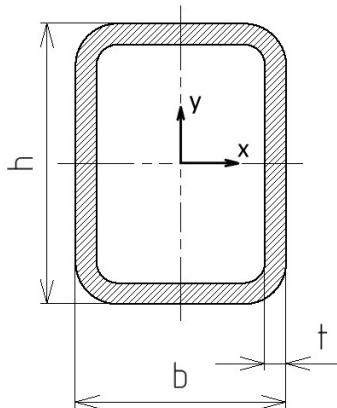
$$M_{o_{max}} := F_p \cdot \frac{l_p}{2} = 500 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Profil je kromě ohybu namáhán také krouticím momentem:

$$M_A = 425 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kontrola napětí páky, předběžný výpočet

Rozměry profilu páky



$$h := 80 \text{ mm}$$

$$b := 60 \text{ mm}$$

$$t := 4 \text{ mm}$$

Kvadratický moment průřezu z katalogu prodejce [32]

$$J_{x'} := 842088 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v krutu bez otvoru je spočítán jako součin plochy vymezené střednicí průřezu a síly stěny profilu [33]:

$$Wk' := (2 \cdot (h-t) \cdot (b-t) \cdot t) = 34048 \text{ mm}^3$$

Mechanické vlastnosti materiálu profilu ČSN 11 375, DIN EN S235 [31]:

Nejmenší mez kluzu:

$$Re := 196 \text{ MPa}$$

Nejmenší mez pevnosti:

$$R_m := 363 \text{ MPa}$$

V prvním kroku je vypočítáno maximální napětí u profilu neoslabeného otvorem. Pro dosažení konzervativnosti výpočtu byl zvolen návrhový koeficient s hodnotou 5.

$$k_{n1} := 5$$

Maximální normálové napětí od ohybového momentu u profilu neoslabeného otvorem:

$$\sigma_o := \frac{M_{o_{max}}}{J_{x'}} \cdot \frac{h}{2} = 23.75 \text{ MPa}$$

Maximální normálové napětí od krouticího momentu u profilu neoslabeného otvorem:

$$\tau_{k'} := \frac{M_A}{Wk'} = 12.482 \text{ MPa}$$

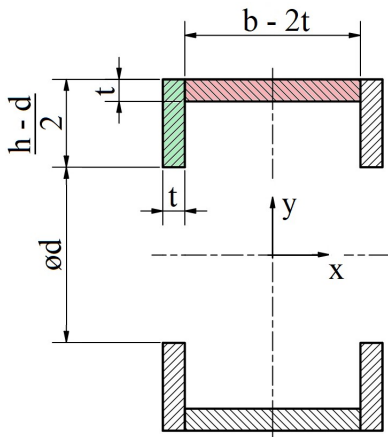
Maximální redukované napětí v průřezu profilu dle teorie maximálních smykových napětí max τ [33]:

$$\sigma_{red'} := k_{n1} \sqrt{\sigma_o'^2 + 4 \tau_{k'}^2} = 172.288 \text{ MPa}$$

Redukované napětí je nižší než mez kluzu, bezpečnost je tedy vyšší než 5 a dá se hovořit o vysoké rezervě.

Výpočet napětí se zahrnutím vlivu díry

V druhém kroku výpočtu byl proveden pokus o zahrnutí vlivu díry do výpočtu.



Průměr díry:

$$d := 38 \text{ mm}$$

Kvadratický moment průřezu profilu oslabeného dírou byl spočítán pomocí Castiglianovy věty:

$$J_x := 4 \cdot \left(\frac{t \cdot \left(\frac{h-d}{2} \right)^3}{12} + \left(\frac{d+h}{4} \right)^2 \cdot t \cdot \frac{h-d}{2} \right) + 2 \cdot \left(\frac{(b-2t) \cdot t^3}{12} + \left(\frac{h-t}{2} \right)^2 \cdot t \cdot (b-2t) \right) = 906010.667 \text{ mm}^4$$

Vypočítaný kvadratický moment průřezu je vyšší než kvadratický moment bez díry. Bude to pravděpodobně způsobeno nezahrnutím zaoblení hran profilu do výpočtu, proto byl nakonec kvadratický moment získán z funkce vlastnosti oblasti překreslením průřezu s dírou do CAD programu.

$$J_x := 805506 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu profilu v krutu byl vypočítán stejně jako v předchozím výpočtu, ale plocha vymezená střednicí byla zmenšena o plochu, kterou prochází hřídel.

$$Wk := 2 \cdot t \cdot (b-t) \cdot (h-t-d) = 17024 \text{ mm}^3$$

Součinitel koncentrace napětí pro výpočet ohybového napětí z knihy Formulas for stress, strain, and structural matrices Walter D. Pilkey [34].

<p>b. In-plate bending</p>	<p>(1) At edge of hole, $\sigma_{\max} = \sigma_A = K_t \sigma_{\text{nom}}, \quad \sigma_{\text{nom}} = 6Md / (D^3 - d^3)t$ $K_t = 2$ (independent of d/D)</p> <p>(2) At edge of plate, $\sigma_{\max} = \sigma_B = K_t \sigma_{\text{nom}}, \quad \sigma_{\text{nom}} = 6MD / (D^3 - d^3)t$ $K_t = 2d/D$ ($\alpha = 30^\circ$)</p>
----------------------------	--

Nominální napětí nebylo počítáno podle vzorce z knihy, protože vzorec popisuje ohyb tenkého plechu, ne obdélníkového profilu, nicméně jde o velmi podobný případ a součinitel koncentrace napětí by měl být v podstatě odpovídající.

Koeficient koncentrace napětí na horním okraji:

$$K_o := 1$$

Koeficient koncentrace napětí na okraji díry:

$$K_d := 2$$

Napětí způsobené ohybovým momentem na horním okraji. Vzdálenost místa s největším napětím byla pro větší konzervativnost výpočtu zvětšena o úhel α :

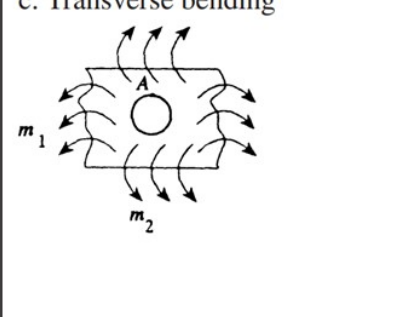
$$\sigma_o := K_o \frac{M_{o_{max}}}{J_x} \cdot \frac{h}{2 \cdot \cos(30^\circ)} = 28.67 \text{ MPa}$$

Napětí na okraji díry:

$$\sigma_{od} := K_d \cdot \frac{M_{o_{max}}}{J_x} \cdot \frac{d}{2} = 23.588 \text{ MPa}$$

Napětí způsobené krutem:

Koeficient koncentrace napětí vlivem díry byl převzat z případu ohybu pásovin ve více osách, neboť při kroucení profilu dochází k tomuto ohybu a žádný přesnější případ nebyl nalezen. [34]

<p>c. Transverse bending</p> 	$\sigma_{max} = \sigma_A = K_t \sigma_{nom}, \quad \sigma_{nom} = 6mD/(D-d)t^2$ <p>For $0 \leq d/D \leq 0.3$, $\nu = 0.3$ and $1 \leq d/t \leq 7$</p> <p>(1) Simple bending ($m_1 = m$, $m_2 = 0$)</p> $K_t = \left[1.793 + \frac{0.131}{d/t} + \frac{2.052}{(d/t)^2} - \frac{1.019}{(d/t)^3} \right]$ $\times \left[1 - 1.04 \left(\frac{d}{D} \right) + 1.22 \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]$ <p>(2) Cylindrical bending ($m_1 = m$, $m_2 = \nu m$)</p> $K_t = \left[1.856 + \frac{0.317}{d/t} + \frac{0.942}{(d/t)^2} - \frac{0.415}{(d/t)^3} \right]$ $\times \left[1 - 1.04 \left(\frac{d}{D} \right) + 1.22 \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]$
--	---

$$K_t := \left(1.856 + \frac{0.317}{\frac{d}{t}} + \frac{0.942}{\left(\frac{d}{t} \right)^2} - \frac{0.415}{\left(\frac{d}{t} \right)^3} \right) \cdot \left(1 - 1.04 \left(\frac{d}{h} \right) + 1.22 \left(\frac{d}{h} \right)^2 \right) = 1.484$$

$$\tau_k := K_t \cdot \frac{M_A}{Wk} = 37.044 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \tau_k^2} = 70.277 \text{ MPa}$$

V dalším kroku je spočítána mez únavy.

Smluvní mez únavy:

$$\sigma_{Co} := 0.504 R_m = 182.952 \text{ MPa}$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu do Marinovy rovnice

Díra je vystružená, tedy:

$$a := 4.51$$

$$b_k := -0.265$$

$$k_a := a \cdot \left(\frac{R_m}{\text{MPa}} \right)^{b_k} = 0.946$$

Ostatní koeficienty Marinovy rovnice jsou rovny 1.

Korigovaná mez únavy:

$$\sigma_c' := k_a \cdot \sigma_{Co} = 173.037 \text{ MPa}$$

Průběh ohybového a krouticího momentu je mívivý s amplitudou $\sigma_a = \sigma_{red}$, střední napětí σ_m tedy bude rovno polovině maximálního redukovaného napětí.

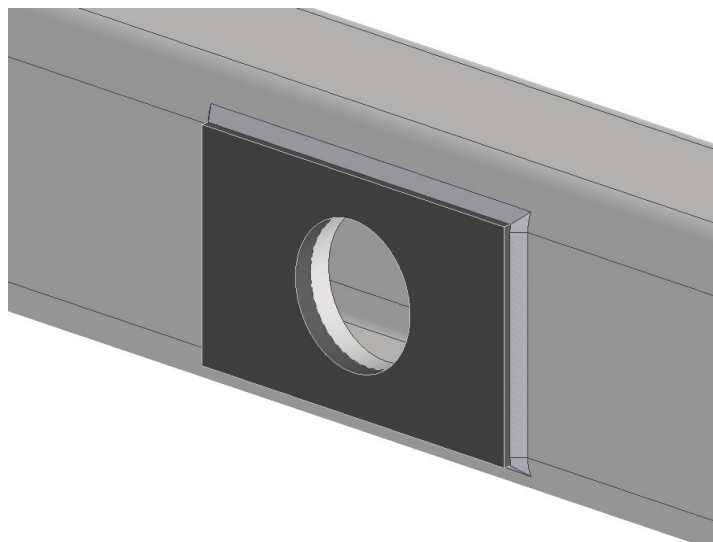
$$\sigma_a := \sigma_{red} = 70.277 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_a}{2} = 35.138 \text{ MPa}$$

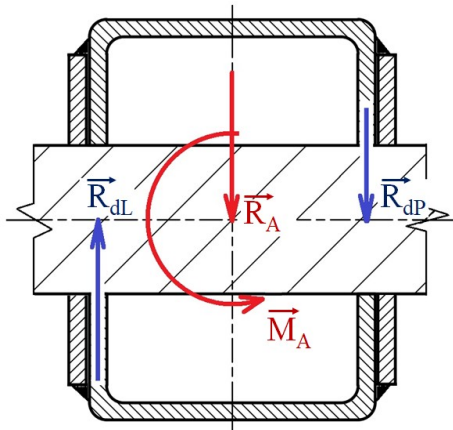
Bezpečnost k meznímu stavu únavy dle Goodmanova kritéria:

$$k_u := \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c'} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 1.988$$

Součást vyhovuje z hlediska únavové pevnosti. Pro jistotu bylo okolí díry vyztuženo navařením 5 mm silné pásoviny, viz obrázek.



Kontrola díry na otláčení od hřídele



$$R_{dP} := \frac{R_A \cdot b}{2} + M_A = 8595.479 \text{ N}$$

$$R_{dL} := R_{dP} - R_A = 5571.188 \text{ N}$$

Největší tlak v díře:

$$p_{max} := \frac{R_{dP}}{d \cdot (t + 5 \text{ mm})} = 25.133 \text{ MPa}$$

Dovolená hodnota tlaku ve stykových plochách je pro materiál 11 375 30 - 110 MPa [31]. Pro co nejkonzervativnější výpočet je počítáno s hodnotou 30 MPa.

$$p_d := 30 \text{ MPa}$$

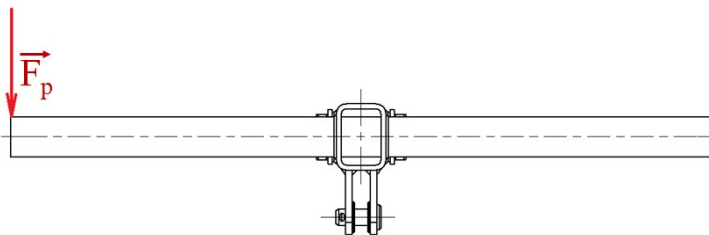
Bezpečnost proti otláčení:

$$k_p := \frac{p_d}{p_{max}} = 1.194$$

Z hlediska otláčení součást vyhovuje.

Kontrola násad

Je vhodné zkontrolovat i násady. Ty jsou tvořeny z ocelových trubek EN 10219 48,3x3,2, taktéž z materiálu ČSN 11 375.



Vnější průměr trubky:

$$D := 48.3 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr trubky:

$$d_n := 41.9 \text{ mm}$$

Modul průřezu v ohybu udávaný výrobcem [35]:

$$W_o := 4797 \text{ mm}^3$$

Maximální ohybový moment:

$$M_p = 425 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Ohybové napětí:

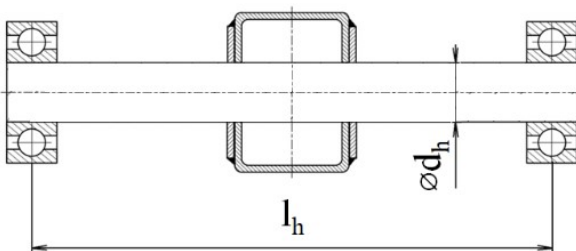
$$\sigma_{o.n} := \frac{M_p}{W_o} = 88.597 \text{ MPa}$$

Napětový cyklus je, jak bylo již uvedeno, mívový. Střední napětí bude odpovídat polovině spočítaného ohybového napětí páky, které je amplitudovým napětím. Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy dle Goodmanova kritéria bude spočítána následujícím vzorcem:

$$k_{u.n} := \frac{1}{\frac{\sigma_{o.n}}{\sigma_c'} + \frac{\sigma_{o.n}}{2 R_m}} = 1.577$$

Násady vyhovují z hlediska únavy. Ve skutečnosti bude míra bezpečnosti spíše vyšší, protože síla nepůsobí přímo na konec páky a její očekávaná velikost se rovná 350 N, nikoli 1000 N.

Kontrola nosného hřídele páky:

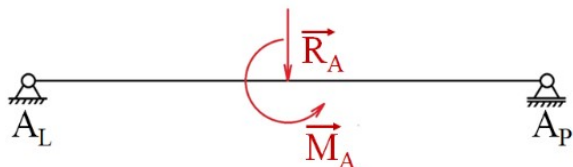


$$l_h := 300 \text{ mm}$$

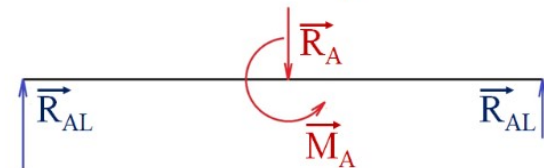
$$d_h := 38 \text{ mm}$$

$$R_{AP} := \frac{R_A \cdot l_h - M_A}{l_h} = 95.479 \text{ N}$$

$$R_{AL} := R_A - R_{AP} = 2928.812 \text{ N}$$



$$M_{o.h_{max}} := R_{AP} \cdot \frac{l_h}{2} + M_A = 439.322 \text{ N}\cdot\text{m}$$



$$\sigma_h := \frac{M_{o.h_{max}}}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{32}} = 81.552 \text{ MPa}$$

Bezpečnost nosného hřídele vůči MSÚ dle Goodmana (předpoklad mívového cyklu):

$$k_{u.h} := \frac{1}{\frac{\sigma_h}{\sigma_c'} + \frac{\sigma_h}{2 R_m}} = 1.713$$

Nosná hřídel z hlediska únavové bezpečnosti vyhovuje.

Kontrola ložisek nosného hřídele páky:

Protože páka koná kývavý pohyb, ložiska nosného hřídele byla kontrolována na statickou únosnost

Základní statická únosnost ložiska [23]:

$$C_{or} := 7.5 \text{ kN}$$

Koeficient statické bezpečnosti dle informací pro konstruktéry z webových stránek výrobce ložisek ZKL (koeficient pro velký úhel výkyvu s malou frekvencí s přibližně stálým periodickým zatížením [36]):

$$s_o := 1.5$$

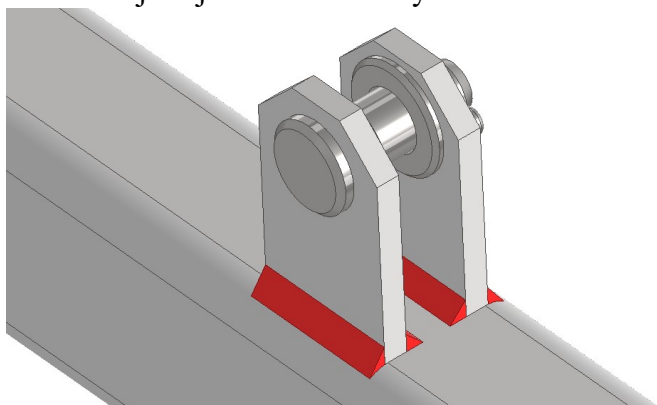
Bezpečnost ložiska:

$$k_l := \frac{C_{or}}{s_o \cdot R_{AL}} = 1.707$$

Ložisko vyhovuje

Kontrola čepu vahadla

Připojení čepu vahadla zajišťují 4 koutové svary viz obrázek.



Tato skupina svarů je namáhána na tah a tlak reakční silou R_B . Nejvyšší namáhání čepu nenastane při působení jednou silou na konec násady (kroučící moment na reakční sílu R_B nemá vliv), ale při zatížení páky dvěma osobami (vznikne velký ohybový moment, a žádný kroučící). Velikost síly R_B byla přepočítána od působení silou na oba konce násady ($F_p = 2000 \text{ N}$, $M_p = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$).

$$R_B := 4048.583 \text{ N}$$

Velikost svaru z:

$$z := 5 \text{ mm}$$

Délka svarů:

$$l := 4 \cdot 50 \text{ mm} = 200 \text{ mm}$$

$$\tau := \frac{R_B}{0.707 \cdot z \cdot l} = 5.726 \text{ MPa}$$

Napětí může být ve skutečnosti vyšší, protože při výpočtu počítám pouze s namáháním svaru na tah, ve skutečnosti reakční síla R_B působí pod úhlem. Protože spočítané napětí je velmi malé, lze ale předpokládat, že svar bez problému vydrží.

Následně je zkontrolován samotný čep na otláčení.

Průměr čepu:

$$d_{cep} := 20 \text{ mm}$$

Síla stěny držáku čepu:

$$t_1 := 8 \text{ mm}$$

Tlak na stykových plochách čepu:

$$p_{cep} := \frac{R_B}{d_{cep} \cdot 2 \cdot t_1} = 12.652 \text{ MPa}$$

Tlak je velmi nízký, čep tedy z hlediska otláčení vyhovuje

Kontrola čepu na ohyb:

Vzdálenost ložisek čepu:

$$l_{cep} := 30 \text{ mm}$$

Maximální ohybový moment namáhající čep:

$$M_{cep} := \frac{R_B \cdot l_{cep}}{2} = 60.729 \text{ N} \cdot \text{m}$$

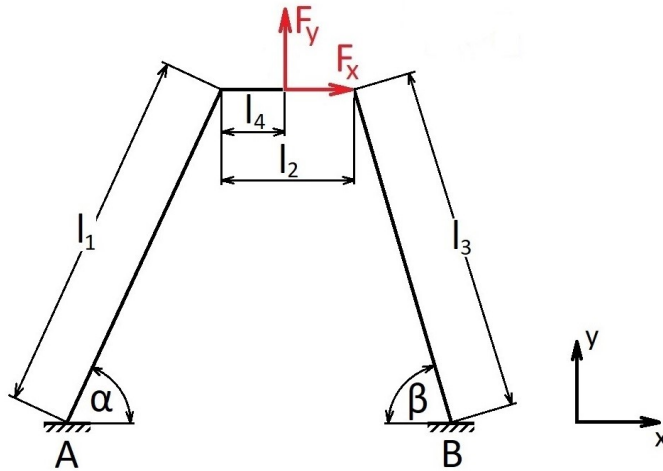
Max. napětí od ohybového momentu:

$$\sigma_{cep} := \frac{M_{cep}}{\frac{\pi \cdot d_{cep}^3}{32}} = 77.322 \text{ MPa}$$

Napětí je taktéž velmi nízké, čep bez problémů vyhovuje.

Příloha 2: Výpočet horního rámu

Schéma horního rámu se zakreslenými rozměry a vnějším silovým působením:



Rozměry horního rámu:

$$l_1 := 816.2 \text{ mm}$$

$$l_2 := 250 \text{ mm}$$

$$l_3 := 755.5 \text{ mm}$$

$$l_4 := 125 \text{ mm}$$

$$\alpha := 64.2^\circ$$

$$\beta := 76.6^\circ$$

Modul pružnosti oceli:

$$E := 210 \text{ GPa}$$

Kvadratický moment průřezu [37]:

$$J := 9.32 \text{ cm}^4$$

Zjištění síly působící na horní rám

Pro zjištění síly byl použit výpočet z kapitoly 3.1.2 Silový rozbor mechanismu. Hodnota síly na páku byla zvolena jako $F_p := 2000 \text{ N}$, což odpovídá dvěma fyzicky zdatným jedincům působícími na páku celou svou vahou.

krok	páka	klika	μ	ν	F	Mk2
1,0	34,4	0,0	55,6	0,0	4564,8	0,0
2,0	26,8	35,1	68,7	139,5	4044,0	393,9
3,0	19,1	52,1	77,8	121,0	3854,2	495,4
4,0	11,5	66,7	86,2	105,6	3774,8	545,3
5,0	3,8	80,4	94,3	91,5	3777,1	566,4
6,0	-3,8	93,9	102,1	77,9	3851,5	564,8
7,0	-11,5	107,7	109,5	64,2	3996,7	539,9
8,0	-19,1	122,6	116,6	49,9	4213,1	483,7
9,0	-26,8	140,3	122,9	33,6	4487,5	372,3
10,0	-34,4	180,0	125,0	0,0	4598,0	0,0

Z tabulky je vidět, že největší síla od ojnice na ložiska působí v dolní úvratí.

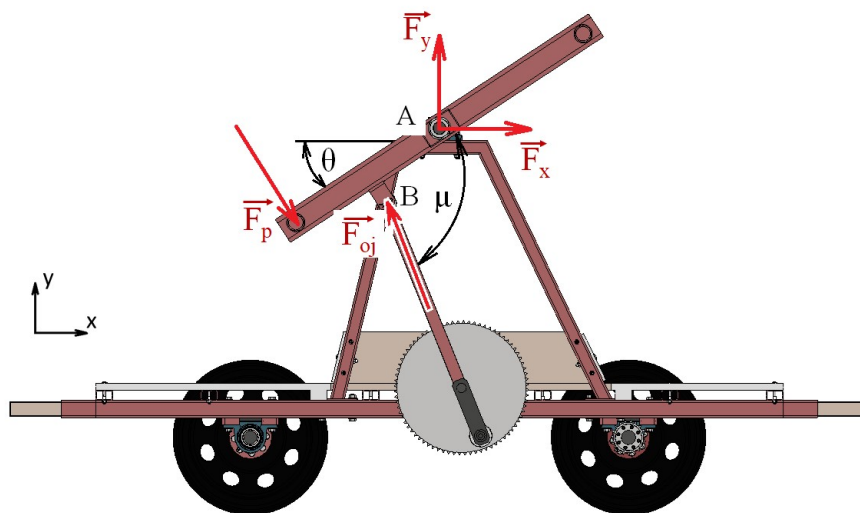
$$F_{oj} := 4598 \text{ N}$$

Síla svírá s pákou úhel μ :

$$\mu := 125^\circ$$

Úhel páky θ (absolutní hodnota):

$$\theta := 34.4^\circ$$



Z rovnic silové rovnováhy jsou spočítány reakční účinky (momentovou rovnováhu není třeba řešit, je už vyřešena silou F_{oj}). Síly F_x a F_y zatěžují horní rám.

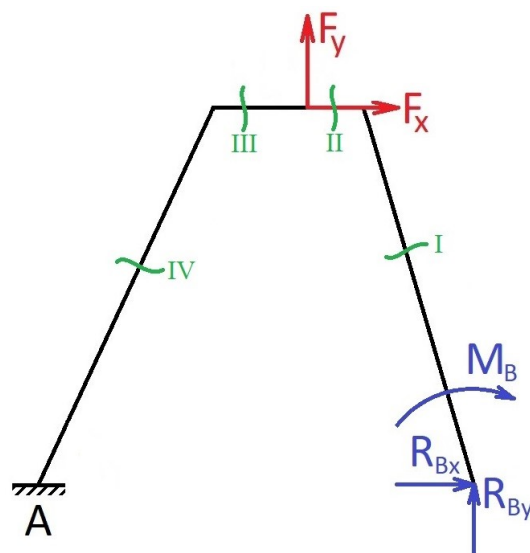
$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$$

$$F_x := F_p \cdot \cos(90^\circ - \theta) - F_{oj} \cdot \cos(\mu) = 3767.238 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0$$

$$F_y := F_p \cdot \sin(90^\circ - \theta) - F_{oj} \cdot \sin(\mu + \theta) = 32.459 \text{ N}$$

Částečně uvolněný horní rám se zavedenými řezy:

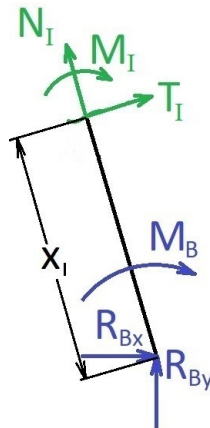


Podle zákona akce a reakce síly F_x a F_y budou na rám působit opačným směrem než na páku:

$$F_x := -F_x = -3767.238 \text{ N}$$

$$F_y := -F_y = -32.459 \text{ N}$$

Vnitřní účinky v řezu I:



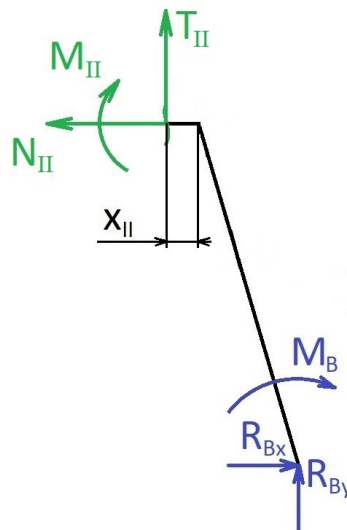
$$x_I := (0 \text{ mm}, 1 \text{ mm} \dots l_3)$$

$$N_I(R_{Bx}, R_{By}) := R_{Bx} \cdot \sin(90 - \beta) - R_{By} \cdot \cos(90 - \beta)$$

$$T_I(R_{Bx}, R_{By}) := -R_{Bx} \cdot \cos(90 - \beta) - R_{By} \cdot \sin(90 - \beta)$$

$$M_I(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_I) := R_{Bx} \cdot x_I \cdot \sin(\beta) + R_{By} \cdot x_I \cdot \cos(\beta) - M_B$$

Vnitřní účinky v řezu II:



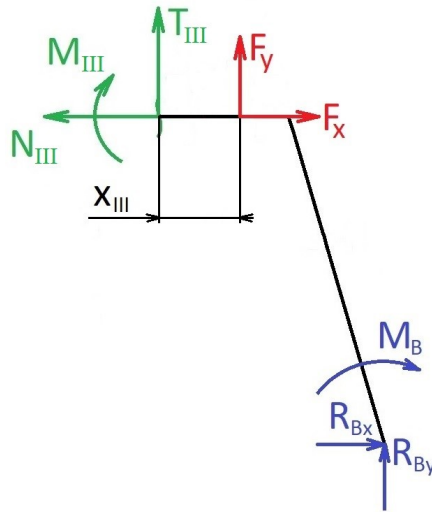
$$x_{II} := (0 \text{ mm}, 1 \text{ mm} \dots (l_2 - l_4))$$

$$N_{II}(R_{Bx}) := R_{Bx}$$

$$T_{II}(R_{By}) := -R_{By}$$

$$M_{II}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{II}) := R_{Bx} \cdot l_3 \cdot \sin(\beta) + R_{By} \cdot (l_3 \cdot \cos(\beta) + x_{II}) - M_B$$

Vnitřní účinky v řezu III:



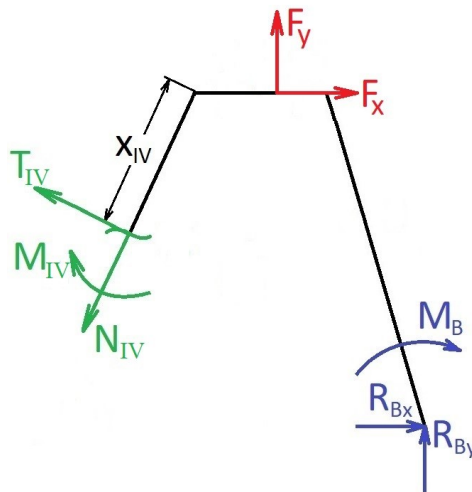
$$x_{III} := (0 \text{ mm}, 1 \text{ mm}..l_4)$$

$$N_{III}(R_{Bx}) := R_{Bx} + F_x$$

$$T_{III}(R_{By}) := -R_{By} - F_y$$

$$M_{III}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{III}) := R_{Bx} \cdot l_3 \cdot \sin(\beta) + R_{By} \cdot (l_3 \cdot \cos(\beta) + (l_2 - l_4) + x_{III}) - M_B + F_y \cdot x_{III}$$

Vnitřní účinky v řezu IV:



$$x_{IV} := (0 \text{ mm}, 1 \text{ mm}..l_1)$$

$$N_{IV}(R_{Bx}, R_{By}) := R_{Bx} \cdot \cos(\alpha) + R_{By} \cdot \cos(90 - \alpha) + F_x \cdot \cos(\alpha) + F_y \cdot \cos(90 - \alpha)$$

$$T_{IV}(R_{Bx}, R_{By}) := R_{Bx} \cdot \sin(\alpha) - R_{By} \cdot \sin(90 - \alpha) + F_x \cdot \sin(\alpha) - F_y \cdot \sin(90 - \alpha)$$

$$M_{IV}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{IV}) := R_{Bx} \cdot (l_3 \cdot \sin(\beta) - x_{IV} \cdot \sin(\alpha)) + R_{By} \cdot (l_3 \cdot \cos(\beta) + l_2 + x_{IV} \cdot \cos(\alpha)) - M_B - F_x \cdot x_{IV} \cdot \sin(\alpha) + F_y \cdot (l_4 + x_{IV} \cdot \cos(\alpha))$$

Deformační podmínky:

posuv B v x:

$$u_B(R_{Bx}, R_{By}, M_B) = 0$$

posuv B v y:

$$v_B(R_{Bx}, R_{By}, M_B) = 0$$

natočení B:

$$\varphi_B(R_{Bx}, R_{By}, M_B) = 0$$

Deformační podmínky jsou definovány Castiglianovou větou:

$$\begin{aligned}
 u_B(R_{Bx}, R_{By}, M_B) := & \int_0^{l_3} \frac{M_I(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_I)}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dR_{Bx}} M_I(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_I) \right) dx_I \downarrow \\
 & + \int_0^{(l_2-l_4)} \frac{M_{II}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{II})}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dR_{Bx}} M_{II}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{II}) \right) dx_{II} \downarrow \\
 & + \int_0^{l_4} \frac{M_{III}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{III})}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dR_{Bx}} M_{III}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{III}) \right) dx_{III} \downarrow \\
 & + \int_0^{l_1} \frac{M_{IV}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{IV})}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dR_{Bx}} M_{IV}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{IV}) \right) dx_{IV} \\
 v_B(R_{Bx}, R_{By}, M_B) := & \int_0^{l_3} \frac{M_I(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_I)}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dR_{By}} M_I(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_I) \right) dx_I \downarrow \\
 & + \int_0^{(l_2-l_4)} \frac{M_{II}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{II})}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dR_{By}} M_{II}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{II}) \right) dx_{II} \downarrow \\
 & + \int_0^{l_4} \frac{M_{III}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{III})}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dR_{By}} M_{III}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{III}) \right) dx_{III} \downarrow \\
 & + \int_0^{l_1} \frac{M_{IV}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{IV})}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dR_{By}} M_{IV}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{IV}) \right) dx_{IV}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varphi_B(R_{Bx}, R_{By}, M_B) := & \int_0^{l_3} \frac{M_I(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_I)}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dM_B} M_I(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_I) \right) dx_I \downarrow \\ & + \int_0^{(l_2-l_4)} \frac{M_{II}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{II})}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dM_B} M_{II}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{II}) \right) dx_{II} \downarrow \\ & + \int_0^{l_4} \frac{M_{III}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{III})}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dM_B} M_{III}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{III}) \right) dx_{III} \downarrow \\ & + \int_0^{l_1} \frac{M_{IV}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{IV})}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{d}{dM_B} M_{IV}(R_{Bx}, R_{By}, M_B, x_{IV}) \right) dx_{IV} \downarrow \end{aligned}$$

Pomocí funkce Solve Block jsou spočítány reakce ve vazbě B:

Guess Values	$R_{Bx} := 1 \text{ N}$ $R_{By} := 1 \text{ N}$ $M_B := 1 \text{ N}\cdot\text{m}$
Constraints	$u_B(R_{Bx}, R_{By}, M_B) = 0$ $v_B(R_{Bx}, R_{By}, M_B) = 0$ $\varphi_B(R_{Bx}, R_{By}, M_B) = 0$
Solver	$\begin{bmatrix} R_{Bx} \\ R_{By} \\ M_B \end{bmatrix} := \mathbf{find}(R_{Bx}, R_{By}, M_B)$

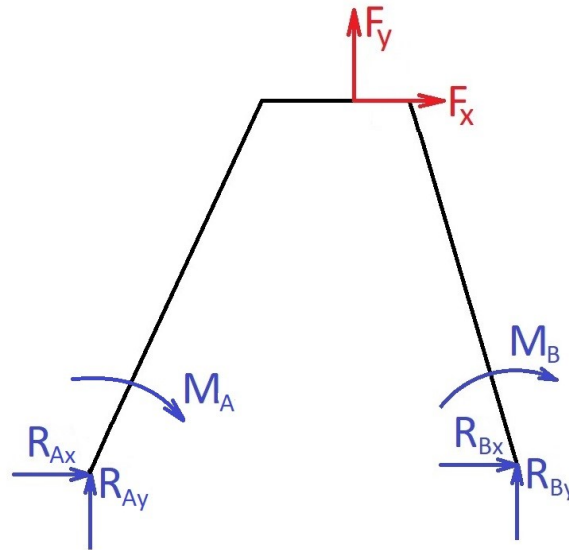
Reakční účinky ve vazbě B

$$R_{Bx} = 1548.604 \text{ N}$$

$$R_{By} = -2840.354 \text{ N}$$

$$M_B = 275714.253 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Úplně uvolněný horní rám:



Z rovnic statické rovnováhy spočítám reakční účinky ve vazbě A

Guess Values	$R_{Ax} := 1 \text{ N}$ $R_{Ay} := 1 \text{ N}$ $M_A := 1 \text{ N}\cdot\text{m}$
Constraints	$R_{Ax} + R_{Bx} + F_x = 0$ $R_{Ay} + R_{By} + F_y = 0$ $M_A + M_B + F_x \cdot l_3 \cdot \sin(\beta) - F_y \cdot (l_4 + l_1 \cdot \cos(\alpha)) - R_{By} \cdot (l_3 \cdot \cos(\beta) + l_2 + l_1 \cdot \cos(\alpha)) = 0$
Solver	$\begin{bmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ M_A \end{bmatrix} := \mathbf{find}(R_{Ax}, R_{Ay}, M_A)$

Reakční účinky v podporách

$$R_{Ax} = 2218.634 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 1548.604 \text{ N}$$

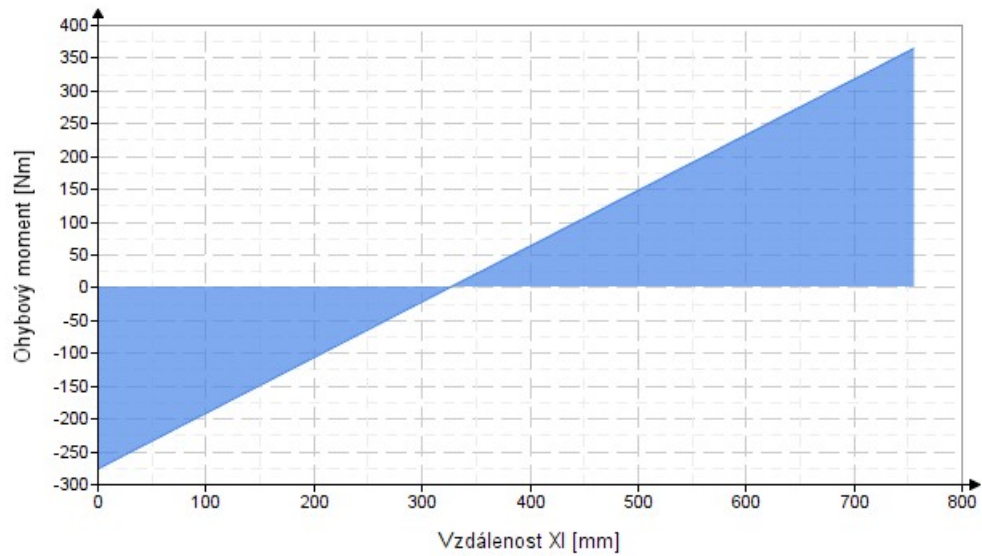
$$R_{Ay} = 2872.813 \text{ N}$$

$$R_{By} = -2840.354 \text{ N}$$

$$M_A = 260.974 \text{ N}\cdot\text{m}$$

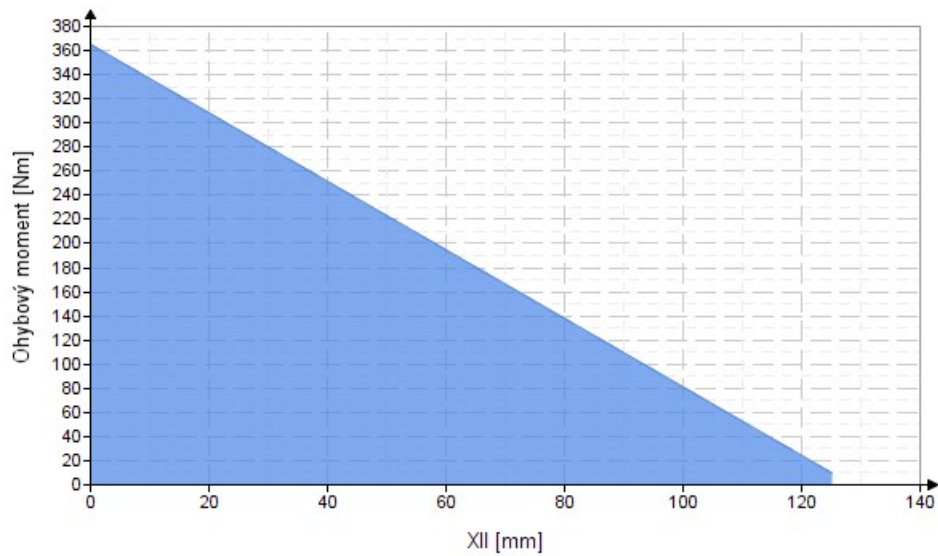
$$M_B = 275.714 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Průběh ohybového momentu v řezu I:



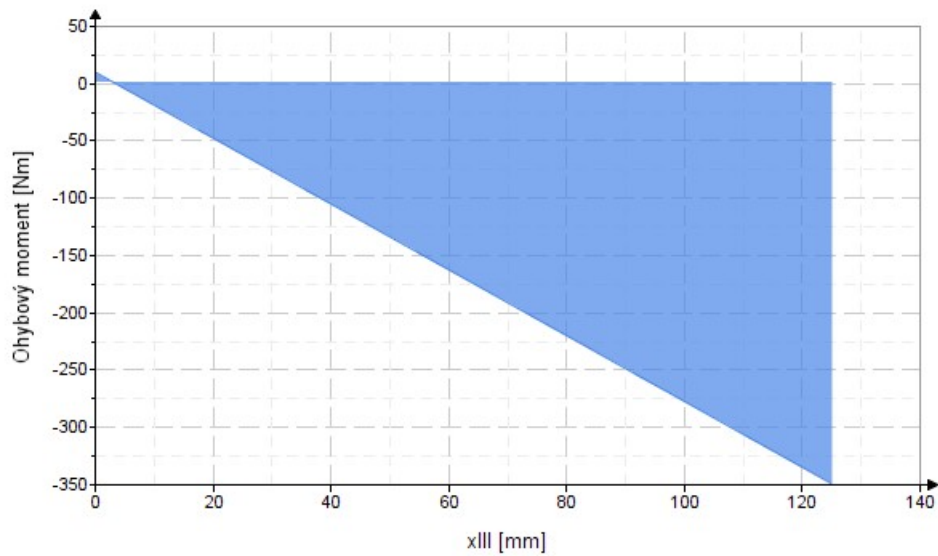
$$M_{O_{I,max}} := 365 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Průběh ohybového momentu v řezu II:



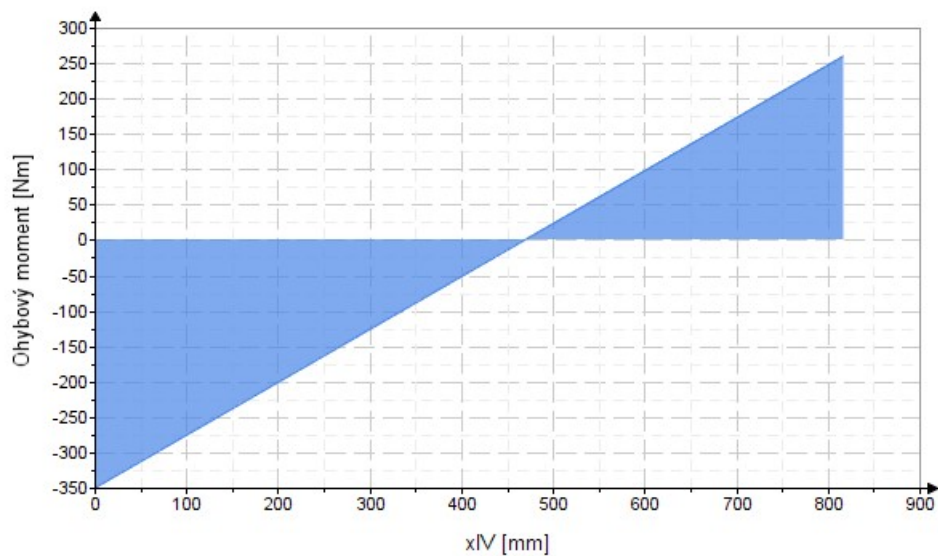
$$M_{O_{II,max}} := 365 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Průběh ohybového momentu v řezu III:



$$M_{o_{III_max}} := 350 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Průběh ohybového momentu v řezu IV:



$$M_{o_{IV_max}} := 350 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Největší ohybový moment působí v pravém horním rohu rámu.

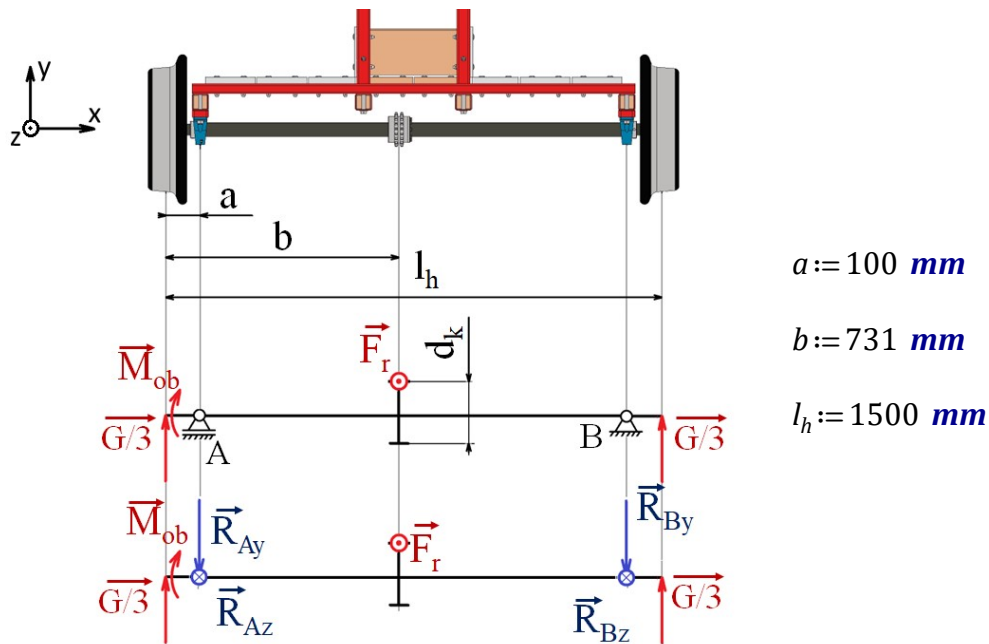
$$M_{o_{max}} := M_{o_{I_max}} = 365 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Ohybové napětí (na okraji vláken, u profilu 40 x 40, 20mm od střednice):

$$\sigma_o := \frac{M_{o_{max}}}{J} \cdot 20 \text{ mm} = 78.326 \text{ MPa}$$

Napětí není vysoké, vyhovuje

Příloha 3: Pevnostní výpočet hnané hřídele



hmotnost plně naložené drezíny:

$$m := 1300 \text{ kg}$$

Tíhová síla:

$$G := 13000 \text{ N}$$

Do výpočtu bylo taky zahrnuto zatížení při průjezdu obloukem. Na kola působí příčná síla, která byla nahrazena momentem M_{ob} .

Minimální poloměr oblouku na železnicích s rychlostí do 50 km/h v kolejových rozvětveních dle vyhlášky Ministerstva dopravy č. 177/1995 [38]:

$$r_{ob} := 150 \text{ m}$$

Maximální rychlost drezíny:

$$v_{max} := 17 \text{ kph}$$

Odstředivá síla:

$$F_{ob} := \frac{m \cdot v_{max}^2}{r_{ob}} = 193.261 \text{ N}$$

Průměr valivé kružnice kola:

$$d := 375 \text{ mm}$$

Pro větší konzervativnost byl pro výpočet momentu zařazen návrhový koeficient:

$$k_{M_o} := 5$$

Ohybový moment od průjezdu obloukem:

$$M_{ob} := F_{ob} \cdot \frac{d}{2} \cdot k_{Mo} = 181.182 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pro velkou bezpečnost výpočtu byla hodnota velikosti kroutícího momentu spočítána od síly na páku $F_p := 2000 \text{ N}$ (viz tabulka v příloze 2):

$$M_k := 565 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Roztečný průměr řetězového kola:

$$d_k := 384.15 \text{ mm}$$

Síla od řetězu:

$$F_r := \frac{2 M_k}{d_k} = 2941.559 \text{ N}$$

Síla působící od rámu na jedno kolo byla zvolena jako třetina celkové tíhové síly, aby bylo zohledněno nerovnoměrné zatížení drezíny.

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0 \quad 0 = 0$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0 \quad \frac{G}{3} - R_{Ay} - R_{By} + \frac{G}{3} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0 \quad -R_{Az} + F_r - R_{Bz} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iAz} = 0 \quad -\frac{G}{3} \cdot a - M_{ob} + \frac{G}{3} \cdot (l_h - a) - R_{By} \cdot (l_h - 2a) = 0$$

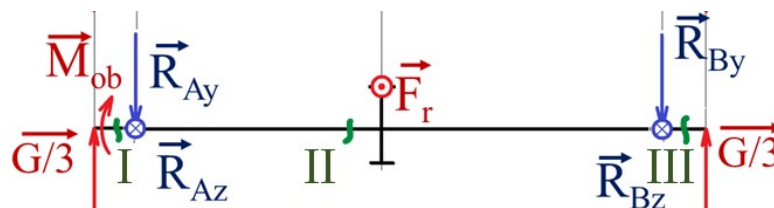
$$\sum_{i=1}^n M_{iAy} = 0 \quad -F_r \cdot (b - a) + R_{Bz} \cdot (l_h - 2a) = 0$$

Reakce jsou spočítány pomocí funkce Solve Block.

Guess Values	$R_{Ay} := 1 \text{ N}$ $R_{Az} := 1 \text{ N}$ $R_{By} := 1 \text{ N}$ $R_{Bz} := 1 \text{ N}$
Constraints	$\frac{G}{3} - R_{Ay} - R_{By} + \frac{G}{3} = 0$ $-R_{Az} + F_r - R_{Bz} = 0$ $-\frac{G}{3} \cdot a - M_{ob} + \frac{G}{3} \cdot (l_h - a) - R_{By} \cdot (l_h - 2 a) = 0$ $-F_r \cdot (b - a) + R_{Bz} \cdot (l_h - 2 a) = 0$
Solver	$\begin{bmatrix} R_{Ay} \\ R_{Az} \\ R_{By} \\ R_{Bz} \end{bmatrix} := \mathbf{find} (R_{Ay}, R_{Az}, R_{By}, R_{Bz})$

$$\begin{bmatrix} R_{Ay} \\ R_{Az} \\ R_{By} \\ R_{Bz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4472.704 \\ 1513.772 \\ 4193.962 \\ 1427.788 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu kolem osy z:



$$x_I := (0 \text{ mm}, 1 \text{ mm}..a)$$

$$M_{O_{Iz}}(x_I) := -\frac{G}{3} \cdot x_I - M_{ob}$$

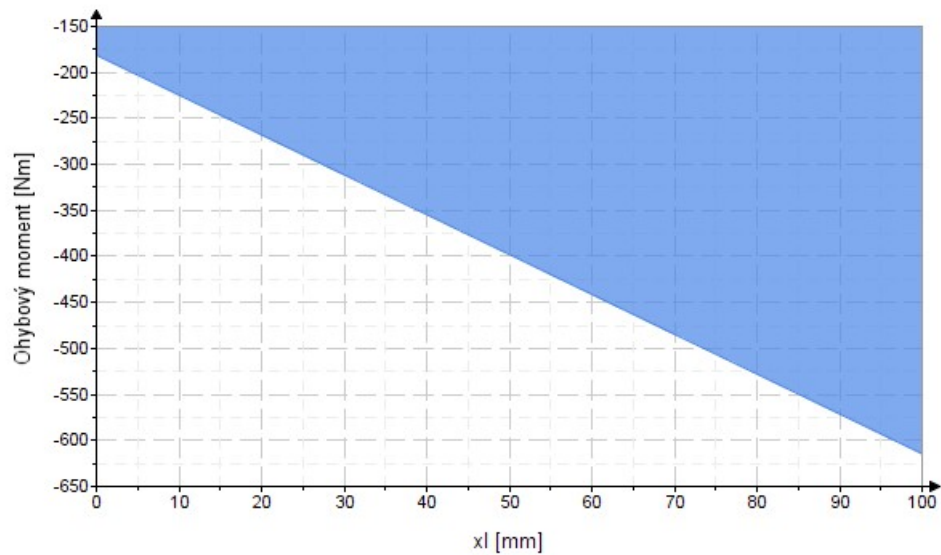
$$x_{II} := (0 \text{ mm}, 1 \text{ mm}..(l_h - 2 a))$$

$$M_{O_{IIz}}(x_{II}) := -\frac{G}{3} \cdot (a + x_{II}) - M_{ob} + R_{Ay} \cdot x_{II}$$

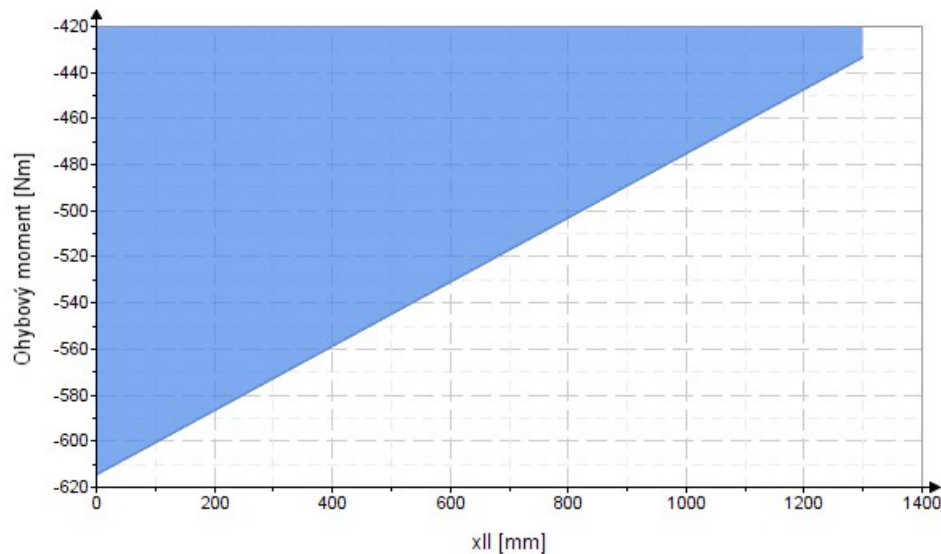
$$x_{III} := (0 \text{ mm}, 1 \text{ mm}..a)$$

$$M_{O_{IIIz}}(x_{III}) := -\frac{G}{3} \cdot (l_h - a + x_{III}) - M_{ob} + R_{Ay} \cdot (l_h - 2 a + x_{III}) + R_{By} \cdot x_{III}$$

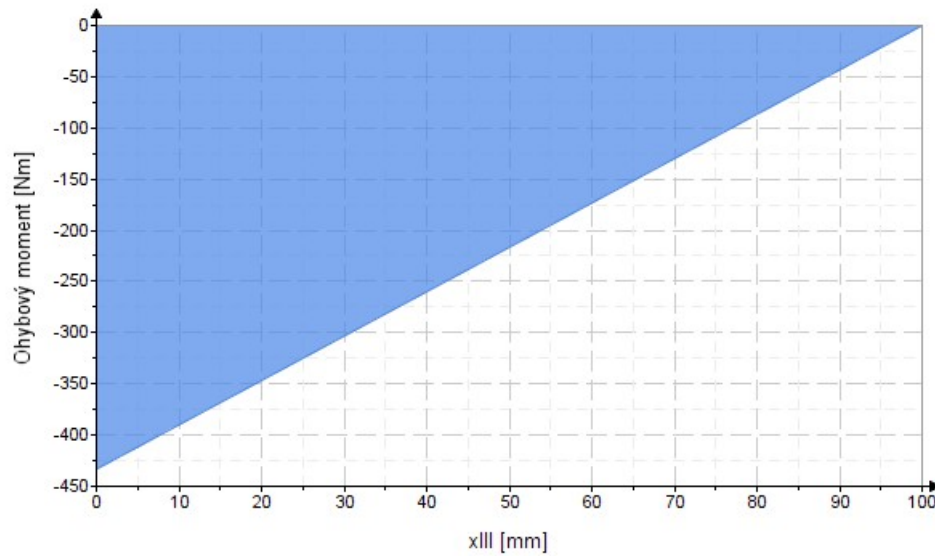
Průběh ohybového momentu kolem osy z v řezu I:



Průběh ohybového momentu kolem osy z v řezu II:



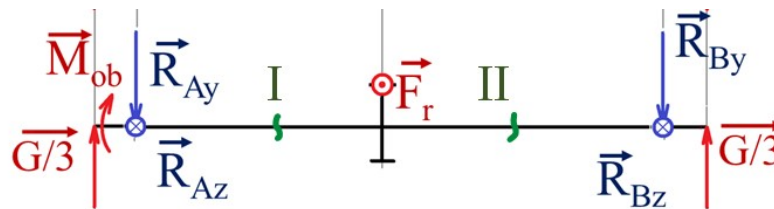
Průběh ohybového momentu kolem osy z v řezu III:



Maximální ohybový moment je v ložisku A:

$$M_{o_max_z} := 615 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Průběh ohybového momentu kolem osy y (ohybový moment od řetězu):



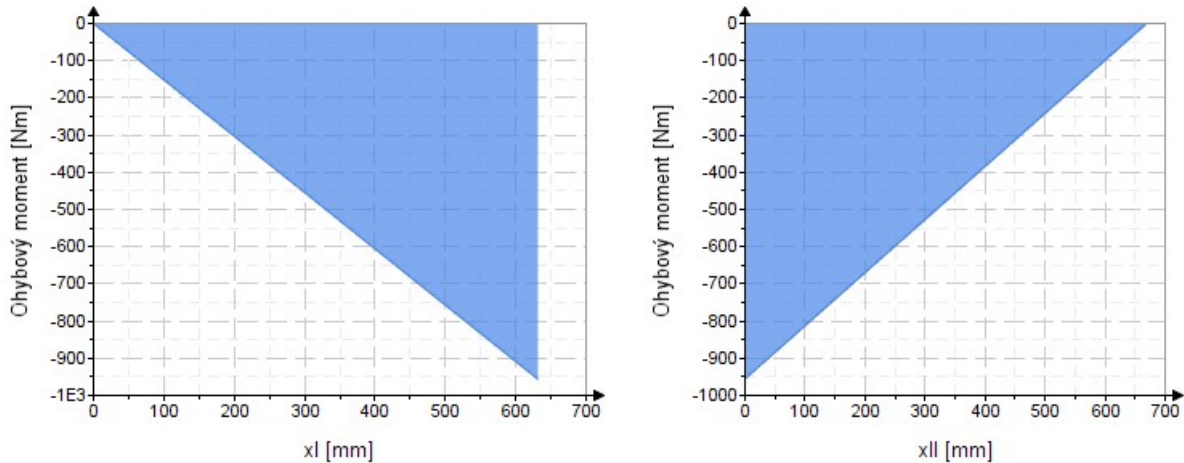
$$x_I := (0 \text{ mm}, 1 \text{ mm} \dots (b - a))$$

$$M_{o_I_y}(x_I) := -R_{Az} \cdot x_I$$

$$x_{II'} := 0 \text{ mm}, 1 \text{ mm} \dots (l_h - b - a)$$

$$M_{o_II_y}(x_{II'}) := -R_{Az} \cdot (b - a + x_{II'}) + F_r \cdot x_{II'}$$

Průběh ohybového momentu kolem osy y v řezu I (vlevo) a řezu II (vpravo):



Největší ohybový kolem osy y je v místě pastorku:

$$M_{o_max_y} := 950 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Největší celkový ohybový moment:

$$M_{o_max} := \sqrt{M_{o_max_z}^2 + M_{o_max_y}^2} = 1131.691 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} := \sqrt{\left(\frac{M_{o_max}}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}}\right)^2 + 4 \left(\frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{32}}\right)^2} = 173.746 \text{ MPa}$$

Mez pevnosti materiálu hřídele 12 050 [31]:

$$R_m := 780 \text{ MPa}$$

Smluvní mez únavy:

$$\sigma_c := 0.504 R_m = 393.12 \text{ MPa}$$

Míra bezpečnosti proti únavovému porušení (uvažován ohyb za rotace)

$$k := \frac{\sigma_c}{\sigma_{red}} = 2.263$$

Příloha 4: Kontrola ložisek hnané nápravy

Dynamická únosnost ložiska [23]:

$$C_r := 24.5 \text{ kN}$$

Statická únosnost ložiska [23]:

$$C_{Or} := 14.6 \text{ kN}$$

Koeficient f_o

$$f_o := 14$$

Zatížení ložisek viz příloha 3.

Radiální zatížení:

$$F_r := 4333.3 \text{ N}$$

Axiální zatížení:

$$F_a := 580 \text{ N}$$

Rychlost drezíny:

$$v := 17 \text{ kph}$$

Nejvyšší frekvence otáčení klikové hřídele:

$$f_k := 60 \text{ min}^{-1}$$

Převodový poměr:

$$i := 0.25$$

Frekvence otáčení hřídele:

$$f_h := f_k \cdot i = 15 \text{ min}^{-1}$$

Frekvence je i při maximální rychlosti relativně nízká, bude vhodné provést nejen kontrolu dynamické, ale i statické bezpečnosti.

Ekvivalentní zatížení:

$$ekv_z := \frac{f_o \cdot F_a}{C_{Or}} = 0.556$$

Interpolace hodnoty z tabulky pro zjištění e [33]:

$$x_0 := 0.345 \quad y_0 := 0.22$$

$$x_1 := 0.689 \quad y_1 := 0.26$$

$$x := ekv_z = 0.556$$

$$e := y_0 + (x - x_0) \cdot \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} = 0.245$$

Poměr axiální a radiální síly:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.134$$

Poměr axiální a radiální síly je nižší než e , axiální zatížení je tedy zanedbatelné

Ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P := F_r = 4333.3 \text{ N}$$

Základní trvanlivost:

$$L_{10h} := \left(\frac{C_r}{P} \right) \cdot \frac{10^6}{f_h} = 6282.1 \text{ hr}$$

Teoretická životnost ložisek v ujetých km při základní trvanlivosti:

$$L_{zkm} := L_{10h} \cdot v = 106795.693 \text{ km}$$

Základní trvanlivost má spolehlivost pouze 90 %. Proto byla provedena kontrola se spolehlivostí 99%. Požadovaná životnost ložisek při 99% spolehlivosti je 1000 km.

Koeficient spolehlivosti pro 99% spolehlivost [36]:

$$a_1 := 0.25$$

Koeficient materiálu, maziva, technologie výroby a provozních podmínek [36]:

$$a_{23} := 0.4$$

Tento koeficient ovlivňuje viskozita maziva, prašnost prostředí. Hodnoty tohoto koeficientu se pohybují v intervalu od 0,4 do 3. Pro účely práce byl výpočet koeficientu vynechán a byla zvolena nejkonzervativnější hodnota.

$$L_{99h} := a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10h} = 628.21 \text{ hr}$$

Teoretická životnost ložiska v ujetých km se spolehlivostí 99%

$$L_{99km} := L_{99h} \cdot v = 10679.569 \text{ km}$$

Vypočítaná životnost bez problémů splňuje zadání. Drezína určená do muzea nenajezdí za svoji životnost mnoho kilometrů.

Příloha 5: Kontrola řetězového převodu

Výpočet řetězového převodu byl proveden dle návodu z webových stránek výrobce ČZ Řetězy. Kontroluje se maximální tlak v čepu článku řetězu [25].

Rozteč řetězu:

$$p := 15.875 \text{ mm}$$

Plocha kloubu řetězu:

$$S := 134.6 \text{ mm}^2$$

Hmotnost 1 m řetězu:

$$q := 1.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Síla při přetržení:

$$FB := 46726 \text{ N}$$

Kroutící moment na klikové hřídeli:

$$M_k := 565 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Maximální otáčky kliky:

$$n_k := 60 \text{ min}^{-1}$$

Převodový poměr:

$$i := 0.25$$

Počet zubů kola:

$$z_k := 76$$

Roztečný průměr kola

$$d_k := \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_k}\right)} = 384.15 \text{ mm}$$

Počet zubů pastorku:

$$z_p := 19$$

Roztečný průměr pastorku:

$$d_p := \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_p}\right)} = 96.449 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a := 507 \text{ mm}$$

Poměr osové vzdálenosti ku rozteči řetězu:

$$\frac{a}{p} = 31.937$$

$a = 20 \cdot p$	$a = 40 \cdot p$	$a = 80 \cdot p$	$a = 160 \cdot p$
0,85	1,00	1,15	1,30

Činitel osové vzdálenosti z tabulky [25]:

$$\rho := \frac{0.85 + 1}{2} = 0.925$$

Y = 1	Bezrázový převod
Y = 2	Lehké rázy, střední přechodné zatížení
Y = 3	Střední rázy, abnormální přechodné zatížení
Y = 4	Těžké nárazy, střední přenášené rázy

Činitel rázů [25]:

$$Y := 3$$

Obvodová rychlost:

$$v := \pi \cdot d_k \cdot n_k = 1.207 \frac{m}{s}$$

Obvodová síla od přenášeného výkonu

$$F_o := \frac{2 M_k}{d_k} = 2941.557 \text{ N}$$

Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly:

$$F_{oc} := 2 q \cdot v^2 = 5.243 \text{ N}$$

Celková tahová síla (Velmi konzervativní. Počítá se kroutícím momentem od dvou osob působících dohromady 2 kN na páku)

$$F_t := F_o + F_{oc} = 2946.801 \text{ N}$$

Výpočtový tlak v kloubu řetězu:

$$p_p := \frac{F_t}{S} = 21.893 \text{ MPa}$$

Směrný tlak z tabulky (na další straně) [25]:

$$p_1 := 3041 \frac{N}{cm^2}$$

Součinitel tření z tabulky (na další straně) [25]:

$$\lambda := \frac{0.55 + 0.62}{2} + \frac{0.50 + 0.55}{2} = 1.11$$

Dovolený tlak:

$$p_d := p_1 \cdot \lambda = 33.755 \text{ MPa}$$

Bezpečnost kloubu řetězu:

$$k_p := \frac{p_d}{p_p} = 1.542$$

Bezpečnost vyhovuje

Rychlost řetězu v m s ⁻¹	Tlak v kloubu řetězu p_1 [N cm ⁻²] při počtu zubů malého kola															
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25	
0,1	3129	3129	3129	3139	3139	3149	3178	3198	3198	3208	3247	3247	3247	3247	3286	
0,2	2796	2923	3002	3012	3021	3021	3041	3041	3041	3071	3100	3119	3149	3169	3189	
0,4	2590	2708	2757	2825	2845	2865	2894	2914	2933	2943	2963	2972	2992	3021	3051	
0,6	2413	2511	2609	2678	2708	2737	2776	2786	2815	2835	2845	2865	2904	2943	2972	
0,8	2246	2384	2453	2531	2570	2619	2659	2678	2708	2727	2757	2776	2796	2835	2855	
1,0	2129	2266	2335	2413	2472	2541	2560	2590	2639	2668	2678	2708	2746	2766	2796	
1,5	1864	2001	2119	2207	2276	2335	2403	2433	2462	2492	2521	2551	2580	2600	2619	
2,0	1668	1805	1933	2029	2109	2178	2217	2276	2325	2364	2394	2423	2453	2482	2511	
2,5	1511	1658	1795	1893	1982	2050	2090	2148	2188	2227	2266	2305	2345	2347	2413	
3,0	1364	1521	1648	1756	1854	1942	2001	2050	2090	2129	2168	2207	2237	2276	2305	
4,0	1138	1305	1442	1560	1667	1746	1815	1873	1913	1962	2001	2040	2070	2109	2132	
5,0	932	1109	1275	1393	1491	1589	1668	1736	1785	1834	1877	1903	1942	1972	2011	
6,0		952	1108	1256	1364	1472	1550	1619	1658	1697	1746	1785	1725	1864	1893	
7,0			961	1099	1236	1354	1432	1501	1560	1599	1648	1687	1727	1766	1805	
8,0				981	1118	1226	1334	1403	1472	1521	1560	1609	1648	1687	1717	
10,0					912	1050	1148	1236	1305	1364	1403	1442	1491	1530	1560	
12,0						883	991	1099	1167	1236	1285	1334	1373	1403	1442	
15,0							785	912	999	1059	1118	1167	1216	1256	1295	
18,0								736	814	893	952	1010	1069	1118	1158	
21,0									667	755	814	883	942	991	1030	
24,0										500	588	667	730	804	863	912

Směrné hodnoty podle tab. 5 platí pro provozní dobu asi 10.000 hodin při $Y = 1$, $\mu = 1$, $q = 1$, běhu řetězu přes 2 kola a převodovém poměru

činitel tření λ

Upozornění:
 $p_p < p_1$

Čini- tel rázů Y	Řetězy podle ČSN	Činitel tření λ																			
		$a = 20 \cdot p$					$a = 40 \cdot p$					$a = 80 \cdot p$					$a = 160 \cdot p$				
		i					i					i					i				
		1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7
1	02 3311, 02 3321	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57
	02 3315	0,55	0,64	0,70	0,78	0,82	0,66	0,74	0,80	0,87	0,92	0,80	0,90	0,95	1,02	1,06	0,99	1,10	1,16	1,22	1,26
2	02 3311, 02 3321	0,50	0,58	0,64	0,72	0,76	0,60	0,68	0,73	0,79	0,84	0,73	0,82	0,87	0,93	0,97	0,91	1,01	1,06	1,12	1,15
	02 3315	0,40	0,46	0,51	0,58	0,61	0,48	0,55	0,58	0,63	0,67	0,58	0,66	0,70	0,75	0,78	0,73	0,81	0,85	0,90	0,92
3	02 3311, 02 3321	0,44	0,50	0,55	0,62	0,66	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,63	0,71	0,75	0,80	0,83	0,78	0,87	0,92	0,96	0,99
	02 3315	0,35	0,40	0,44	0,49	0,52	0,42	0,47	0,50	0,55	0,57	0,50	0,56	0,60	0,64	0,66	0,62	0,69	0,73	0,77	0,79
4	02 3311, 02 3321	0,40	0,46	0,51	0,57	0,61	0,48	0,54	0,58	0,63	0,67	0,58	0,65	0,69	0,74	0,77	0,72	0,80	0,84	0,89	0,91
	02 3315	0,32	0,37	0,40	0,45	0,48	0,38	0,43	0,45	0,50	0,53	0,46	0,52	0,55	0,59	0,61	0,58	0,64	0,67	0,71	0,73