



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 TŘÍKOLOVÉ PÁKOVÉ DREZÍNY

DESIGN OF A HAND-LEVER DRAISINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Roman Selig

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jakub Rekem

BRNO 2025

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Roman Selig**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jakub Rekem**
Akademický rok: 2024/25

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 tříkolové pákové drezíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

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

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 kinematických charakteristik klikovahadlového mechanismu pomocí analytického přístupu.

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 2024/25

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato práce si dává za cíl vytvoření konstrukčního návrhu tříkolové pákové drezíny, včetně vypracování výkresové dokumentace podle ní bude tato drezína vyroben. Přičemž jejím následným uložištěm bude muzeu KŽM Vrútky v Martině, kde bude sloužit jako interaktivní exponát. Práce se skládá z geometrického a silového rozboru hnacího mechanismu potřebného pro následující popis zvolené konstrukce jednotlivých dílů. Na závěr jsme analyticky ověřili, pevnostní únosnost vybraných dílů. Součástí práce je i přiložená výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Páková drezína, klikovahadlový mechanismus, Grashofův zákon, železniční kolo, řetězový převod

ABSTRACT

This thesis aims to create a structural design of a three-wheeled lever handcar, including the preparation of technical drawings based on which the handcar will be manufactured. The completed handcar will be subsequently housed at the KŽM Vrútky Museum in Martin, where it will serve as an interactive exhibit. The work consists of a geometric and force analysis of the driving mechanism, which forms the basis for the following description of the chosen design of individual components. Finally, the load-bearing strength of selected parts was analytically verified. The thesis also includes the attached technical documentation..

KEYWORDS

Lever handcar, crank-rocker mechanism, Grashof's law, railway wheel, chain drive

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SELIG, Roman. *Konstrukční návrh tříkolové pákové drezíny*. Online, bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2025. Vedoucí práce Jakub Rekem. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165849>.



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 22. května 2025

.....

Roman Selig

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval především panu Ing. Jakubu Rekemovi za vedení práce a obětavou pomoc, při jejím zpracování. Dále bych rád poděkoval především rodině a spolužákům za podporu a pomoc jak při studiu, tak i ve slepých uličkách této práce.

OBSAH

Úvod.....	7
1 Historické ohlédnutí	8
2 Koncepční návrh.....	10
2.1 Účel práce	10
2.2 Výpočet geometrických parametrů.....	11
2.2.1 Výpočet délky dolního ramene vahadla	11
2.2.2 Určení úhlu sevření vahadla	12
2.2.3 Určení délky ojnice.....	14
2.3 Výpočet jízdních odporů	15
2.3.1 Určení pomocných sil	16
2.3.2 Valivý odpor	17
2.3.3 Odpor rotujících hmot	17
2.3.4 Odpor stoupání	17
2.3.5 Hnací síla	17
2.3.6 Určení hnacího momentu.....	17
2.4 Určení vstupního momentu převodu	18
2.4.1 Určení síly F	18
2.4.2 Síla přenášená ojnici F_o	19
2.4.3 Výpočet Tečné a Radiální síly na klikovém čepu	21
2.4.4 Určení kroutícího momentu.....	22
3 Technický popis konstrukčního návrhu	24
3.1 Nosné prvky konstrukce	24
3.1.1 Rám.....	24
3.1.2 Kola	26
3.1.3 Uchycení zadního kola k rámu	30
3.1.4 Sedadlo	31
3.2 Hnací prvky konstrukce.....	33
3.2.1 Hnací kolo	33
3.2.2 Uložení zadního kola a napínání řetězu převodovky.....	34
3.2.3 Řetězový převod.....	35
3.2.4 Klikový hřídel.....	37
3.2.5 Ojnice	41
3.2.6 Vahadlo.....	42
3.2.7 Brzda.....	43
4 Výpočetně-návrhová analýza.....	45
4.1 Výpočet řetězového převodu	45
4.1.1 Výpočet pastorku.....	45
4.1.2 Výpočet kola.....	46
4.1.3 Určení skutečného převodového poměru	47
4.2 Kontrola hřídele hnacího kola na ohyb	47
4.3 Výpočet základní trvanlivosti kuličkových ložisek.....	48



Závěr	50
Použité informační zdroje	51
Seznam použitých zkratk a symbolů	53
Seznam příloh.....	56

ÚVOD

Vynález parního stroje lze bezpochyby označit za počátek průmyslové revoluce. Nicméně kam by tato revoluce vedla, pokud by nedošlo k umístění parního stroje na pohyblivá soukolí? Tímto činem bylo dosaženo revoluce ve způsobu dopravy tehdejší doby.

Raketový růst kvalitní železniční infrastruktury, by však nebyl možný, bez tvrdé lidské práce a vynalézavosti. Díky ní a díky odvěké lidské touze ulehčit si práci došlo zřejmě záhy po začátku výstavby železnic k rozmachu v produkci různých typů železničních vozítek a vleků, sloužících k ulehčení lidské práce. Některé z nich dnes nazýváme právě drezíny.

Obvykle se jednalo o poměrně lehká vozidla určená k pohybu po železniční dráze, popř. vlečce, a narozdíl od lokomotiv či vagonů byla primárně určena pro přepravu pozemního personálu dané tratě při kontrolních, opravných či inspekčních jízdách.

Drezín existuje celá řada typů, lišících se především podstatou svého určení. Nicméně v této práci se budeme zásadně věnovat návrhu ruční tříkolové pákové drezíny, navržené podle drezín využívaných zaměstnanci finských železnic.

1 HISTORICKÉ OHLÉDNUTÍ

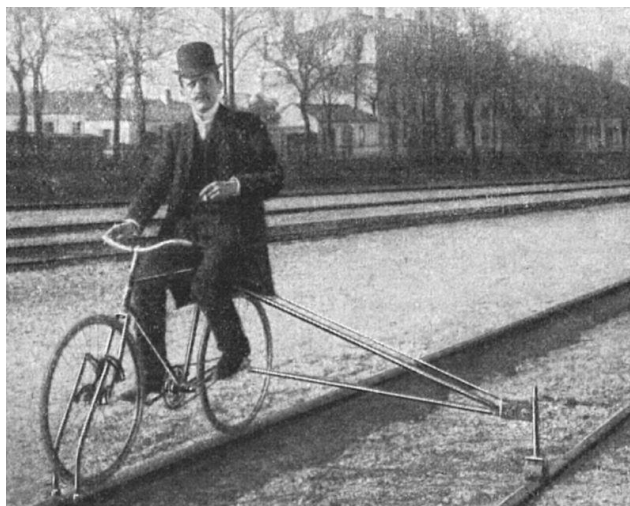
Nejstarším a bezpochyby nejznámějším druhem drezín, jsou zřejmě ty poháněná lidskou silou, aktivně používané nanejvýše do první poloviny minulého století, z důvodu zabezpečení dopravy na železničních koridorech. V obdobích před první světovou válkou, však byla tato vozidla celkem běžnou součástí života železnice. Například v Americe, umožňovala poměrně nízká frekvence provozu, ve spojení s velkými vzdálenostmi, relativně bezpečný provoz těchto zařízení, využívaných především k údržbě telegrafní sítě vedené podél železnice a k dopravě osob mezi sousedícími stanicemi.



Obr. 1 Drezína Sheffield No. 1 [1]

Zjevně nejslavnější a nejikoničtější vozidlo tohoto konceptu je páková drezína George Sheffielda, viz. *obr. 1*, patentovaná roku 1877 [1][2], která proslula především svým hojným výskytem v oblastech americké transkontinentální železnice v 19. století.

Na našem území ovšem byly využívány drezíny spíše lehčí konstrukce, a to z důvodu potřeby rychlého uvolnění trati. Mezi ně se počítá také ikonická bicyklová (Loewenguthova) drezína, *obr. 2*, využívající rámu jízdního kola doplněná o třetí, popřípadě čtvrté kolo, zajišťující stabilitu vozidla.[3]



Obr. 2 Loewenguthův bicykl na kolejnici [3]

Z motorových drezín jmenujme např. klasické motorové drezíny MUV 74.1, na *obr. 3*, v dnešní době aktivně používané, určené pro lehké opravy kolejí a drážního zařízení, popř. posuvy menších nákladů apod.



Obr. 3 Motorová drezína MUV 74.1 (upraveno) [4]

Dále můžeme do této kategorie zařadit poměrně známé automobilní drezíny. U nás se může jednat o vozidlo Tatra T15/30, viz. *obr. 4*, vyráběná v letech 1927-1932, osazena karosérií modelu T57 [5]. Zástupcem samostatné kategorií pak může být německé vojenské vozidlo KdF 82, lidově zvaný Kübelwagen, viz. *obr. 5*. Ten umožňoval vložení speciálního disku mezi kolo a brzdový bubek. Ten následně sloužil jako okolek, tedy výstupek na vnitřní straně kola, brání sesmeknutí kola z kolejnice [6]. Styk s kolejnicí pak zajišťovala pneumatika.



Obr. 4 Drezína Tatra T 15/30 [5]



Obr. 5 KdF 82 [6]

2 KONCEPČNÍ NÁVRH

2.1 ÚČEL PRÁCE

Tato práce je však zaměřena na konstrukční návrh tříkolové ruční pákové drezíny, přičemž konkrétně tato koncepce byla převzata z drezíny využívaných finskými železnicemi[7] a dá se říct, že se jedná o zcela samostatnou kategorii. Oproti drezínám finských drah zde ovšem dochází k jistým konstrukčním odlišnostem, které budou konkrétně popsány níže. Drezína bude v nejbližší době vyrobena a umístěna v muzeu KŽM Vrútky v Martině, jako interaktivní exponát.



Obr. 6 Původní drezína sloužící jako vzor [8]

Při návrhu konstrukčního celku vycházíme převážně z fotografií několika existujících, nebo konstrukčně podobných exemplářů, viz. obr. 7. A dále z již existujícího rámu, vyrobeného členy spolku, a sloužícího jako hlavní nosný prvek celé konstrukce.



Obr. 7 Odlišná konstrukce typově obdobné drezíny na historické fotografii [8][9]

2.2 VÝPOČET GEOMETRICKÝCH PARAMETRŮ

V této kapitole se budeme zabývat geometrickým návrhem jednotlivých částí tzv. Grashofova mechanismu, nebo také klikovahadlového mechanismu který je základním hnacím prvkem drezíny. Tento mechanismus, jehož konstrukční části budou popsány níže, nám mění silové působení z translace bodů A ruční páky, jež zajišťuje obsluha na vstupu na rotaci klikového hřídele na výstupu. [10]

Při návrhu tohoto mechanismu jsme si nejprve zavedli několik pevných rozměrů, ze kterých budou vycházet následující výpočty, a to v závislosti na geometrii rámu a dalších parametrech. Konkrétně se jednalo o:

z_v	velikost zdvihu horního ramene vahadla,
L_v	délka horního ramene vahadla,
r_k	poloměr kliky,
c	osová vzdálenost vahadla a klikové hřídele,

Tabulka 1 Navržené rozměry mechanismu

Rozměr	z_v	L_v	r_k	c
Hodnota [mm]	380	700	90	435

Zmíněné parametry nebyly zvoleny náhodně, či samoúčelně. V případě velikosti zdvihu vahadla z_v jsme vycházeli z délky lidské paže[11], v případě horního ramene vahadla L_v , poloměru kliky r_k a rozměru c byly voleny na základě geometrického rozboru, kdy prioritami bylo zamezení kolizí s rámem a koly, zkrácení délky řetězu převodu a ergonomické uspořádání s ohledem na požadavky osádky. Všechny ostatní rozměry a úhly byly následně dopočteny. Všechny parametry jsou pro zjednodušení zobrazeny na obr. 8, s použitím značení podle [10].

Námi takto hledané parametry jsou:

l_v	délka dolního ramene vahadla,
ε	úhel sevření vahadla,
L_o	délka ojnice.

2.2.1 VÝPOČET DÉLKY DOLNÍHO RAMENE VAHADLA

Nejprve je potřeba vypočítat úhel zdvihu vahadla α_v , viz. obr. 9, pomocí goniometrických funkcí a délek ramen a zdvihu vahadla. Tento úhel nám de facto popisuje krajní polohy mechanismu.

$$\sin \frac{\alpha_v}{2} = \frac{z_v}{2L_v} \quad (1)$$

$$\alpha_v = 2 \sin^{-1} \frac{z_v}{2L_v}$$

$$\alpha_v = 2 \sin^{-1} \frac{380}{1400} = 31,5^\circ$$

Díky tomuto úhlu jsme následně schopni dopočítat délku dolního ramene vahadla. Podle vlastností klikovahadlového mechanismu musíme vzít v úvahu takzvaným časový poměr $Q = 1$ který nám říká, že velikost zdvihu dolního ramene vahadla z_v' musí být rovna dvojnásobku r_K tedy ramene kliky.

$$z_v' = 2 r_K \quad (2)$$

To nám zajistí totožnou dobu pohybu vahadla vpřed i vzad. Díky čemuž můžeme říct, že:

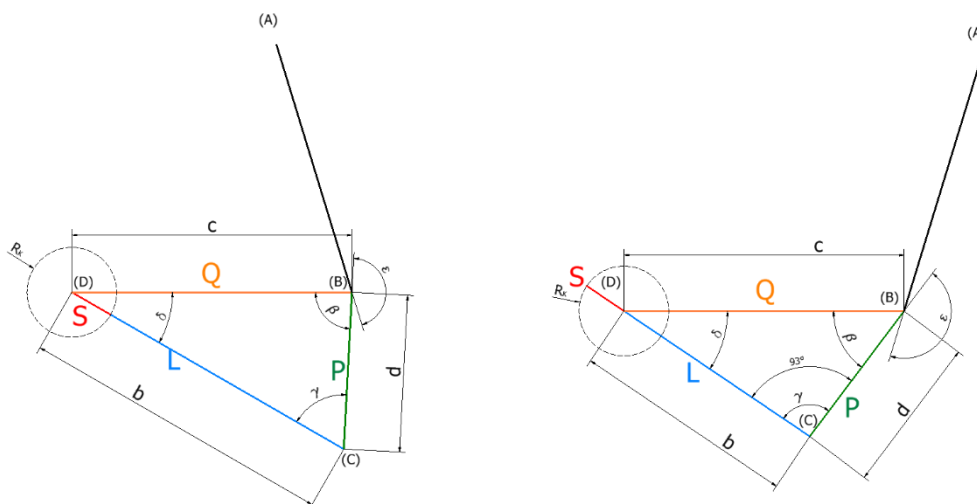
$$\sin \frac{\alpha_v}{2} = \frac{r_v}{l_v} \quad (3)$$

$$l_v = \sin^{-1} \frac{r_v}{\frac{\alpha_v}{2}}$$

$$l_v = \sin^{-1} \frac{90}{\frac{31,5}{2}} = 332 \text{ mm}$$

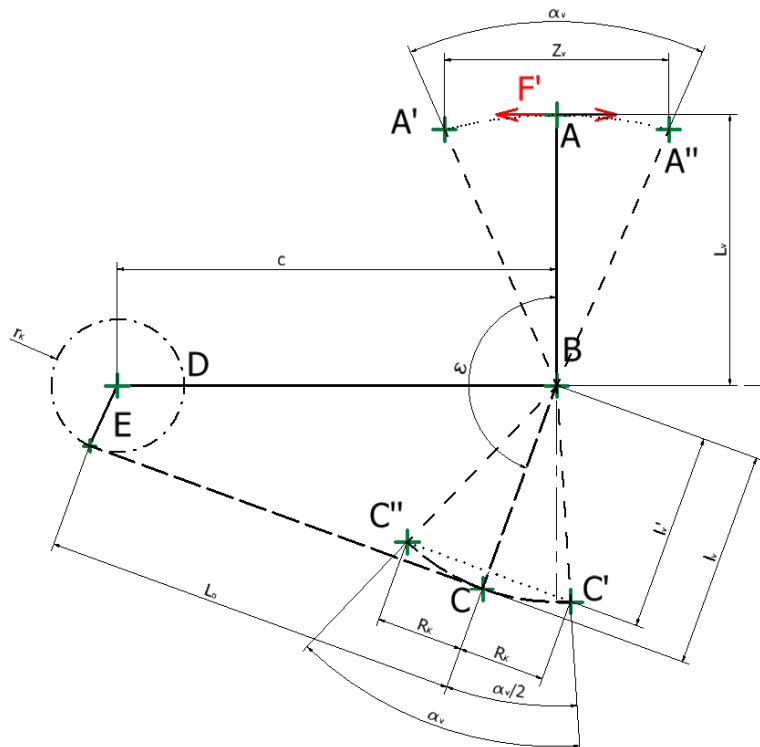
2.2.2 URČENÍ ÚHLU SEVŘENÍ VAHADLA

Nyní se budeme soustředit na výpočet úhlu sevření vahadla ε . Pro jeho výpočet si zavedeme tzv. pomocnou délku vahadla l_v' . Ta nám popisuje pozici vahadla, kdy je její horní rameno svislé, tedy tzv. neutrální poloha. Pro zjednodušení celého výpočtu si zavádíme několik následujících předpokladů. Uvažujeme geometrii mechanismu, tak že spojíme-li body C' a C'' , krajních poloh vahadla, přímkou, která nám po protáhnutí protne bod D , tedy osu klikového hřídele.



Obr. 8 Zobrazení krajních poloh mechanismu [10]
A – Dolní úvrat'; B – Horní úvrat'

Díky tomu získáváme mimo jiné předpoklad, že bude-li se nacházet vahadlo v jednom z krajních bodů bude ojnice v tu chvíli s osou ramene kliky kolineární. Tím nám mechanismus vytváří obecný trojúhelník BCD, jak je vidět na *obr. 8*. Díky tomuto zobrazení pak lze odvodit velikost úhlu ε nejlépe na tomto *obr. 9*.



Obr. 9 Geometrický rozbor neutrální polohy

Nejprve ovšem výpočet zkrácené délky vahadla l_v' :

$$l_v^2 = l_v'^2 + r_v^2, \quad (4)$$

$$l_v' = l_v^2 - r_v^2,$$

$$l_v' = 332^2 - 90^2 = 319,13 \text{ mm}$$

Jak je vidět na *obr. 8* je úhel β dán jako úhel sevření ramene vahadla a strany trojúhelníků c , nicméně v neutrální poloze, viz. *obr. 9* lze úhel ε definovat jako součet pravého úhlu sevření horního ramene se stranou c a úhlu β . Díky tomu nyní vyjádříme úhel β v neutrální poloze:

$$\cos\beta = \frac{l_v'}{c} \quad (5)$$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{l_v'}{c}$$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{319,13}{435} = 42,8^\circ$$

Úhel ε se poté bude rovnat:

$$\varepsilon = \beta + 90^\circ \quad (6)$$

$$\varepsilon = 42,8^\circ + 90^\circ \cong 133^\circ$$

2.2.3 URČENÍ DÉLKY OJNICE

Pro určení délky ojnice se vrátíme k *obr. 8*, kde jsou zobrazeny krajní polohy klikovahadlového mechanismu. Na tomto obrázku nám ramena mechanismu tvoří obecné trojúhelníky, které však lze plně definovat. Nejprve si proto určíme pomocné úhly β_1 a β_2 , popisující naklonění dolního ramene l_v vůči vodorovné úsečce c v krajních polohách.

$$\beta_1 = \beta + \frac{\alpha_v}{2} \quad (7)$$

$$\beta_1 = 42,8^\circ + \frac{31,5^\circ}{2} = 58,6^\circ$$

$$\beta_2 = \beta - \frac{\alpha_v}{2} \quad (8)$$

$$\beta_2 = 42,8^\circ - \frac{31,5^\circ}{2} = 27,1^\circ$$

Následuje výpočet délky strany b trojúhelníku BCD, viz *obr. 8*. Pro výpočet této strany užitíme kosinové věty. A učiníme, tak pro oba extrémní body. To se může zdát jako zbytečné, nicméně děláme to pouze pro kontrolu našich výpočtů.

$$b_1^2 = c^2 + l_v^2 - 2 \cdot c \cdot l_v \cdot \cos(\beta_1) \quad (9)$$

$$b_1 = \sqrt{435^2 + 332^2 - 2 \cdot 435 \cdot 332 \cdot \cos(58,6)} = 385,6 \text{ mm}$$

$$b_2^2 = c^2 + l_v^2 - 2 \cdot c \cdot l_v \cdot \cos(\beta_2) \quad (10)$$

$$b_2 = \sqrt{435^2 + 332^2 - 2 \cdot 435 \cdot 332 \cdot \cos(27,1)} = 205,6 \text{ mm}$$

Ovšem strana b se skládá z délky ojnice L_o a délky kliky r_K a v závislosti, na tom jestli se nachází v horní nebo dolní úvrati. Proto odečteme, nebo přičteme, ke straně b délku kliky r_K . Tím získáme potřebnou délku ojnice, která by nán měla vyjít totožná.

$$L_{o1} = b_1 - r_K \quad (11)$$

$$L_{o1} = 385,6 - 90 = 295,6 \text{ mm}$$

$$L_{o2} = b_2 + r_K \quad (12)$$

$$L_{o2} = 205,6 + 90 = 295,6 \text{ mm}$$

Vzhledem ke shodnému výsledku obou rovnic, můžeme předpokládat správnost výpočtu a nadále uvažovat pouze jednu délku ojnice $L_o = 295,6 \text{ mm}$.

Tabulka 2 Výsledné parametry Klikovahadlového mechanismu

Rozměr	l_v [mm]	ε [°]	L_o [mm]
Hodnota	332	133	295,6

Ke kontrole správnosti výpočtu využijeme tzv. Grashofova zákona[10], označení délek stran je totožné s *obr. 8* podle [10], určeného touto rovnicí:

$$S + L < P + Q \quad (13)$$

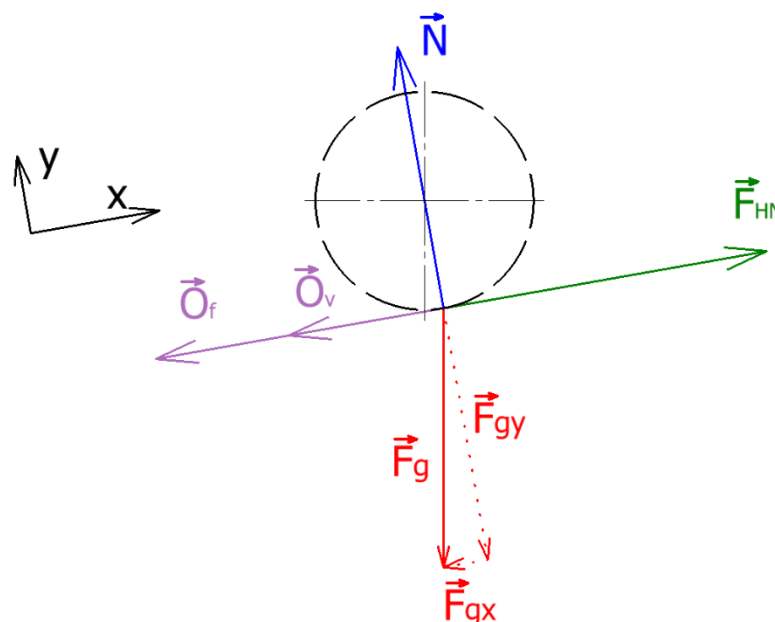
$$90 + 395,6 < 332 + 435$$

$$485,6 < 767$$

Vzhledem k tomuto výsledku, lze považovat výpočet geometrie mechanismu za dokončený.

2.3 VÝPOČET JÍZDNÍCH ODPORŮ

Jízdní odpory jsou vstupním parametrem při každém návrhu jakéhokoliv vozu. Vyjadřují míru neochoty soustavy těles nebo vozidla nechat se uvést do pohybu a setrvat v něm. Nutno dodat, že tyto výpočty nebudou úplně přesné a nejsou v nich zahrnuty všechny odpory, neboť kupříkladu aerodynamický odpor vzduchu by byl při těchto rychlostech a těchto rozměrech drezíny naprosto minimální. Mimo to pro zjednodušení uvažujeme degradaci celého vozidla v hmotný bod, který se prezentuje jako stykový bod zadního hnacího kola a kolejnice.



Obr. 10 Silový rozbor

Nakonec také zanedbáváme tzv. ložiskové odpory, což jsou odpory vzniklé na principu přenosu silového působení přes ložisko. To prakticky znamená, že u kluzných ložisek vzniká třecí odpor a u valivých ložisek vzniká odporu vůči valení. Na ten poté mají přímý vliv samotná valivá tělesa, odpor maziva v ložisku a mnohé jiné předpoklady.

Pro samotný výpočet si ovšem nejprve musíme zavést vstupní předpoklady a parametry, ze kterých budeme vycházet. Nejprve je to hmotnost M_i , kterou odhadujeme na 200 kg, tedy přibližně 100 kg drezína a 100 kg posádka. Dále to je poloměr kola, který byl odhadnut na $R_K=275$ mm, poté rameno valivého odporu $\xi=0,0005$ m voleno dle materiálového styku[12]. Následuje gravitační konstanta g , odhadované požadované zrychlení a , a dále velikost stoupání tratí. Ta je v České republice okolo 12 ‰ jako maximální povolená, my však pro zvýšení bezpečnosti rozjezdu zvýšíme tuto hodnotu na 17 ‰ což odpovídá přibližně 1°. Naposledy je potřeba zvolit součinitel vlivu rotačních součástí ν , k tomu nám slouží odborná literatura viz. [13].

Tabulka 3 Parametry pro výpočet odporů

Parametry	M_i [kg]	R_K [m]	ξ [m]	g [m/s ²]	a [m/s ²]	α_T [°]	ν [-]
Hodnoty	200	0,275	0,0005	9,81	0,25	1	1,1

Jak již bylo řečeno, existuje celá řada jízdních odporů nicméně pro zjednodušení zde budeme počítat pouze s:

O_f [N] valivým odporem

O_v [N] odporem rotujících hmot

O_s [N] odporem stoupání.

Tyto odpory jsou následně zobrazeny na obrázku *obr. 10*. Výsledná vypočtená síla pak po vynásobení ramenem, tedy poloměrem kola, stanoví tzv. rozjezdový moment čili moment který je potřeba překonat k rozjetí drezíny. K tomu je ovšem potřeba dopočítat další síly:

2.3.1 URČENÍ POMOČNÝCH SIL

Tíhová síla:

$$F_g = M_i \cdot g \quad (14)$$

$$F_g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N}$$

Tíhovou sílu je třeba dále rozložit podle smyslu os:

$$F_{gx} = M_i \cdot g \cdot \sin \alpha_T \quad (15)$$

$$F_{gx} = 200 \cdot 9,81 \cdot \sin 1 = 34,24 \text{ N}$$

$$F_{gy} = M_i \cdot g \cdot \cos \alpha_T \quad (16)$$

$$F_{gy} = 200 \cdot 9,81 \cdot \cos 1 = 1961,7 \text{ N}$$

Poté určíme normálovou sílu, kterou na sebe navzájem působí kolo a kolejnice:

$$N = F_{gy} = M_i \cdot g \cdot \cos \alpha_T \quad (17)$$

$$N = F_{gy} = 200 \cdot 9,81 \cdot \cos 1 = 1961,7 \text{ N}$$

2.3.2 VALIVÝ ODPOR

Nejprve spočteme valivý odpor, který vzniká na styku kola a kolejnice.

$$O_f = N \frac{\xi}{R} = F_{gy} \frac{\xi}{R} = M_i \cdot g \cdot \cos \alpha_T \cdot \frac{\xi}{R} \quad (18)$$

$$O_f = 200 \cdot 9,81 \cdot \cos 1 \cdot \frac{0,0005}{0,275} = 3,57 \text{ N}$$

2.3.3 ODPOR ROTUJÍCÍCH HMOT

Odpor rotujících hmot je speciální případ setrvačných odporů, které vznikají při zrychlení částí strojů. V tomto konstrukčním návrhu se téměř nevyskytují prvky pohybující se čistě lineárně, proto lze celkové odpory vůči zrychlení zjednodušeně považovat pouze za odpor rotujících hmot. Velikost tohoto odporu ovlivňuje součinitel vlivu rotačních součástí ν volený dle [13].

$$O_v = M_i \cdot a \cdot \vartheta \quad (19)$$

$$O_v = 200 \cdot 0,25 \cdot 1,1 = 55 \text{ N}$$

2.3.4 ODPOR STOUPÁNÍ

Jeho hodnota je závislá na orientaci stoupání. Stoupáme-li je kladný a naopak. Je dán jako:

$$O_s = F_{gx} = M_i \cdot g \cdot \sin \alpha_T \quad (20)$$

$$O_s = 200 \cdot 9,81 \cdot \sin 1 = 34,24 \text{ N}$$

2.3.5 HNACÍ SÍLA

Sílu potřebnou pro pohon drezíny poté určíme jako algebraický součet všech jízdních odporů. Výsledný vztah tedy bude vypadat takto:

$$F_H = O_f + O_v + O_s = M_i \cdot g \cdot \cos \alpha_T \cdot \frac{\delta}{R} + M_i \cdot g \cdot \vartheta + M_i \cdot g \cdot \sin \alpha_T \quad (21)$$

$$F_H = O_f + O_v + O_s = 3,57 + 55 + 34,24 = 92,81 \text{ N}$$

2.3.6 URČENÍ HNACÍHO MOMENTU

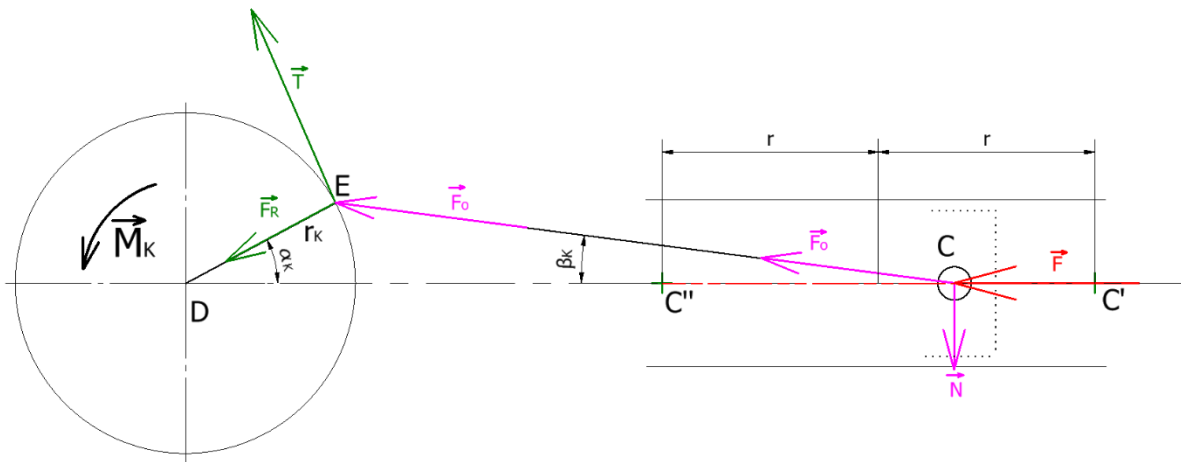
Tímto výpočtem získáme minimální hnací moment potřebný pro výpočet řetězového převodu, dále značený jako M_{K2} . Pro zabezpečení snadné manipulace zvýšíme tento moment o hodnotu součinitele bezpečnosti rozjezdu $k=1,25$.

$$M_{K2} = F_H \cdot R_K \cdot k \quad (22)$$

$$M_{K2} = 92,81 \cdot 0,275 \cdot 1,25 = 31,903 \text{ Nm}$$

2.4 URČENÍ VSTUPNÍHO MOMENTU PŘEVODU

Následující výpočty budou soustředěny na získání vstupního momentu převodu, tedy M_{K1} . Jde o kroutící moment vzniklý na klikovém hřídeli poháněné ojnicí. Nelze však počítat s konstantním silovým účinkem. Proto si zde opět pro výpočet určíme zjednodušující parametry. V tomto případě se bude jednat o degradaci pohybu bodu C vahadla, z pohybu kývavého na pohyb přímočarý díky čemuž lze pro výpočet použít systém výpočtu klikového mechanismu podle literatury, viz. [14].



Obr. 11 Degradace na klikový mechanismus

2.4.1 URČENÍ SÍLY F

Pro výpočet nejprve musíme získat vstupní hodnotu. Tou bude síla F působící v bodě C tedy v oku dolního ramene vahadla. Pro jeho získání použijeme momentovou rovnováhu na dvojramenné páce, tedy na vahadle. Nicméně musíme uvážit, že vahadlo je poháněna lidskou silou, níže značenou jako F' , která je proměnná jak v čase, tak v prostoru a je závislá na natažení paží, viz. [11]. Z toho důvodu byl výpočet proveden v prostředí Microsoft Excel a jeho výstupy jsou uvedeny viz *Tabulka 4*. Zde je uveden pouze postup výpočtu. Uvažovaná síla je zde v rozpětí hodnot 100 - 195 N, což je sice vůči [11] podhodnoceno, nicméně musíme brát v úvahu, že tyto normy jsou platné pro dospělé jedince a toto vozidlo budou ovládat i děti.

$$M_{KV} = F' \cdot L_v = F \cdot l_v \quad (23)$$

$$F = \frac{F' \cdot L_v}{l_v}$$

$$F = \frac{100 \cdot 0,7}{0,332} = 210,84 \text{ N}$$

Tabulka 4 Hodnoty vypočtené podle upraveného vztahu (23)

	F' [N]	F [N]
1	100	210,84
2	105	221,39
3	110	231,93
4	115	242,47
5	120	253,01
6	125	263,55
7	130	274,10
8	135	284,64
9	140	295,18
10	145	305,72
11	150	316,27
12	155	326,81
13	160	337,35
14	165	347,89
15	170	358,43
16	175	368,98
17	180	379,52
18	185	390,06
19	190	400,60
20	195	411,14

Volba rozsahu síly a počet zadaných hodnot, pro které jsme výpočet provedli, nejsou samoúčelné. Výpočet jsme provedli pro 20 hodnot což, jak se ukáže následně, bylo z důvodu úhlového rozložení v mechanismu.

2.4.2 SÍLA PŘENÁŠENÁ OJNICÍ F_o

V bodě C dolního ramene vahadla je síla vyvozená na vahadlo přenášena na ojnicí. Vzhledem k tomu že ojnice vykonává kývavý pohyb je potřeba tuto sílu vypočítat jako rozložení síly F na normálovou sílu N působící na ložisko ojnice a na sílu F_o , tedy naši hledanou ojnicí sílu. Problém ovšem vyvstává s proměnnou polohou osy ojnice vůči podélné ose klikového mechanismu (viz. obr. 11). Jelikož je velikost ojnicí síly popisována mimo jiné i úhlem β , tedy natočení ojnice vůči podélné ose mechanismu, je třeba počítat s tímto úhlem jako s proměnnou. Vzhledem k tomu že naším finálním cílem je výpočet kroutícího momentu na klikové hřídeli, je výhodné nejprve najít maximum tohoto momentu. Nejefektivnější přenos momentu nastává ve chvíli, kdy jsou ojnice a rameno kliky k sobě vzájemně kolmé, tedy kdy kolmá vzdálenost od osy je co největší. Z toho důvodu jsme uskutečnili geometrický rozbor klikového mechanismu a na 180 stupních natočení ojnice, značeného jako úhel α_K , tedy na jedné polovině otáčky mechanismu jsme vytyčili 20 bodů, které jsou od sebe vzdáleny o totožný úhel a vystihnou i bod maximálního přenosu momentu. Výsledky tohoto rozboru i následně vypočtená ojnicí síla jsou uvedeny v Tabulka 5. Následně jsou zde uvedeny

příklady výpočtu, a to konkrétně pro hodnoty které klikový mechanismus dosahuje při přenosu největšího momentu.

$$\frac{L_o}{\sin \alpha_K} = \frac{r_K}{\sin \beta_K} \quad (24)$$

$$\beta_K = \sin^{-1} \frac{r_K \cdot \sin \alpha_K}{L_o}$$

$$\beta_K = \sin^{-1} \frac{90 \cdot \sin 77,16}{295} = 12,84^\circ$$

$$\cos \beta_K = \frac{F_o}{F} \quad (25)$$

$$F_o = F * \cos \beta_K$$

$$F_o = 295,18 * \cos 12,84 = 287,8 \text{ N}$$

Tabulka 5 Vypočtené parametry

	$\alpha_K [^\circ]$	$\beta_K [^\circ]$	$F_o [\text{N}]$
1.	0,0	0,0	210,84
2.	9,6	2,2	221,22
3.	19,3	4,3	231,27
4.	28,9	6,3	240,99
5.	38,6	8,2	250,45
6.	48,2	9,8	259,72
7.	57,9	11,1	268,95
8.	67,5	12,2	278,26
9.	77,2	12,8	287,80
10.	86,8	13,1	297,71
11.	96,5	13,1	308,05
12.	106,1	12,6	318,88
13.	115,7	11,8	330,17
14.	125,4	10,7	341,84
15.	135,0	9,3	353,76
16.	144,7	7,6	365,76
17.	154,3	5,7	377,66
18.	164,0	3,6	389,29
19.	173,6	1,5	400,47
20.	183,3	-0,7	411,11

2.4.3 VÝPOČET TEČNÉ A RADIÁLNÍ SÍLY NA KLIKOVÉM ČEPU

V následující kapitole se budeme věnovat výpočtu tečné síly T a normálové síly F_R působící v ojnicím čepu klikové hřídele. Následující vztahy tehdy popisují rozklad ojnicní síly a tento rozklad je popsán úhly α a β , viz. *obr. 11*. Tyto vztahy pocházejí z [10]. Dalším zjednodušujícím předpokladem je že průběh sil bude totožný i při zpětném pohybu vahadla, tedy i při zbylých 180 stupních natočení klikové hřídele s tím rozdílem že takto vyvozené síly budou opačně orientované. Tento předpoklad byl při výpočtech, potvrzen nicméně pro zjednodušení zde není uveden, je však zřejmý na *graf: 1*.

$$T = F_o \sin(\alpha_K + \beta_K) \quad (26)$$

$$T = F \frac{\sin(\alpha_K + \beta_K)}{\cos(\beta_K)}$$

$$T = 295,18 \frac{\sin(77,2 + 12,8)}{\cos(12,8)} = 302,75 \text{ N}$$

$$F_R = F_o \cos(\alpha_K + \beta_K) \quad (27)$$

$$F_R = F \frac{\cos(\alpha_K + \beta_K)}{\cos(\beta_K)}$$

$$F_R = 295,18 \frac{\cos(77,2 + 12,8)}{\cos(12,8)} = 0,024 \text{ N}$$

Tabulka 6 Rozklad ojnicní síly na tečnou a radiální složku

	T [N]	F _R [N]
1.	0,00	210,84
2.	45,43	216,84
3.	93,14	213,12
4.	140,85	199,19
5.	186,17	175,14
6.	226,83	141,69
7.	260,78	100,13
8.	286,44	52,22
9.	302,75	0,02
10.	309,23	-54,27
11.	306,01	-108,58
12.	293,67	-161,05
13.	273,15	-210,23
14.	245,54	-255,07
15.	211,94	-294,91
16.	173,34	-329,40

17.	130,53	-358,35
18.	84,10	-381,68
19.	34,49	-399,24
20.	-18,03	-410,78

2.4.4 URČENÍ KROUTÍCIHO MOMENTU

Jedním z posledních výpočtu této části práce je určení krouťícího momentu M_{K1} , vzniklého na klikovém hřídeli. Tento moment vzniká na rameni r_K kliky od síly T [15]. Ovšem pro další výpočty budeme muset výsledný moment zjednodušit, neboť pro výpočet řetězového převodu je potřeba pouze 1 konkrétní hodnotu. Proto z vypočtených hodnot krouťícího momentu určíme jejich aritmetický průměr, \bar{M}_{K1} .

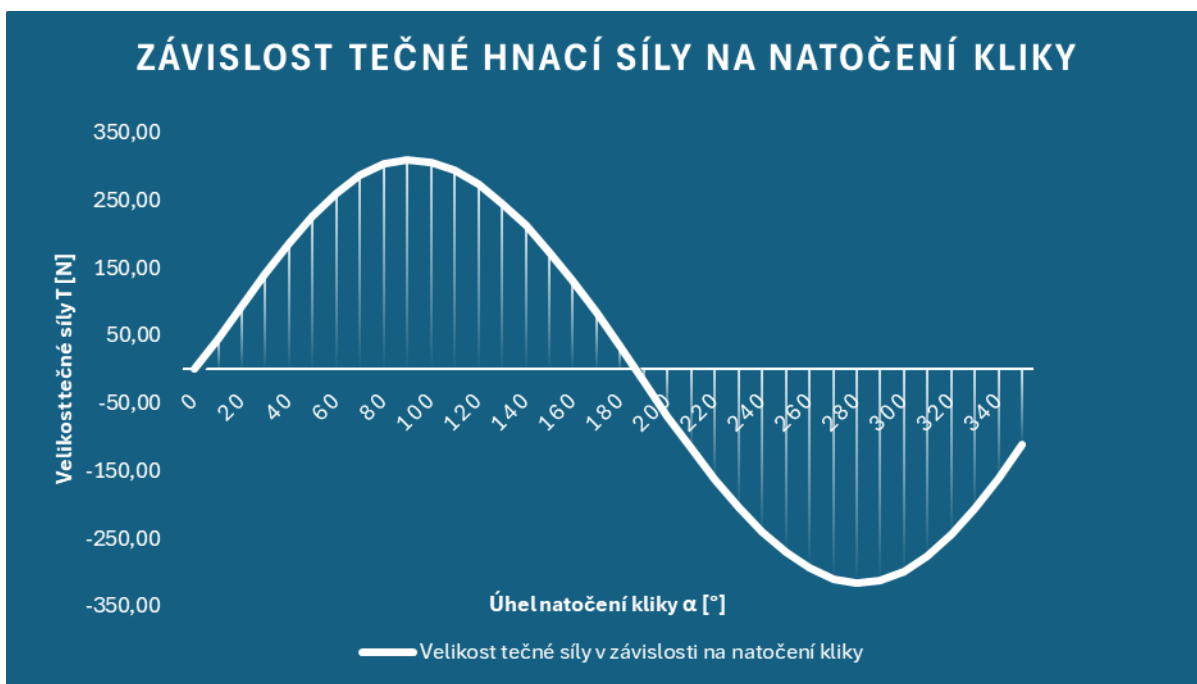
$$M_{K1} = r_K \cdot T \quad (28)$$

$$\bar{M}_{K1} = 0,09 \cdot 302,75 = 27,52 \text{ Nm}$$

Tabulka 7 Dosahované krouťící momenty

	M_{K1} [Nm]
1.	0,00
2.	4,09
3.	8,38
4.	12,68
5.	16,76
6.	20,41
7.	23,47
8.	25,78
9.	27,25
10.	27,83
11.	27,54
12.	26,43
13.	24,58
14.	22,10
15.	19,07
16.	15,60
17.	11,75
18.	7,57
19.	3,10
20.	-1,62

Z hodnot z tabulky následně určíme aritmetický průměr. Díky tomu získáme vstupní hodnotu pro výpočet řetězového převodu $M_{K1} = 16,14 \text{ Nm}$.



Graf: 1 Závislost velikosti tečné síly na úhlu natočení kliky

2.5 SHRUTÍ KAPITOLY

V této kapitole se nám podařilo vyjádřit několik podstatných hodnot. Konkrétně se jedná o moment M_{K1} , což je točivý moment, který je běžný člověk schopen vyvinout, a jeho hodnota dosahuje přibližně 16 Nm.

Další podstatnou, námi získanou hodnotou je naopak moment M_{K2} potřebný pro roztočení hnacího kola, a tedy i rozpořívání celé drezíny. Po vyjádření všech námi uvažovaných odporových veličin jsme hodnotu tohoto momentu určili stanovili na téměř 32 Nm.

Naším dalším primárním cílem by proto mělo být dosáhnout překlenutí tohoto rozdílu momentu navržením vhodného převodu. Bude jim tzv. řetězový převod popsáný v následujících kapitolách. Jako pro každý převod i pro tento řetězový je nejpodstatnějším vstupním parametrem tzv. převodový poměr, který nám určuje míru zpřevodování. Nicméně již při pouhém pohledu, na hodnoty momentů, zjistíme že se v tuto chvíli budeme nacházet někde okolo hodnoty převodového poměru 2, neboť výstupní moment je oproti vstupnímu téměř dvojnásobný.

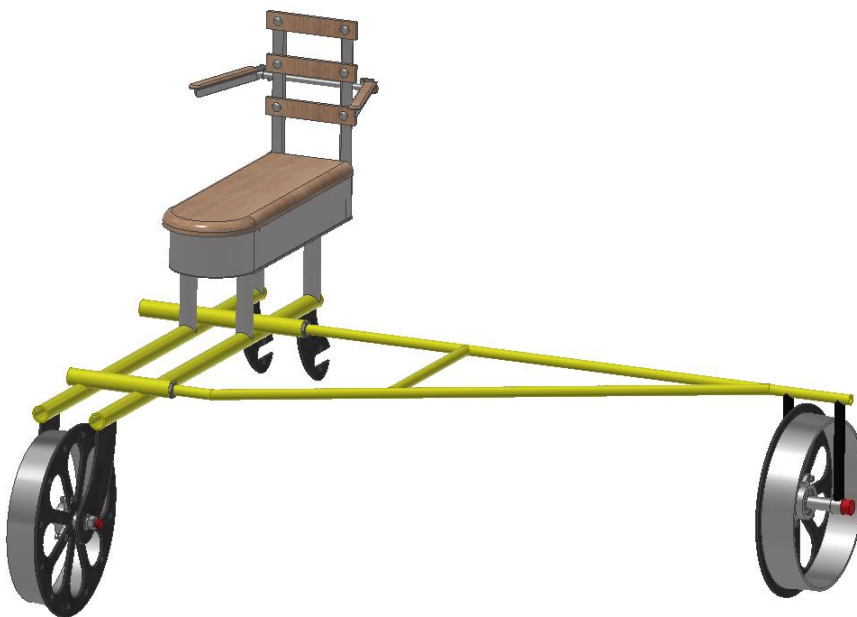
Neméně důležitou částí této kapitoly bylo určení geometrických parametrů Grashofova mechanismu, nebo také klišo-vahadlového, kteréžto parametry nám budou sloužit jako základní kámen v naší konstrukční části práce.

3 TECHNICKÝ POPIS KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Následující část textu se zabývá popisem jednotlivých konstrukčních celků, jež tato drezína potřebuje ke svému správnému provozu. Každá část zde bude podrobně popsána. Pokud při návrhu dané součásti, popř. konstrukčního celku, byly použity výpočty, budou tyto posléze uvedeny v další části práce.

3.1 NOSNÉ PRVKY KONSTRUKCE

Jedná se o prvky, jejichž hlavní úlohou je přenášet pasivní zatížení mezi posádkou, resp. nákladem, a kolejí a jsou namáhány převážně staticky. Neslouží tedy primárně k přenosu hnacích účinků. O které části se jedná je zobrazeno na *obr. 12*.

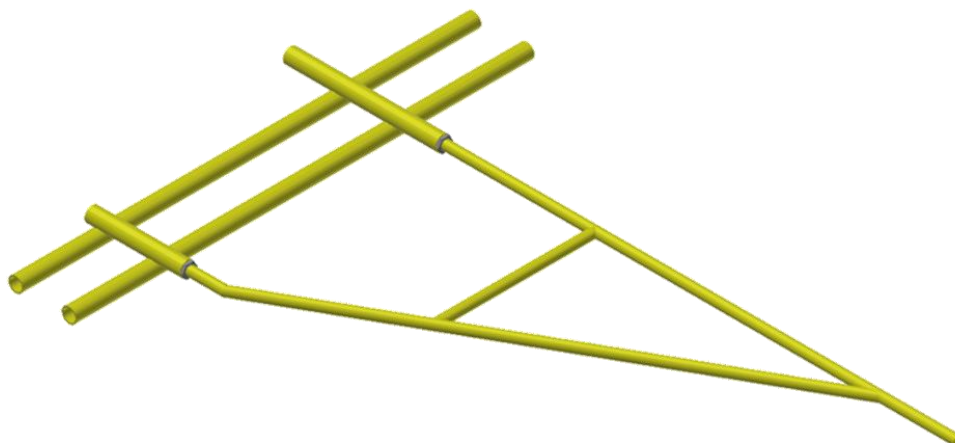


Obr. 12 Nosné prvky konstrukce

3.1.1 RÁM

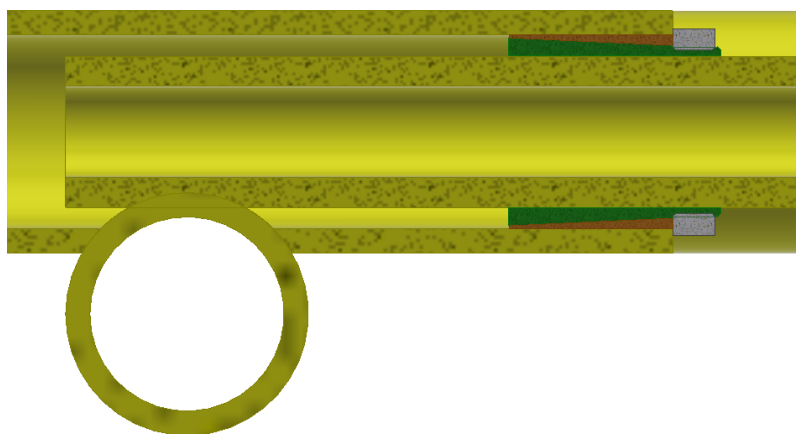
Rám obecně, je základním nosným prvkem každé konstrukce, a to jak objektů statických, tak i mobilních. Musí zajistit bezpečné uložení všech potřebných agregátů každého stroje, či zařízení, při tom však nesmí omezovat původní účel daného zařízení.

Podle zadání byl celý návrh drezíny koncipován na již vyrobený rám na *obr. 13*, který se skládá ze 2 svařenců. Přičemž první z rámových svařenců je zhotoven v podobě pravoúhlého trojúhelníku a druhý jako žebřinový rám, viz. *obr. 13*. Pro výrobu obou svařenců bylo použito Trubek bezešvých přesných kruhových o průměrech 40 mm, s tloušťkou stěny 4 mm a průměru 25 mm, s tloušťkou stěny 5 mm.



Obr. 13 Rám drezíny

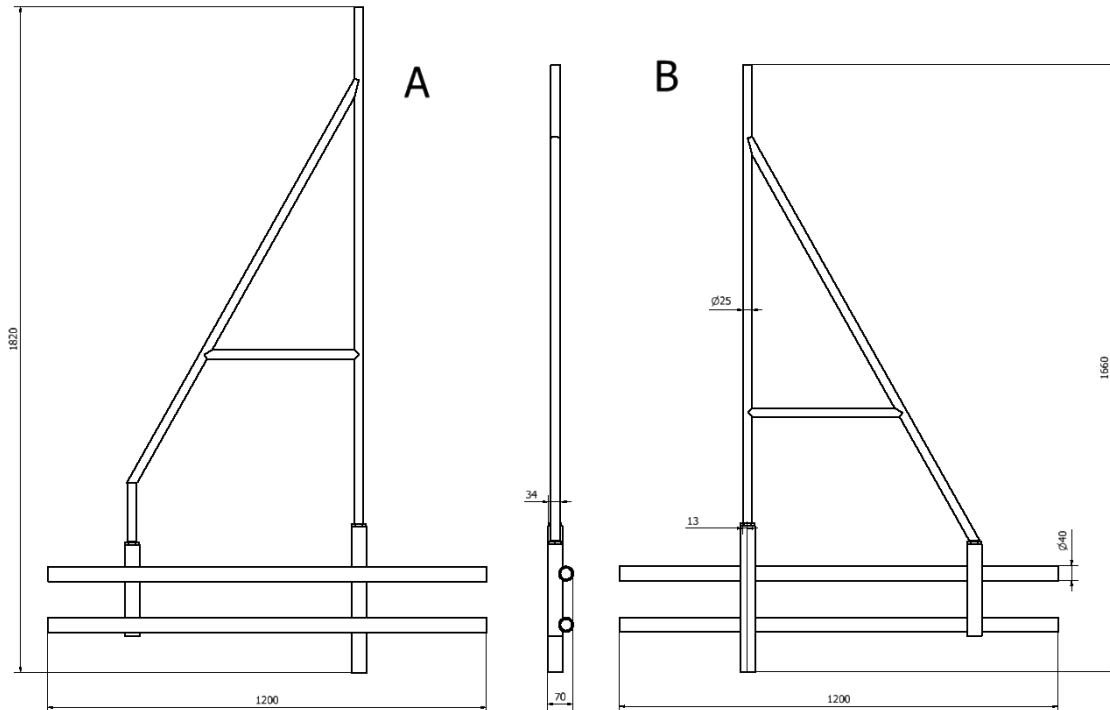
Jak již bylo řečeno, je rám hlavní nosným prvek celé konstrukce a budou na něm uchyceny všechny zbylé komponent, a to konkrétně uložení kol, brzda, sedačka pro osádku, a zároveň úložný prostor, a především části klikovahadlového hnacího mechanismu, což obnáší vahadlo a uložení klikové hřídele s řetězovým kolem. Všechny takto uložené součásti budou k rámu přivařeny z důvodu dosažení co nejjednodušší výroby a co největšího odlehčení konstrukce.



Obr. 14 Fixace rámu

Konstrukční zvláštností rámu je možnost změny jeho příčné délky v případě přechodu na trať se specifickým rozchodem kolejí. Toho je docíleno volným uložením obou rámu v sobě navzájem, jako na obr. 14, kdy trubky trojúhelníkového rámu jsou vsunuty do příčných trubek žebřinového rámu. Axiální poloha rámu je pak zajištěna dvojicí rozpěrných matic, na obrázku barevně odlišených.

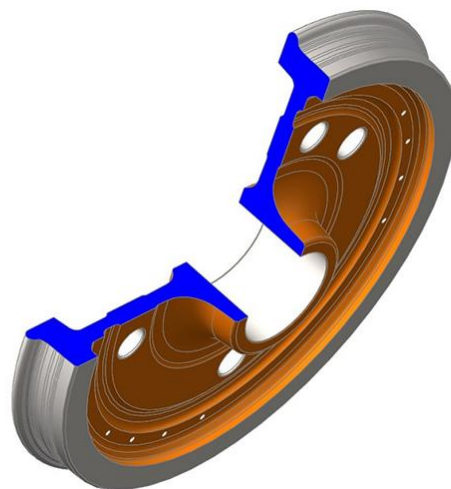
Možná změna rozchodu kol je pak přibližně 150 mm (obr. 15). Pakliže od počátku návrhu počítáme se standartním rozchodem kolejí 1435 mm [16][17], můžeme dosáhnout maximálního rozchodu 1530 a minimálního 1370. Tedy tato drezína bude potenciálně schopna provozu na širokorozchodných tratích.



Obr. 15 Základní rozměry rámu:
A – Maximální roztažení; B – Minimální roztažení

3.1.2 KOLA

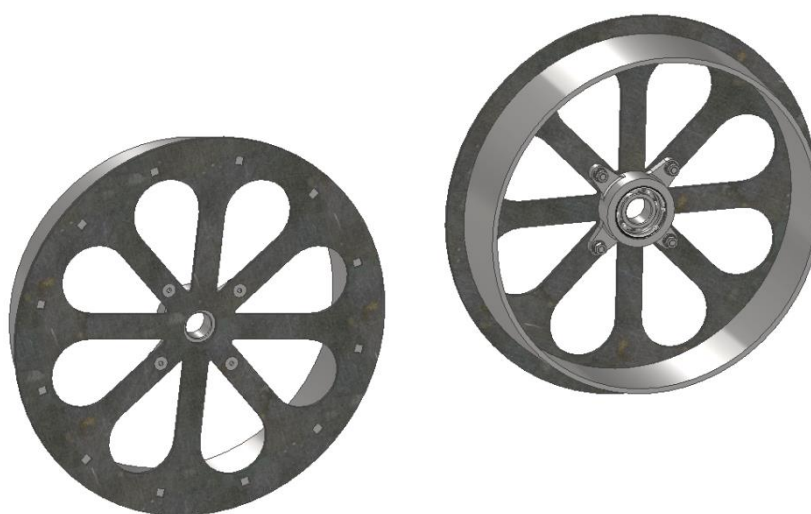
Jak již bylo uvedeno, jedná se o tříkolovou drezínu. Tento na první pohled neobvyklý koncept vychází z jednoduché úvahy statiky: Minimální počet bodů statického určení jsou právě 3. Na druhou stranu zde nemůžeme uvažovat souosost jednotlivých kol vůči sobě, mimo jiné také díky konstrukci rámu. Není tedy možné uložit kola na společnou nosnou osu. Proto musíme uvažovat geometrii uložení každého kola poněkud jinak.



Obr. 16 Lokomotivní kolo spol. BONATRANS GROUP a.s.[18]

Oproti běžným železničním kolům, které bývají povětšinou předlité *obr. 16*[17], budou tyto kola skládaná a svařovaná, jednak kvůli primární potřebě snížit hmotnosti, jednak kvůli náročnosti výroby. Nicméně díky malým setrvačným silám a nízkým rychlostem drezíny lze do jisté míry akceptovat nepřesnosti vzniklé svařováním, tedy především házivost, které budou i tak z podstatné části odstraněny obráběním.

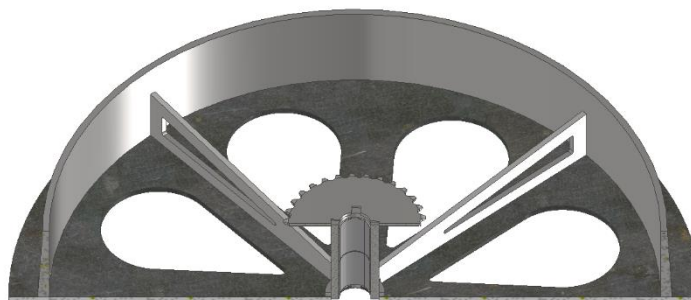
Jak je možné pozorovat na *obr. 6*, byla původní drezína vybavena vysoce specifickými plátovými koly, umožňujícími jízdu, pro železnici poměrně vysokou, sněhovou vrstvou. Oproti konvenčním kolům, toto kolo svými pláty sněh nepěchuje na koleji před sebou, ale „rozkrajuje“ jej a odvádí mimo kolej. Je proto vhodné pro nízko hmotnostní konstrukci. Kromě toho, by při velkém zatížení na bodovém styku kola a kolejnice docházelo snadno k otlacení středního(nosného) plátu, a tedy i k jeho obvodové deformaci a házivosti.



Obr. 17 Kolo malé

Dalším problémem této konstrukce je její souměrnost znemožňující plynulý průjezd výhybkou. Jelikož je středový plát kola spojen se dvěma postranními pláty zajišťujícími funkci okolku, bylo by nutné pokaždé při příjezdu k výhybce drezínu ručně přesouvat přes výhybku. Z těchto důvodů se v této práci přidržíme klasické koncepce železničního kola.

Původní návrh počítal s průměrem styčné kružnice 550 mm. Ovšem převážně z důvodu snížení hmotnosti bylo nakonec použito dvou kol o základním průměru 400 mm u nehnaných kol, viz. *obr. 17* a jednom poháněném kole o průměru 550 mm (*obr. 18*). Jejich konstrukce i vzhled jsou však totožné. Vzhledem k tomu, že poháněné kolo plní ještě další funkce jeho podrobnější popis bude uveden v podkapitole 3.2.



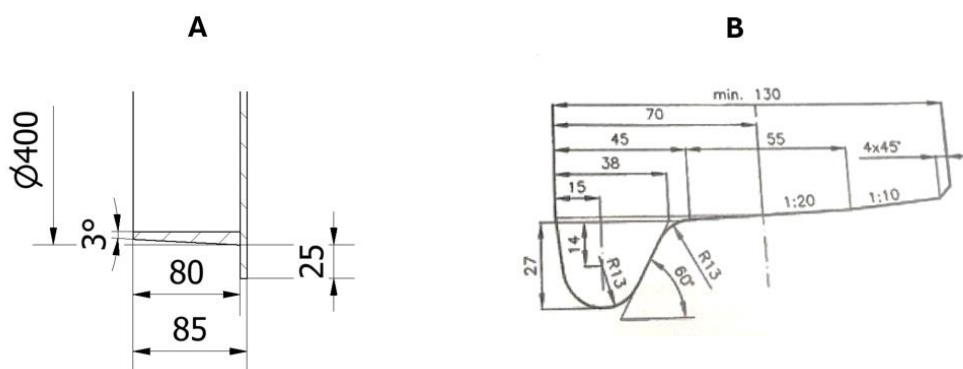
Obr. 18 Řez velkým kolem

Společným základem obou typů kol jsou svařence sestavené ze dvou pozic, pracovně pojmenovaných běhoun a boční deska. Boční deska je plechový výpalek o tloušťce 5 mm, opatřený kruhovým otvorem pro čep, dále osmi odlehčovacími otvory tvaru kapky a otvory pro spojování před svařením, tzv. zámečky. Oproti tomu běhoun bude zhotoven z vypáleného plechového pásu o průřezu 85x10 mm. Ten bude následně skružen a usazen do boční desky. Zde se zavaří spojovací šev, pro spojení konců pásu, a budou vyvařeny zámečky.



Obr. 19 Ukázka uložení „na zámečky“

Díky tvarovému styku svarových zámečků Obr. 19 nejsou na svarové spoje kladeny tak významné požadavky ohledně pevnosti svaru, díky čemuž lze zmenšit jejich velikost, a počítat i s jejich přebroušením na vnitřní straně kola, aby nedocházelo k případným kolizím s rámem. Dále nepředpokládáme ani velké teplotní ovlivnění materiálu, nebo deformaci kola, kromě oblasti spojovacího svaru běhounu. Přesto po svaření následuje proces obrábění, konkrétně soustružení běhounu „do kuželu“, jednak aby se zajistilo snížení házivosti vzniklé předešlou výrobou, jednak dosáhneme zvětšení styčné plochy kola a kolejnice a poněkud se přiblížíme tvaru skutečného železničního kola, viz. obr. 20 [19].

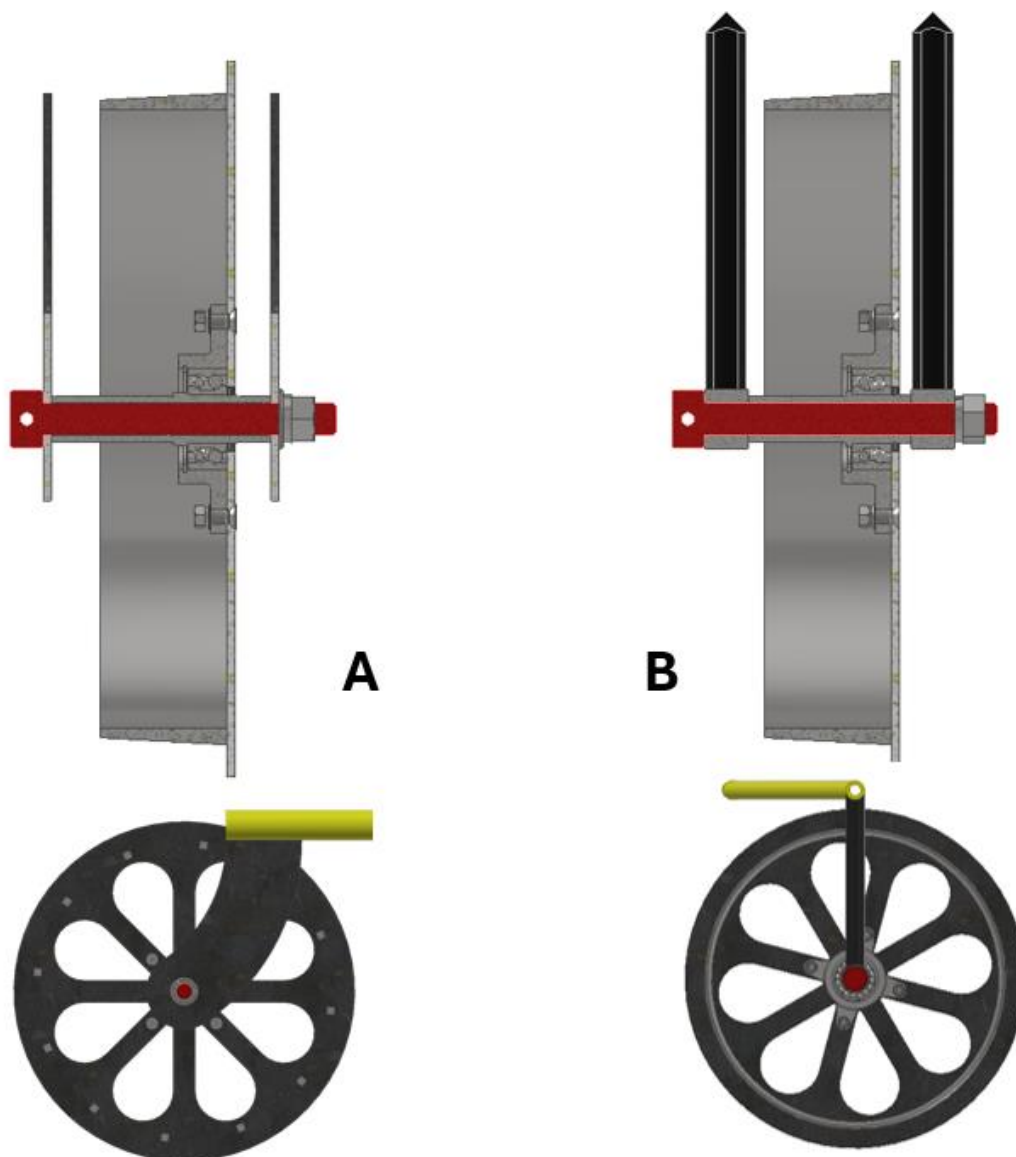


Obr. 20 Porovnání s normalizovaným kolem

A – jízdní obrys vlastní; B – Kuželový obrys normalizovaný (upraveno) [19][20]

Geometrie uchycení kol k rámu se ve všech třech případech liší. U bočního a předního kola, tedy u kol nehnaných o průměru 400 mm, bylo použito principu uložení ložiska kola na dutý čep. Tím prochází osa, na jedné straně osazená, na straně druhé zakončena závitem M20 a dotažena maticí. Jedná se o podobný koncept, jaký byl použit u čs. motocyklů minulého století[21]. U obou řešení je mezi dutý čep a hlavu šroubu(osy), respektive matici, vložen nosný prvek, samotný přivařený k rámu.

V případě předního kola (*Obr. 21–A*) to jsou dvě silnostěnné plechové patky, které jsou přivařeny k rámu ze spodu, rovnoběžně s podélnou osou trubek rámu. V druhém případě, toto řešení nelze použít, protože osa trubky rámu je zde rovnoběžná s osou kol. Proto budou k základnímu rámu přivařeny svisle dvě trubky s přivařenými pouzdry na koncích (*obr. 21–B*). Těmito pouzdry prochází nosná osa jako v předešlého řešení.



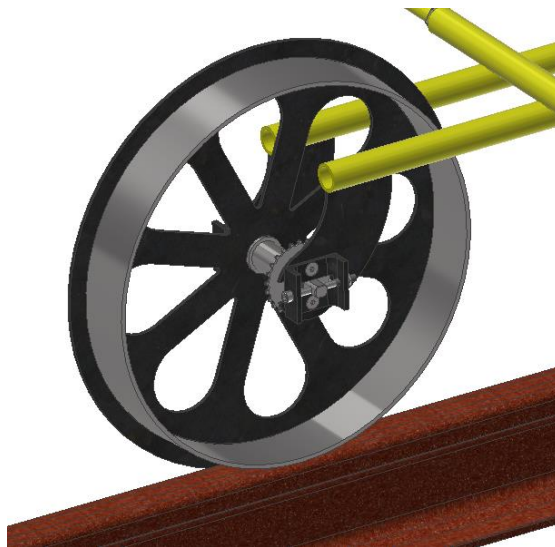
*Obr. 21 Varianty uložení malých kol
A – Přední kolo; B – Boční opěrné kolo*

Montáž kola, pak bude probíhat následovně: nejprve bude na boční desku upevněno ložiskové těleso pomocí šroubů se zápusťnou kuželovou hlavou, a pružnou podložkou s maticí. Jelikož kuželové zahĺoubení v boční desce kola bude mít podstatný dopad na sousost uložení ložiska, bude potřeba při výrobě těchto otvorů dbát na přesnost výroby. Dále budou na duté čepy za tepla nalisovány dvouřadá kuličková ložiska 3206 [22]. Poté se tyto celky vloží do ložiskových domků, které budou vyrobeny s mírnou vůlí oproti průměru vnějšího kroužku ložiska. Ložisko pak bude v tělese axiálně zajištěno pojistným kroužkem. Tento celek pak

bude přidržen souose s pouzdry přivařenými k rámu. Jimi provlečeme nosný šroub (osu), která bude na konci zajištěna maticí, s pružnou podložkou, které bude dotažena odpovídající silou, bez nutnosti vytvoření předepjatého spoje. K této montáži bude potřeba minimálně dvou osob, neboť již toto malé kolo dosahuje hmotnosti 10 kg. Nejvhodnější by zřejmě bylo použít dílenského jeřábu pro zavěšení celého rámu, a následně provádět montáž.

3.1.3 UCHYCENÍ ZADNÍHO KOLA K RÁMU

Zadní hnací kolo bude k rámu drezín přichyceno dvěma plechovými patkami (*obr. 23*), tloušťky 5 mm, obdoboého tvaru jako u předního kola, svisle zpuštěnými z trubkového rámu, viz. *obr. 22*.



Obr. 22 Uložení zadní nápravy

Při svařování je potřeba dodržet rozteč těchto patek 140 mm, což ovšem platí i pro přední nápravu. Spodní konec ramen je opatřen rozvidlením pro snadné osazení hnacího celku na rám. Fixace k rámu pak bude zajištěna čtyřmi šrouby se zápustnou kuželovou hlavou, přitaženými nízkými maticemi s pružnou podložkou.



Obr. 23 Rameno zadní nápravy

3.1.4 SEDADLO

Sedadlo jest základním bezpečnostním prvkem každého vozidla, které slouží pro přepravu osob a mimo jiné nám zaručuje jejich bezpečnost během provozu. Krom toho může plnit i jiné funkce. Vzhledem k tomu, že drezína je obvykle uvažována jako pracovní dopravní prostředek pro zaměstnance železnic, je vhodné, aby měla jistý úložný prostor. Tento prostor může sloužit kupříkladu pro uložení náradí, dokumentů, či jiných předmětů potřebných k výkonu služby. Z toho důvodu jsme využili sedadlo k vytvoření tohoto úložného prostoru, a to tím způsobem, že sedlo bude tvořit víko jakési schránky umístěné v rámu sedla, viz. obr. 26.

Jelikož bezprostředně pod sedlem se již nachází hnací kolo drezíny, je potřeba umístit sedlo výše nežli je rám drezíny. K tomu nám budou sloužit 4 stojny v podobě kruhových trubek o průměru 40 mm tloušťce stěny 4 mm, tedy stejných rozměrů jako základní rám, které budou přivařeny k žebřinovému bránu na tyto trubky následně přivaříme obdélníkový rám sedla, jenž bude tvořen z pásové oceli šířky 40 milimetrů, tloušťky 5 milimetrů. Na něj přijdou navařit svislé vzpěry, opět z pásové oceli a v rozích z válcovaného profilu tvaru písmene L. Poté bude na obdélníkový rám přibodováno dno v podobě plechového výpalku s výřezy pro správné usazení mezi vzpěry. Následuje boční krycí plech, který se nejprve ohne na ohraňovacím lise, poté vsune na vzpěry a přiboduje ke konstrukci. Jak na boční plech, tak na dno, bude použito plechu tloušťky 2 mm.

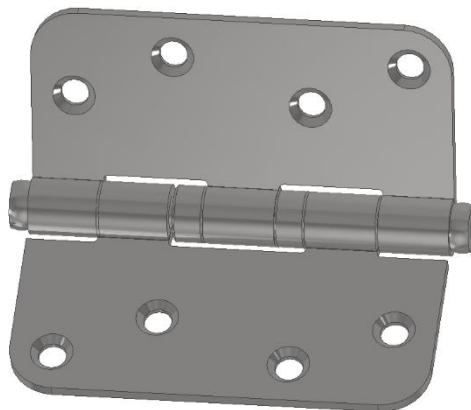


Obr. 26 Sestava sedadla

Sedlo samotné bude sloužit také jako víko této schránky. Bude zhotoveno z dřevěné desky patřičně tvarově upravené, a ke správnému ustálení nám poslouží panty *Obr. 27*, které budou jednou polovinou přinýtovány trhacími nýty[23] k bočnímu krycímu plechu schránky a druhou polovinou vruty dotaženy k víku schránky. Vzhledem k tomu, že správné umístění pantu bude vyžadovat technologické zářezy v bočním krycím plechu, budou oba 2 plechy vyrobeny jako výpalky. Víko bude výklopné a bude rotovat v ose pantů.

Stejně jako na originální drezíně i zde bude velikost sedla umožňovat jízdu 2 osob, nicméně pro zvýšení bezpečnosti spolucestujícího, tedy osoby nepohánějící drezínu, bude přidána opěrka zad s opěrkami rukou. Tyto byly navrženy, tak aby nebránili používání sedlové schránky

Základní rám opěrky, bude tvořen prodloužením vzpěr schránky, na které budou v určitých rozestupech vratovými šrouby připevněny opěrné dřevěné desky. Ze zadní strany těchto vzpěr bude následně přivařen a nosná trubka pro loketní opěrky. Ty budou vyrobeny z profilu tvaru písmene T a pro zvýšení bezpečnosti i pohodlí na něm bude nalepeno dřevěné obložení. Lepidlo zde volíme kvůli malé tloušťce desek, díky které by nebylo možné přichytit opěrku zespodu pomocí vrutů na 2 stranu v případě přichycení šrouby by došlo ke znehodnocení celkového estetického dojmu.

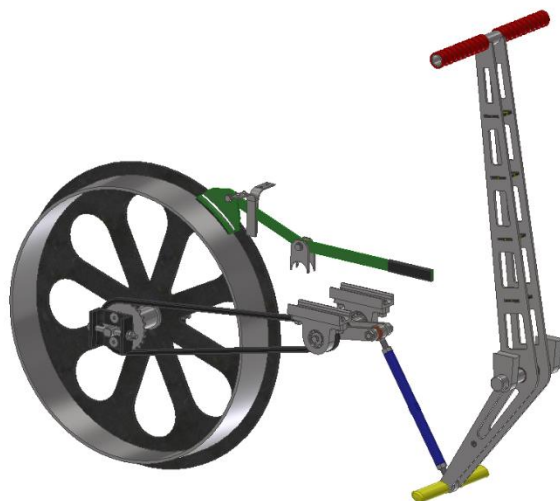


Obr. 27 Pant schránky sedla

Opěrky rukou budou upevněny speciálními šrouby, s přímou drážkou pro rovný šroubovák, v závitě nosné trubky opěrek. Při montáži bude potřeba pouze dohlédnout na správné dotažení opěrkových šroubů, tedy tak aby se dalo opěrkou volně manipulovat.

3.2 HNACÍ PRVKY KONSTRUKCE

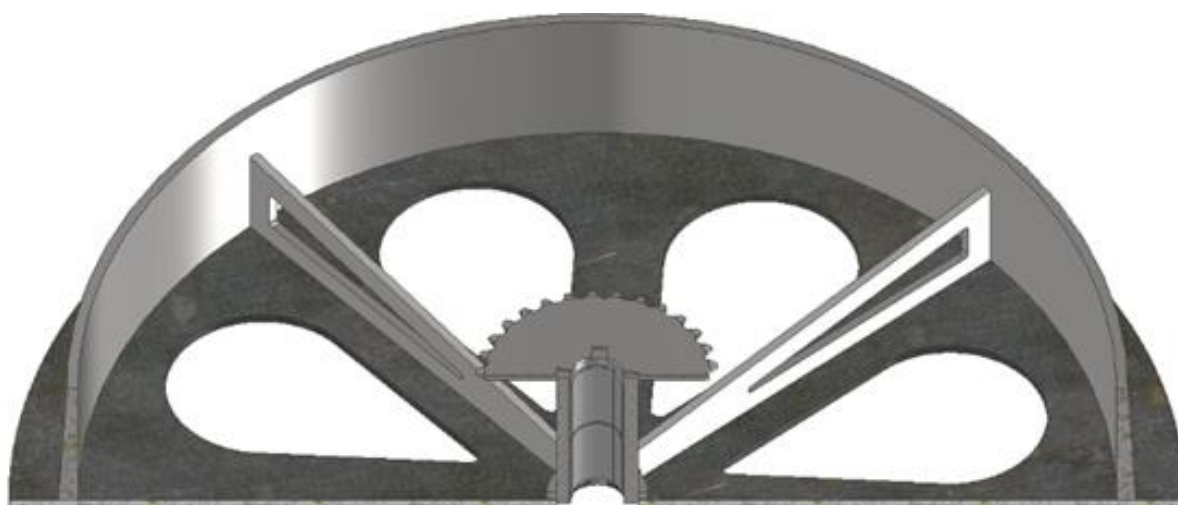
Jedná se o konstrukční celky zajišťující kontinuální provoz drezíny, a to jak rozjezd, zastavení tak i pozvolné brždění a možnost ponechání volně stojícího vozidla i na mírném svahu. Jednotlivé konstrukční prvky pak vidíme na *obr. 28*.



Obr. 28 Hnací prvky konstrukce

3.2.1 HNACÍ KOLO

Hnací(zadní) kolo, jak již bylo zmíněno, se od nehnaných kol liší převážně svými rozměry, dále pak zde přibývá osazení v náboji kola pro svařovací zámečky, do nichž zapadne zvláštní dutý čep, zobrazený na *obr. 30*. Ten bude na čele opatřen zoubky, které budou sloužit pro usazení jak v náboji kola, tak i v náboji ozubeného kola řetězového převodu *obr. 29*. Dále byl na dutý čep přidán opěrný prstenec pro zvýšení tuhosti spojení kola s nábojem. Kolo bude nejprve celé svařeno a obrobena obdobně jako v předešlých případech. Především pak pouzdro, které se bude muset po svaření s kolem a ozubeným kolem obrábět v tolerancích uložení hřídele a náboje. Přesnost je zde důležitá, především pro správné uložení ložiska. Stejně tak budeme opět obrábět běhoun tzv. „do kužele“.



Obr. 29 Ilustrativní průřez hnacího kola

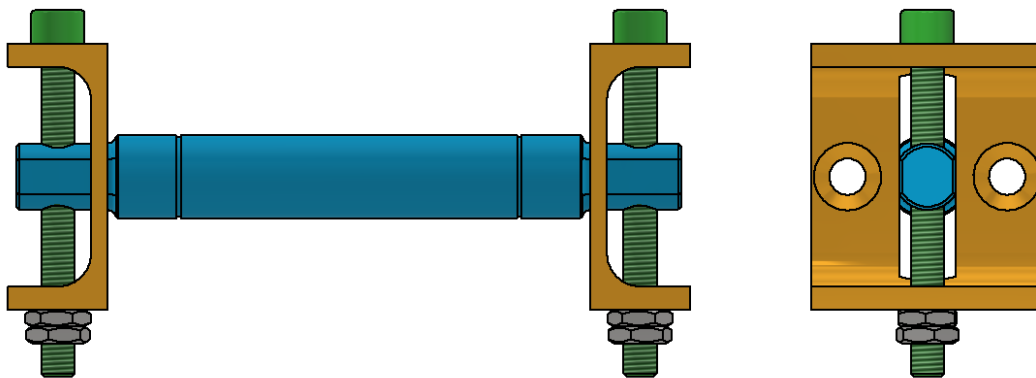
Vzhledem k neúměrně velkému průměru kola vůči jeho délce se jako nejvhodnější zařízení pro obrábění jeví lící čelní soustruh a upnutí bude provedeno za boční desku, nebo v případě, že by byl středový čep po svaření předstružen ještě před soustružením běhounu, bylo by možné upnout kolo za něj. Správná volba způsobu obrábění bude mít zásadní vliv na výslednou házivost kola, která je zde klíčová. Celé kolo pak bude usazeno na dvojici samomazných kluzných ložisek, které jsou nasazeny na pevnou osu a axiálně vymezena kalenými podložkami zajištěnými pojistnými kroužky. Konkrétně se bude jednat o dvojici samomazná kompozitní ložiska s vrstvou materiálu PTFE [24].



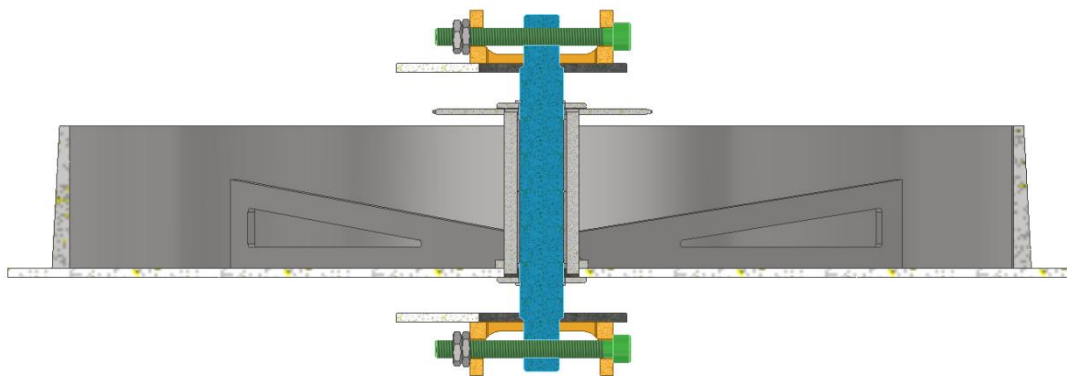
Obr. 30 Spojovací člen hnacího kola a řetězového kola převodky

3.2.2 ULOŽENÍ ZADNÍHO KOLA A NAPÍNÁNÍ ŘETĚZU PŘEVODOVKY

Co se uložení zadního hnaného kola týče, zde nám vyvstává problém, neboť toto kolo je poháněno řetězem, který musí být mírně předepnut. Přestože k přenosu sil dochází tvarovým stykem zubů a mezer řetězu, nikoli třením, jak je tomu např. u klínového nebo plochého řemene. Vzhledem k tomu, že je převod na vstupní straně přímo spojen s klikovou hřídelí (viz. 3.2.4), bylo by napínání na této straně převodu velmi náročné a měnilo by geometrii klikovahadlového mechanismu. Další možností je použití tzv. napínací kladky. Toto řešení je sice podstatně jednodušší, nicméně docházelo by zde ke značným mechanickým ztrátám, a především opotřebení řetězu.



Obr. 31 Detailní podoba napínacího mechanismu



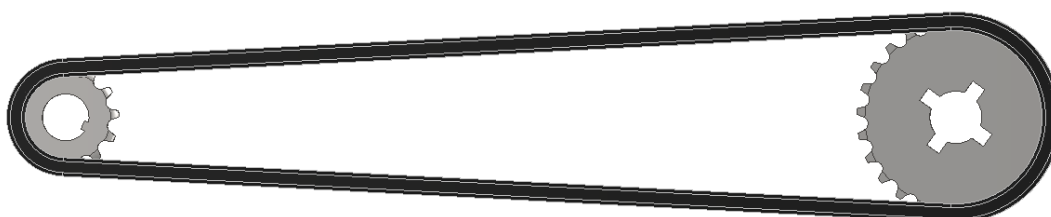
Obr. 32 Půdorysný řez výsledným návrhem

Z těchto důvodů bylo použito řešení napínání řetězu posunem hnaného kola v podélné ose hlavního rámu drezíny (obr. 32). Toho bylo dosaženo, a zde jsme se opět inspirovali u starých československých motocyklů [20], posunem hnaného kola dvojice šroubů uložených v rámu vidlice zadního kola. V našem řešení jsme oproti motocyklu, tento koncept poněkud pozměnili. Kolo, jak již bylo zmíněno, je uloženo na nehybné ose (na obr. 31 modře zvýrazněná), která je na obou stranách osazena rovnoběžným osazením, které zajišťuje natočení osy a dále dírou se závitem, do které je našroubován šroub se závitem M12 (zvýrazněno zeleně). tyto šrouby jsou poté odpovědné za pohyb kola a napínání řetězu. Šrouby jsou uloženy v profilu tvaru písmene U (oranžové zvýraznění) a zajištěny dvojicí nízkých matic. V profilu je vyfrézována vodící drážka pro rovinné osazení osy, a v této drážce může osa tzv. chodit v závislosti na natočení závitu. Toto je symetricky provedeno na obou koncích osy.

Před dotahováním řetězu je potřeba nejprve povolit matice. Samotný princip napínání pak probíhá tak, že, pracovník dvěma imbusovými klíči utahuje (povoluje) šrouby na obou stranách kola současně. Čímž dochází k pohybu osy vpřed či vzad, tedy povolování či utahování řetězu v závislosti na směru otáčení. Velikost takto dosaženého zdvihu napínání dosahuje v našem případě až 40 mm, což je pro naše účely více než dostačující. A velikost prověšení řetězu by neměla být, i takto pomaloběžného zařízení větší než 15-20 mm.

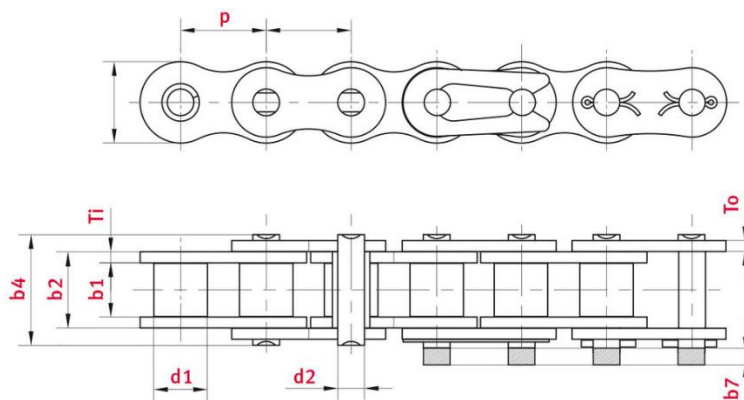
3.2.3 ŘETĚZOVÝ PŘEVOD

U původních drezín, tohoto typu, byly nejčastěji používány převody kombinací i několika ozubených kol. Vzhledem k tomu, že hnací řetěz byl patentován až okolo roku 1900 [25], lze předpokládat že k masovému používání na ručních drezínách zpočátku využívány nebyly, nejen díky vysoké ceně. Pro tyto na geometrii nenáročné účely postačily i méně přesná ozubená kola, která bylo ovšem zjevně podstatně těžší, nemluvě o jejich uložení v rámu zařízení.



Obr. 33 Řetězový převod

Řetězový převod, tedy slouží k přenosu kroutícího momentu, mezi rovnoběžnými hřídelemi a charakterizuje se jako obdoba řemenových převodů, s použitím především v prašných a vlhkých prostředích, tedy v oblastech kde hrozí prokluz řemenu, popřípadě tam kde je vyžadována přesnost převodu, nebo velké kroutící momenty a malé obvodové rychlosti[10], oproti řemenovému třecímu převodu totiž dochází k přenosu hnacích sil pomocí tvarového styku válečku, resp. pouzdra atd., řetězu a zubové mezery. Skládá se z řetězových kol a řetězu. V praxi rozlišujeme několik typů řetězů, přičemž jedním z nejrozšířenějších je bezpochyby tzv. válečkový řetěz, použitý i v této práci. Jedná se obdobu pouzdřového řetězu, s tou obměnou, že na čepech řetězu jsou navíc navlečeny ocelové válečky, které se při styku řetězu a kola odvalují, čímž snižují opotřebení řetězu i kol[10]. Tento řetěz je v současné době asi nejpoužívanější a najdeme jej kupříkladu u jízdních kol, motocyklů, dopravníků a v řadě dalších aplikací.

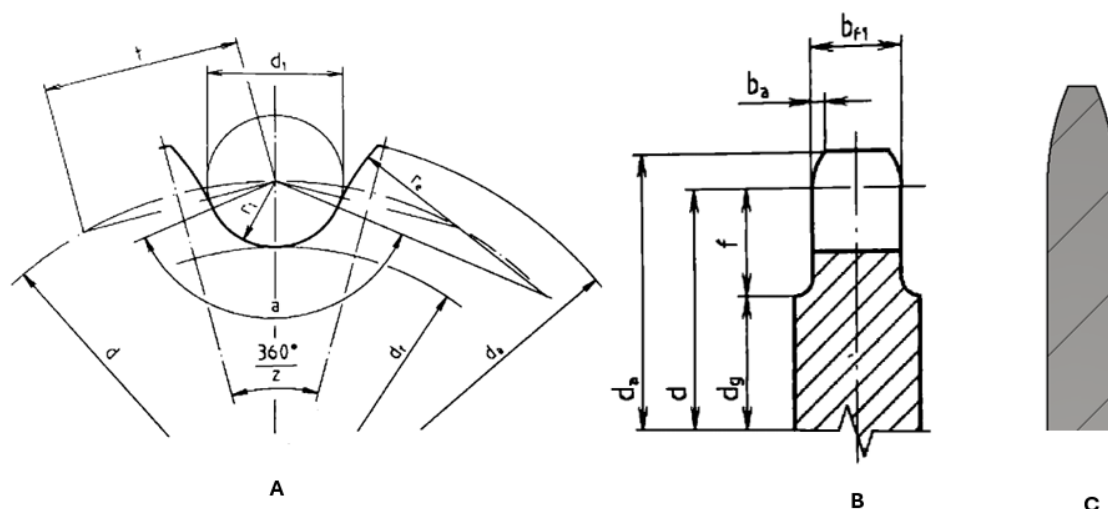


Obr. 34 Jednořadý válečkový řetěz [27]

Námi volený převod pak bude pracovat s jednořadým válečkovým řetězem značeným dle normy ČSN 02 3311.2 - 95 článků 08-1 [26][27] (obr. 34), a při teoretickém převodovém poměru $i_{teor} = 1,98$ (4.1). Konce řetězů budou spojeny příslušným spojovacím článkem s pružnou pojistkou. Podle normy by se tento řetěz měl přetrhnout při přenosu síly 7,5 kN. Ve skutečnosti víme že síly zde přenášené tohoto nikdy nedosáhnou, ale přesto jsme volili tento řetěz kvůli zvýšení celkové tuhosti soustavy. Z časových i kapacitních důvodů byl v této práci použit zjednodušený model řetězu. Modelování funkčního řetězu by bylo neobyčejně pracné a neúčinné, nemluvě o funkčním nastavení vazeb.

Co se řetězových kol týče, jak již bylo řečeno, bude se jednat o přesné plechové výpalky o tloušťce 3 mm, s obrobenými náběhovými hranami pro řetěz a s tvarovými otvory, pro snadné zajištění proti pootočení.

Pastorek převodu bude mít náboj s jedním zubem pro uchycení v drážce klikového čepu a věnec bude opatřen 15 zuby dle normy (obr. 35). Kolo, opatřeno křížovým pozicovacím otvorem svařovacích zámečků, bude mít po obvodě 30 zubů. Dutý čep kola bude ke kolu převodu přivařen pouze v zámcích, z důvodu tepelných deformací, a poté přebroušen, aby nedocházelo ke kolizím s opěrnou podložkou. Následný proces obrábění kola byl již popsán v předešlé kapitole 3.2.1.



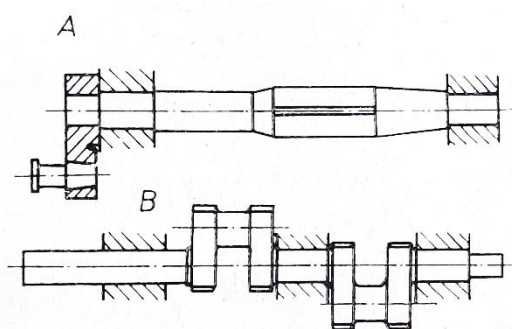
Obr. 35 Řetězová kola

A, B – Normativní označení rozměrů[26]; C – Srovnání s modelem pastorku

3.2.4 KLIKOVÝ HŘÍDEL

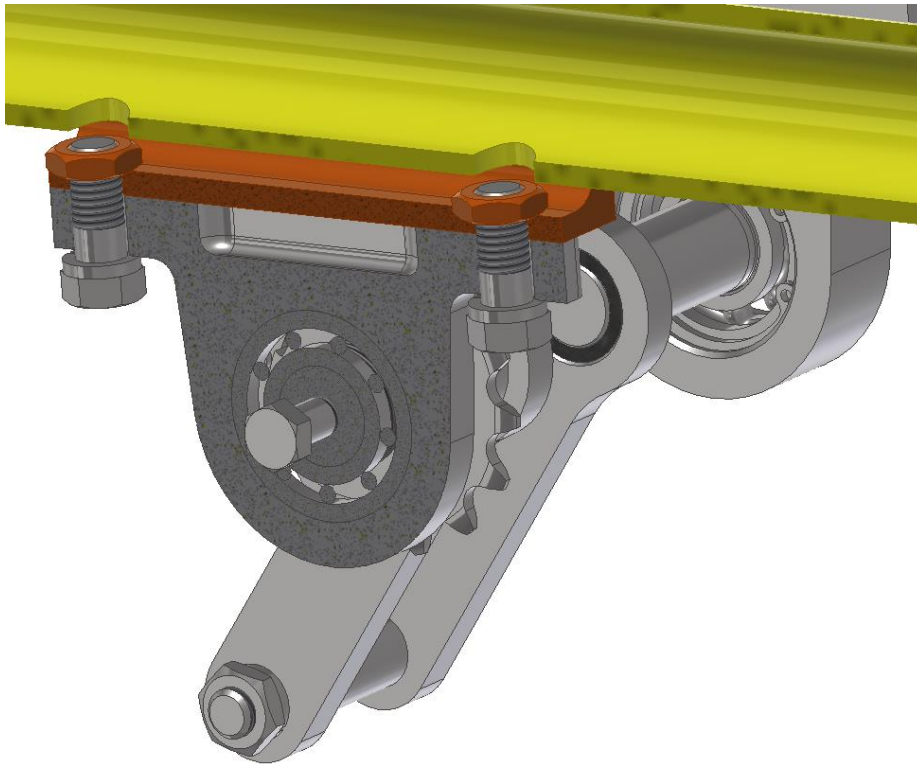
Klikový hřídel, je zařízení měnící kývavý pohyb, přenášený z ojnice, na rotační pohyb a dále ho přenáší na převody. U sériově vyráběných strojů mohou být klikové hřídele kované, popřípadě lité a následně obráběné[10]. My však předpokládáme výrobu pouze jednoho kusu, čemuž bude odpovídat i konstrukce tohoto hřídele, který bude skládaný, resp. svařovaný.

V závislosti na konstrukci rozlišujeme dva hlavní typy klikových hřídelů: s čelní klikou a se zalomením, viz. Obr. 36 [10]. Vzhledem ke konstrukci rámu a možnosti upevnění na rám, jsme se rozhodli pro hřídel zalomenou uprostřed a uloženou ve dvojici kuličkových ložisek.



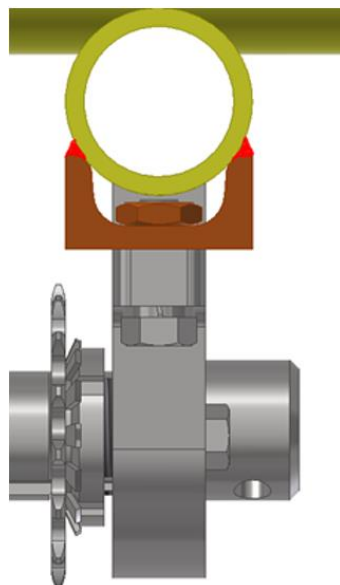
Obr. 36 Klikový hřídel: A – s čelní klikou; B – se zalomením.[14]

Uchycení k rámu bude provedeno pomocí přivařeného profilu tvaru písmene U 40x20, s navrtanými otvory a navařenými maticemi, na obr. 37 a obr. 38 jsou označeny oranžovou barvou. Na obr. 38 je pak naznačen svar červenou barvou. Jejich prostřednictvím pak bude ložiskové těleso upevněno a šrouby M10 dotaženo k rámu.



Obr. 37 Uložení držáku ložisek na rámu

Ložiskové těleso bude zhotoveno jako výpalek z tlustého plechu, který bude následně přesně obroben. Zde by se nabízelo použití normalizovaného ložiskového tělesa, ta se ovšem běžně dodávají s naklápěcími ložisky, což je zde nežádoucí kvůli uložení rovnoběžně s osou kola.

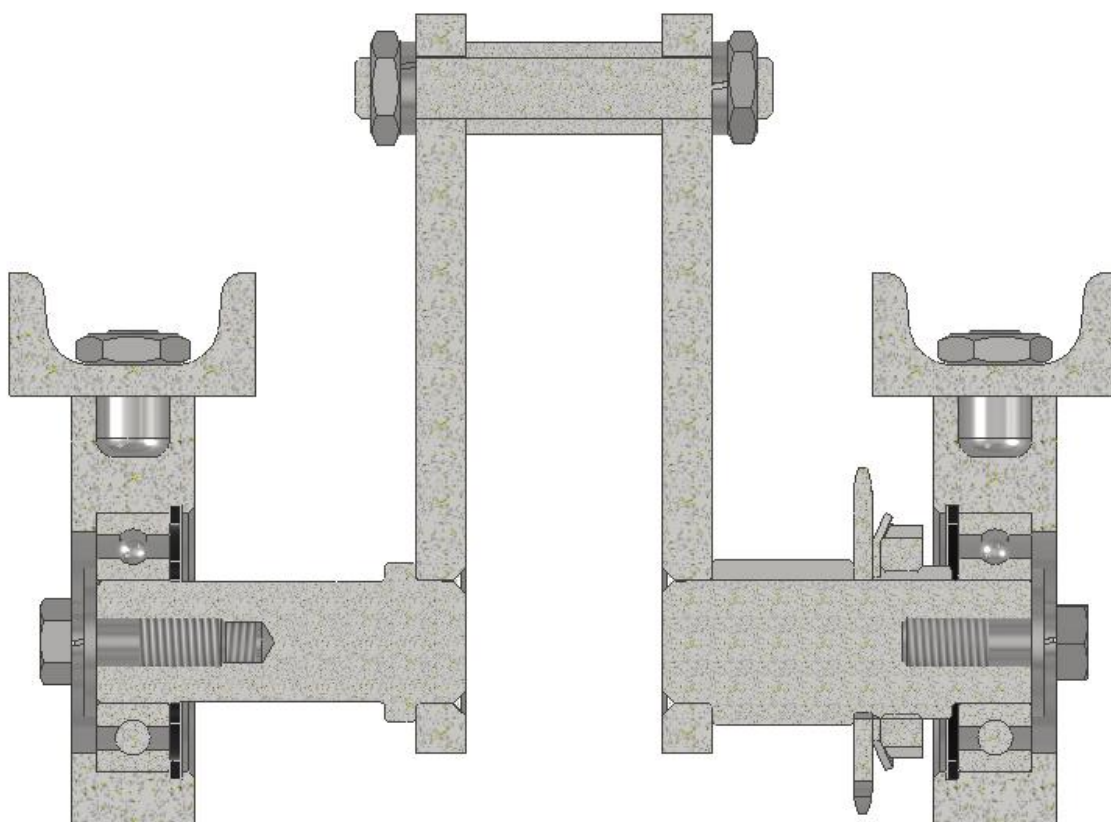


Obr. 38 Detail umístění svaru

Vzhledem k předešlému bude opět záležet na přesnosti montáže. Ke srovnání těles by bylo nejlépe použít velký úhelník. Dále bude potřeba dodržet správnou rozteč 140 mm, jelikož otvory pro šrouby jsou přirozeně vyrobeny s vůlí.

Co se týče samotného klikového hřídele, bude se jednat o částečně svařenou a částečně skládanou součást, viz. obr. 40. Základem budou dva různé tvarové čepy, na jejichž osazeních budou nasazeny 2 totožné kliky, v podobě plechového výpalku o tloušťce stěny 8 mm, s roztečným poloměrem 90 mm. Klika bude s čepem svařena na čelní sražené hraně čepu.

Levý čep, podle směru jízdy i podle, bude jednoduchý, s jedním osazením, o něž se bude opírat klika. Na druhé čelní ploše bude díra se závitem kvůli zajištění axiální polohy hřídele.



Obr. 39 Řez klikovým hřídelem

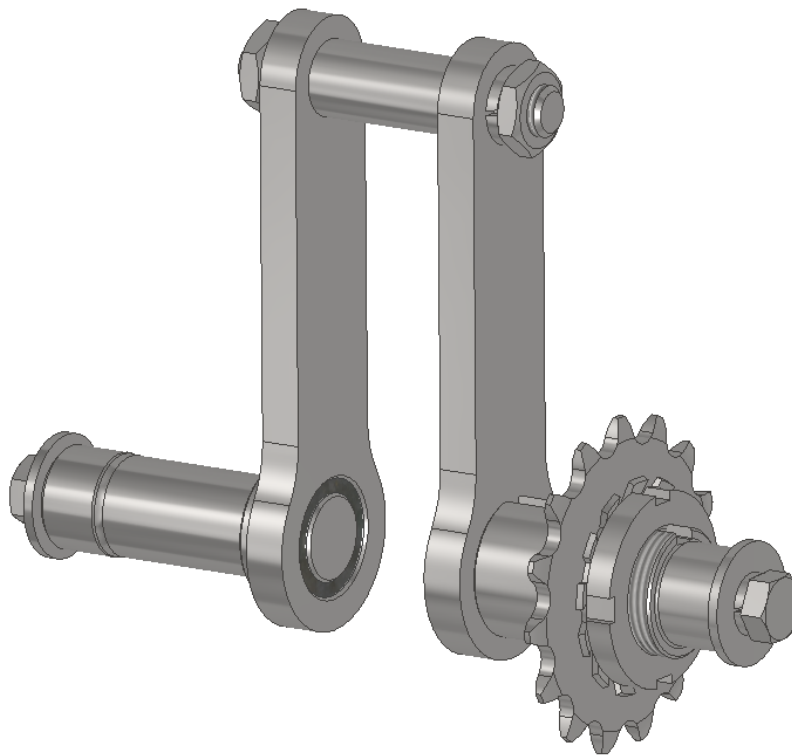
Na druhém čepu bude uložen pastorek převodu. Pro radiální zajištění vůči pootočení bude pastorek v náboji opatřen zubem a čep vyfrézovanou drážkou v plášti, podobně jako u spojení těsným perem. Z důvodu snížení výrobní náročnosti bude tato drážka zhotovena po celé délce osazení. Axiální pohyb pastorku pak bude zajištěn dosednutím na jedné straně osazení a KM maticí a MB podložkou na druhé straně, viz. obr. 39. Stejně jako u předchozího, bude čep opatřen na vnější straně dírou se závitem.

Z důvodu zpřesnění montáže, budou čepy, po svaření s klikami, upnuty, za dosedací plochy ložisek, do prizmatických čelistí. Tím se snažíme dosáhnout souososti. Dále je potřeba srovnat kliky souměrně vůči sobě navzájem, ideálně o pevnou podložku. Poté se mezi kliky vsune ojnicí pouzdro a ojnicím čepem a maticemi M12 s podložkami se zajistí.

Ojniční čep bude zhotoven z kruhové oceli na koncích opatřen závitem M12. Ojniční pouzdro bude vyrobeno jako jednoduchý neosazený dutý prokalený váleček. Tímto se snažíme dosáhnout ideální kombinace tvrdého povrchu a houževnatého středu ojnicního čepu.

Následně se na čepy navlečou pojistné kroužky a nasadí ložisková tělesa s ložisky. Konkrétně se bude jednat o ložisko 6004, viz. [22]. Uložení ložiska v tělese bude s velkým přesahem, proto bude ložisko do tělesa lisováno za tepla. Nakonec se ještě ložiska zajistí navlečenými pojistnými kroužky. Hřídel se pak z každé strany ještě zajistí šrouby se širokými podložkami (*Obr. 40*), protože uložení čepů kliky bude oproti tělesům se značnou vůlí, což nám později usnadní demontáž.

Poté se tento celek usadí na rám a zlehka upevní šrouby. Poté se celá sestava vůči rámu tzv. zúhluje, nejlépe velkým úhelníkem. Nakonec se všechny šrouby pevně dotáhnou. Jedná se v podstatě o srovnání os ramen kliky vůči rámu.



Obr. 40 Realizace klikového hřídele

V případě demontáže klikové hřídele, nebo montáže ojnice, nebude nutno demontovat ložisková tělesa. Pokud ta budou pevně přitažena k rámu, postačí uvolnit ojnicní čep a nasunout, popř. vysunout, ojnicní pouzdro do klikového oka ojnice. V případě demontáže a zpětné montáže ložiskových těles budeme muset opět zúhlovat tělesa vůči rámu a přeměřit rozteč.

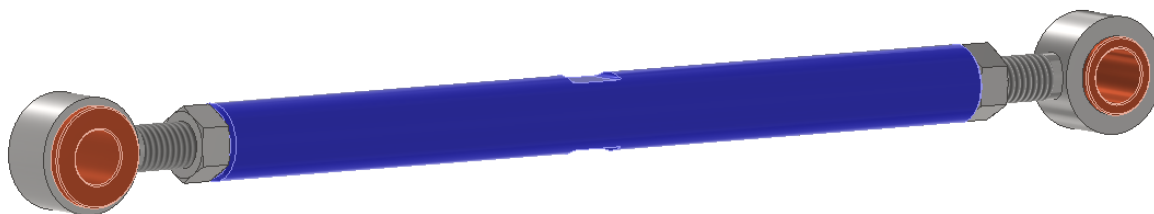
Při vyjímání celé klikové hřídele, se nejprve vyjmou šrouby, zajišťující axiální polohu čepů, a matice ojnicního čepu. Následně se levý čep hřídele vysune doleva, aby uvolnil místo pro vyjmutí pravého čepu, který se také vysune doleva. Po vyjmutí pravého čepu vysuneme levý čep doprava a opět ho vyjmem. Musíme při tom stále dbát na to aby nedošlo k uvolnění a

posunutí ložiskových těles. V opačném případě bychom museli opět přistoupit k úhlování uložení.

3.2.5 OJNICE

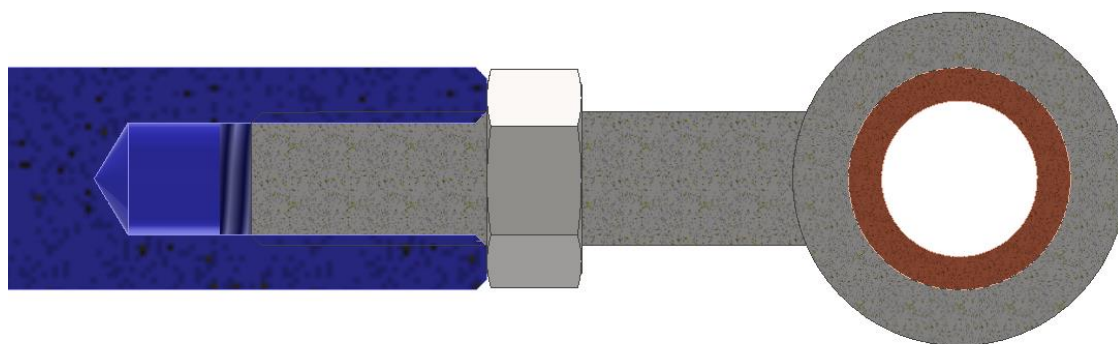
Ojnice je základní prvek klikových a klikovahadlových mechanismů a slouží zpravidla k přenosu sil z čepu vahadla na čep klikový, popř. naopak. Nejrůznější konstrukční varianty ojníc, pak vycházejí z konstrukčního určení ojnice.

Ojnice zpracovaná v této práci (*obr. 41*) bude mít schopnost změny osové vzdálenosti ojničních ok, a to díky rozdílným orientacím závitu na každé straně, tedy levý a pravý. Její základní součástí je ocelová tyč kruhová o průměru 20 mm, délce 235 mm, která je na koncích, navrtaná. Do těchto děr se následně vyřeže závit M12.



Obr. 41 Finální vzhled ojnice

Uprostřed tyče se nachází vyfrézované zploštění tyče, sloužící jako opěrná plocha při nastavování správné délky. Do otvoru na jednom konci tyče bude našroubována pravotočivá závitová tyč, na jejímž konci se přivaří ojniční oko, které se po svaření obrobí a bude do něj vloženo samomazné kluzné ložisko (*obr. 42*). Opačný konec tyče se opatří obdobným okem pouze závit, který bude našroubovaný do tyče, bude levotočivý. Obě ojniční oka budou zajištěna proti změně osové délky ojnice tzv. kontra maticí.

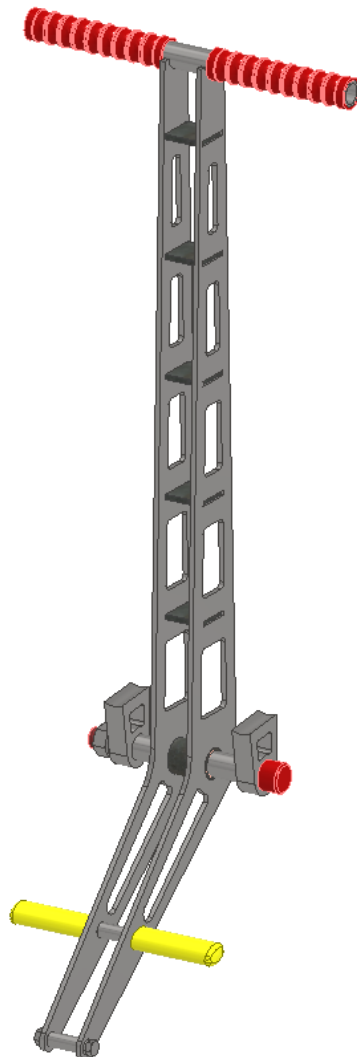


Obr. 42 Uchycení oka ojnice

3.2.6 VAHADLO

Vahadlo obecně obvykle slouží jako součást mechanismů, a to pro změnu smyslu a velikosti působení silového účinku. Ani v tomto případě tomu nebude jinak. Nicméně vzhledem ke geometrii klikovahadlového mechanismu se tentokrát bude jednat o vstupní člen mechanismu. Konkrétně bude mít za úkol přenášet hnací sílu od zdroje tedy od lidské ruky a předávat toto silové působení v podobě krouticího momentu dalším částem mechanismu. Zároveň však bude sloužit i jako převodník, neboť ze znalosti momentové rovnováhy vyplývá že změní-li se délka ramene musí se stejně tak změnit i působící síla, tak aby byl zachován stále stejný moment[15]. V našem případě dojde ke zkrácení ramene, a tedy ke zvětšení síly.

Konstrukčně se bude jednat o dvoj ramennou páku zhotovenou ze dvou plechových výpalků odlehčených o odlehčovací otvory. Tyto plechy pak budou vyztuženy vsazenými výztuhami a pouzdry, viz. *obr. 43*. Ty pak budou k těmto výpalkům přivařeny obdobným způsobem jako v předchozích případech, tedy takzvaně na zámečky. Hlavní navařené pouzdro ležící v ose vahadla bude nutno po svaření obrobit, neboť bude následně uloženo na samomazných kluzných ložiscích, ze slinutého bronzu.

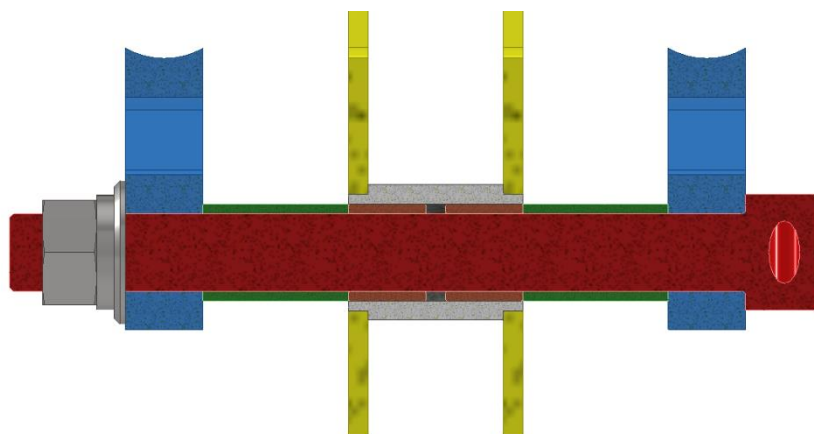


Obr. 43 Finální vzhled sestavy vahadla

Ve spodní části vahadla se nacházejí dvě závitová pouzdra, do kterých bude následně vsazeny stupátka. Díky nim bude možno při pohonu drezíny možno využít také sílu nohou, a ne jenom rukou, nicméně pro zjednodušení a se tato síla ve výpočtech nezahrnuje.

Horní díl vahadla je doplněn držadlem v podobě průchozí trubky, z důvodu odlehčení, které je na koncích opatřeno umělohmotnými madly (tzv. gripy), tedy jakýmsi ochrannými návleky pro zvýšení komfortu cestujících. Trubka madla je k rámu vahadla přivařena a slouží jako přídatná výztuž.

Celé vahadlo je poté uloženo opět na nehybné ose, opět v podobě šroubu prostrčeného skrze nosné elementy, viz. obr. 44.

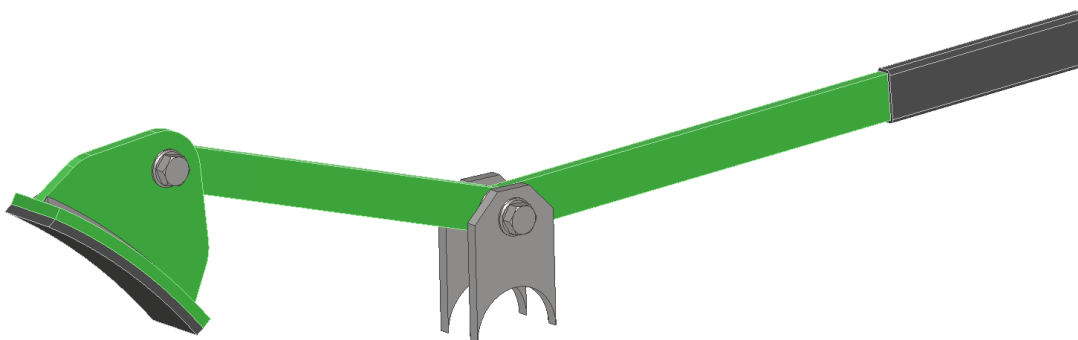


Obr. 44 Systém uložení vahadla

Tyto nosné elementy jsou přivařeny k základnímu rámu drezíny. Bude se jednat o silnostěnné výpalky s odlehčovacím otvorem a přesně opracovaným otvorem pro osu. Ke správnému vystředění budou poté sloužit 2 tenkostěnná pouzdra, opět z důvodu snížení hmotnosti, umístěná na ose, každá z jedné strany vahadla. Osa bude poté opět zajištěno maticí s pružnou podložkou.

3.2.7 BRZDA

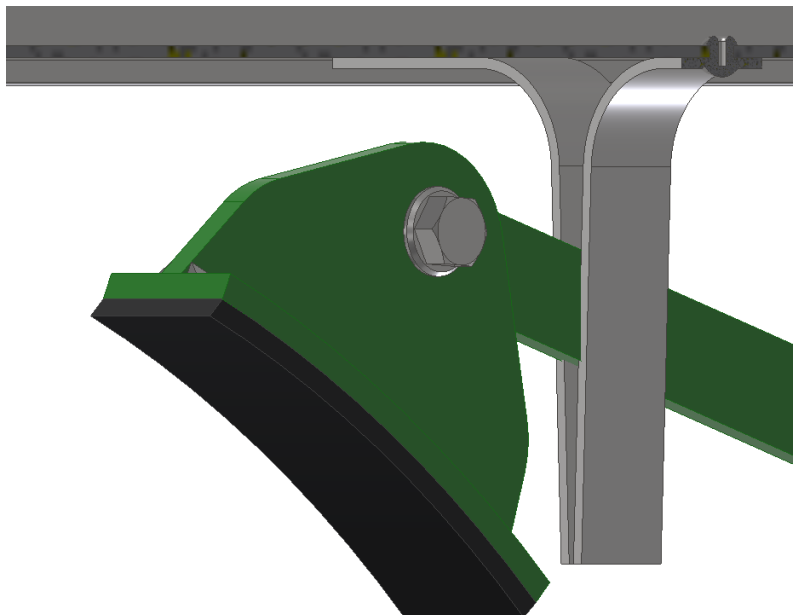
Brzda, je základní bezpečnostní prvek každého pohyblivého mechanismu, resp. stroje, a slouží ke zpomalování, popřípadě zastavení a zajištění vozidla. Nicméně u tohoto konstrukčního návrhu drezíny počítáme s jiným principem zpomalování. Vzhledem k tomu, že se jedná o ručně poháněnou drezínu, která bude mít stálý nevypínatelný převod, případné zpomalování bude zajišťovat obsluha drezíny přímo ruční pákou. To znamená protipohybem proti pohybu páky.



Obr. 45 Finální sestava brzdy

Nicméně i zde bude použito brzdy. A to z důvodu možnosti ponechání stabilně stojící drezíny na trati, např. ve svahu. Naše brzda bude tedy brzdou takzvaně parkovací, respektive pojistnou.

Při jejím návrhu jsme vycházeli z konstrukce běžných vnějších bubnových brzd používaných u kolejových vozidel v kombinaci s jedním z nejjednodušších mechanismů tzv. Dvojramennou pákou[15]. Třmen bubnové brzdy bude s pákou spojen šroubovým spojem (*obr. 46*), tak aby při určitém silovém zatížení byla možnost natočení brzdového třmene vůči páce. Třmen brzdy bude svařovaný. A na jeho spodní strany bude nalepeno brzdové obložení, v tomto případě běžná pryž. Páka brzdy bude plechový dlouhý úzký výpalek o tloušťce 5 milimetrů, v půli zalomený pod úhlem 160°. Ve vrcholu tohoto úhlu bude navařeno pouzdro páky. Pouzdro páky bude volně nasazeno na čepu kozlíků. Kozlík bude sestávat ze 2 rovnoběžných ocelových destiček přivařených k trubkovému rámu, na jejichž vrcholu bude otvor pro šroub.



Obr. 46 Zobrazení zajištění brzdové páky

Sestavení brzdy se provede tak, že mezi 2 destičky kozlíků bude vložena páka a do ní bude přes destičky zasunuto, pouzdro kozlíku se šroubem M8 a nasazenou podložkou. A vše bude zajištěno maticí a pružnou podložkou. Páka bude na konci opatřena madlem a obsluha ji bude mít na dosah ruky pod sedadlem.

Zajištění polohy páky bude mít na starosti dvojice pružných plechů, nazývajících se pero, svírajících páku při zabrzdění, viz. *obr. 46*. Tyto pružiny budou přinýtovány trhacími nýty[22] ke dnu sedadla a zároveň přepravní bedny.

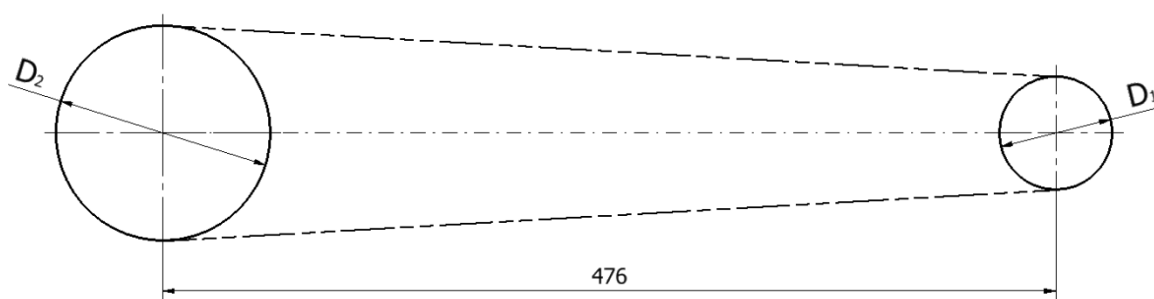
4 VÝPOČETNĚ-NÁVRHOVÁ ANALÝZA

4.1 VÝPOČET ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Po určení vstupního výstupního momentu z převodovky z převodu musíme už pouze určit teoretický převodový poměr i_{teor} . Ten je dán jako výstupní lomeno vstupní kroučící moment. Po provedení tohoto výpočtu provedeme návrh obou řetězových kol a následně určíme skutečný převodový poměr.

$$i_{teor} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{K2}}{M_{K1}} = \frac{31,903}{16,14} = 1,9768 \cong 1,98 \quad (29)$$

Jak již bylo řečeno výše pro pohon drezíny byl zvolen na řetěz ČSN 02 3311.2–08 1, s roztečí $t = 12,70$ mm, průměrem válečku $d = 7,75$ mm a s šířkou zubové mezery $b_I = 3,30$ mm, což jsou základní společné vstupní parametry výpočtu, které pocházejí z [26].



Obr. 47 Teoretické rozložení převodu

4.1.1 VÝPOČET PASTORKU

Nejdůležitější vstupní veličinou pro výpočet ozubených a řetězových kol je počet zubů daného kola, ty jsou u pastorku zpravidla voleny. Dle odborné literatury ([14]) se jako minimum pro výpočet pastorků, což je menší kolečko převodu, volí minimální počet zubů 17. Ovšem díky později zjištěným skutečnostem jsme se museli uchýlit na snížení tohoto počtu zubů z důvodu hrozící kolize pastorku s rámem. Proto volíme počet zubů pastorků $z_I = 15$, čímž zároveň dodržujeme podmínku, že aby došlo ke snížení opotřebení řetězu, měl by pastorek mít lichý počet zubů a kolo sudý, jak se později ukáže.

Průměr roztečné kružnice pastorku D_I

$$D_I = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (30)$$

$$D_I = \frac{12,70}{\sin \frac{180^\circ}{15}} = 61,08 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice D_{fI}

$$D_{fI} = D_I - \frac{d}{2} \quad (31)$$

$$D_{f1} = 61,08 - \frac{7,75}{2} = 53,33 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice D_{f1}

$$D_{a1} = D_1 + \frac{d}{2} \quad (32)$$

$$D_{a1} = 61,08 + \frac{7,75}{2} \cong 65 \text{ mm}$$

Úhel rozevření α_1

$$\alpha_1 = 130^\circ - \frac{90^\circ}{z} \quad (33)$$

$$\alpha_1 = 130^\circ - \frac{90^\circ}{15} = 124^\circ$$

Poloměr boku zubu r_e

$$r_e = 0,12 \cdot d \cdot (z_1 + 2) \quad (34)$$

$$r_e = 0,12 \cdot 7,75 \cdot (15 + 2) = 15,81 \text{ mm}$$

Šířka zubu b_{f1}

$$b_{f1} = 0,93 \cdot b_1 \quad (35)$$

$$b_{f1} = 0,93 \cdot 3,30 = 3,069 \cong 3 \text{ mm}$$

Hodnota zaoblení zubu b_a

$$b_a = 0,12 \cdot d \quad (36)$$

$$b_a = 0,12 \cdot 7,75 = 0,93 \text{ mm}$$

4.1.2 VÝPOČET KOLA

Oproti předchozí kapitole bude počet zubu u řetězového kola jasně stanoven za pomoci převodového poměru $i_{teor} = 1,98$. Vzhledem k tomu že ostatní rozměrové parametry se stanoví stejně jako u pastorku uvádíme zde pouze jejich hodnoty v *tabulka 8*, společně s rozměry pastorku.

$$i = \frac{M_{K2}}{M_{K1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$z_2 = i_{teor} \cdot z_1 = 1,98 \cdot 15 = 29,7 \cong 30$$

Tabulka 8 Geometrické parametry řetězových kol

	z [-]	D [mm]	D_f [mm]	D_a [mm]	α [°]	r_e [mm]	b_f [mm]	b_a [mm]
Pastorek	15	61	53,3	65	124	15,8	3	0,93
Kolo	30	120	112,4	124	124	29,5	3	0,93

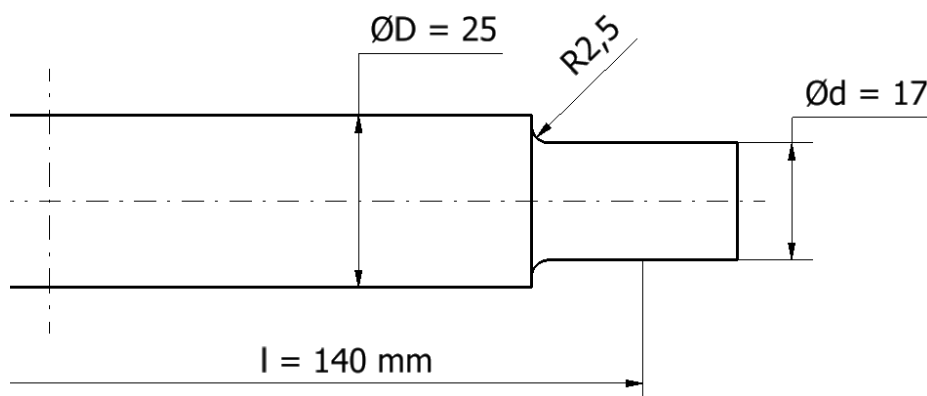
4.1.3 URČENÍ SKUTEČNÉHO PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Vzhledem k tomu že je řetězový převod jedním z převodů přenášejících silový účinek tzv. tvarovým stykem obdobně jako ozubená kola, a tedy není umožněn prokluz. Musíme vždy volit počet zubů jako celé číslo což má za následek znepresnění převodového poměru na což musíme při návrhu pamatovat a popřípadě upravit zadávané parametry. Takto vypočítaný převodový poměr (rovnice 29) pak nazýváme **Skutečný převodový poměr** i_{sk}

$$i_{sk} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{15} = 2$$

4.2 KONTROLA HŘÍDELE HNACÍHO KOLA NA OHYB

Pro doplnění výpočtu je vhodné uvést kontrolu hřídele hnacího kola tedy zadního kola na ohyb nicméně vzhledem k tomu, že se jedná o nehybnou osu, na které se otáčí ložisko i s kolem, lze zde uvažovat pouze statické namáhání. Zatížení bude uvažováno jako teoretická hmotnost drezíny $M_i = 200$ kilo a celý výpočet bude zjednodušený, aby mohl být řešený v oblasti prosté pružnosti pevnosti. Kupříkladu uvažujeme pouze dva sousedé průměry, a nikoli ploché osazení. Rozměrové zadání viz. obr. 48. Jako materiál hřídele volíme ocel E335.



Obr. 48 Náčrt zadání

Určili jsme součinitel vrubu jako $\alpha = 1,55$ [28]. Výstupem tohoto výpočtu bude š součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu $R_e = 335$ MPa.

Určení zátěžné síly

$$F_g = M_i \cdot g \quad (37)$$

$$F_g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N}$$

Určení ohybového napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_g \cdot l}{4 \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad (38)$$

$$\sigma_o = \frac{1962 \cdot 75}{4 \cdot \frac{\pi \cdot 17^3}{32}} = 142,4 \text{ MPa}$$

Určení napětí ve vrubu hřídele

$$\sigma_{o1} = \sigma_o \cdot \alpha \quad (39)$$

$$\sigma_{o1} = 142,4 \cdot 1,55 = 220,7$$

Součinitel bezpečnosti vůči R_e

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{o1}} \quad (40)$$

$$k = \frac{335}{220,7} = 1,52$$

Výsledná hodnota bezpečnosti není nikterak závažná, avšak postačující. Mimo to vzhledem k množství zjednodušujících faktorů lze předpokládat reálné hodnoty vyšší.

4.3 VÝPOČET ZÁKLADNÍ TRVANLIVOSTI KULIČKOVÝCH LOŽISEK

Dále stanovíme dobu životnosti kuličkových ložisek, tedy ložisek podepírajících klikovou hřídel a dvouřadých ložisek uložení malých kol. Výpočet provádíme podle [29].

6004-2RSH

Jak vyplývá z 2.4 největší síla působící v oku ojnice bude přibližně $F_o = 410 \text{ N}$. Vzhledem k tomu že zde žádná další síla nepůsobí, lze tuto hodnotu prohlásit za dvojnásobek dynamického ekvivalentního zatížení P . Dále tedy platí:

$P = 205 \text{ [N]}$ dynamického ekvivalentního zatížení,

$a = 3 \text{ [-]}$ součinitel ložiska s bodovým stykem,

$C = 9,95 \text{ [kN]}$ základní dynamická únosnost[22].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a 10^6 \quad (41)$$

$$L_{10} = \left(\frac{9\,950}{205}\right)^3 10^6 = 1,143 \cdot 10^{11} \text{ s}^{-1}$$

Výpočtem bylo zjištěno, že ložisko je za daných podmínek schopno vykonat až $1,143 \cdot 10^{11}$ cyklů.

3206-2RSH

Obdobně postupujeme i u tohoto dvouřadého ložiska, použitého v nábojích kol, jen u dynamického ekvivalentního zatížení, pomíjíme axiální síly, které se u železničních kol běžně objevují. Místo nich však budeme pro toto ložisko počítat s plným radiálním zatížením od gravitační síly, tedy:

$P = 1962$ [N] dynamického ekvivalentního zatížení,

$a = 3$ [-] součinitel ložiska s bodovým stykem,

$C = 30,5$ [kN] základní dynamická únosnost[22].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a 10^6 \tag{42}$$

$$L_{10} = \left(\frac{30500}{1962}\right)^3 10^6 = 3,757 \cdot 10^9 \text{ s}^{-1}$$

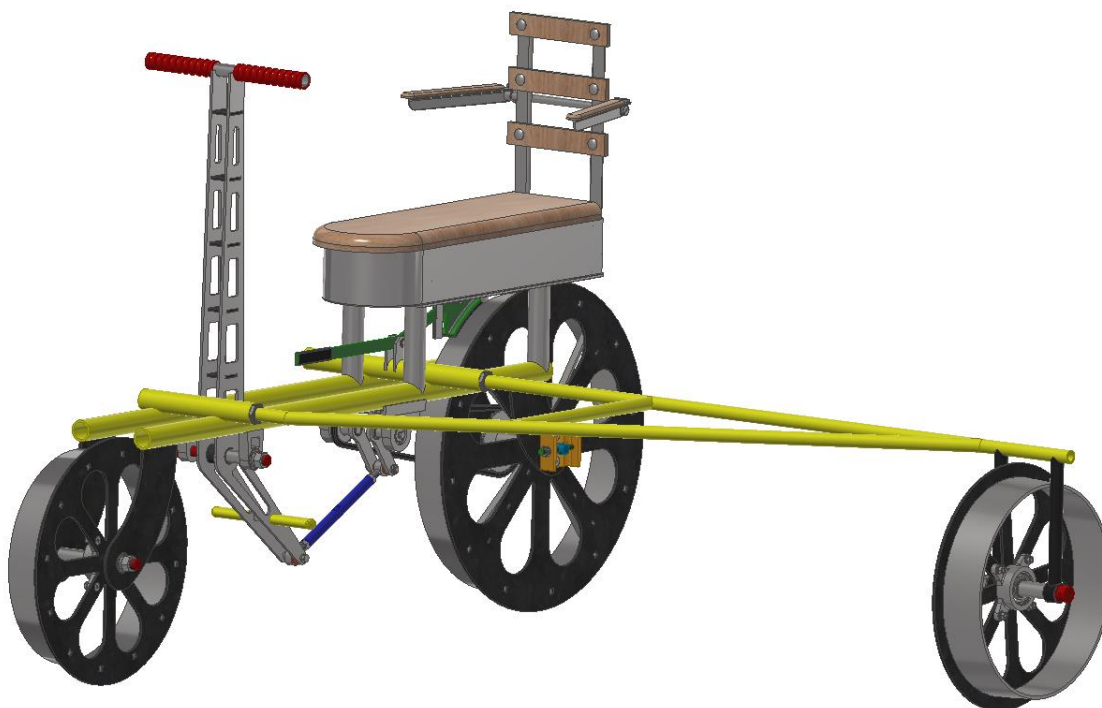
Ačkoli jsme zjistili, že při stanovených podmínkách, dojde k překročení trvanlivosti tohoto ložiska daleko dříve, stále se pohybujeme v dost vysokých číslech. Jen pro představu, by toto ložisko dosáhlo své trvanlivosti při stejném zatížení a neustálém provozu, téměř po 27 letech.

ZÁVĚR

Finálním výstupem této práce by měla být kompletní výkresová dokumentace. Ta bude vyhotovena s přihlédnutím na technické požadavky jednotlivých součástí uvedených výše. A především s ohledem na co nejjednodušším způsobům výroby celé drezíny.

Při návrhu této drezíny jsme se potýkali s mnohými obtížemi i záludnostmi. Téměř pro každou součást tohoto vozidla bylo navrženo i několik konstrukčních variant, ze kterých jsou zde uváděny vždy jen ty které byly vyhodnoceny jako nejpraktičtější.

Technicky nejnáročnější poté zřejmě bylo vypracování návrhu koncepce svařovaného železničního kola, které by bylo dostatečně odlehčené a vhodné pro tyto účely a zároveň aby vykazovalo patričnou tuhost. Konstrukční náročnost těchto kol poté dokazuje i to, že jako celek se jedná no nejtěžší část zařízení což mělo následný dopad na rozdíl mezi maximální požadovanou hmotností a skutečnou hmotností výsledného návrh, viz. *obr. 49*. Tuto hmotnost jsme nakonec překročili o přibližně 10 kg a dosáhli jsem hmotnosti cca 91 kg, což je ovšem ještě stále nižší hodnota, než s jakou jsme počítali při výpočtu jízdních odporů.



Obr. 49 Finální vzhled drezíny

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] CLARK, Mason. *Sheffield handcar catalog*. *Railroadhandcar* [online]. 13. 05. 2025 [cit. 2025-05-14]. Dostupné z: <http://www.railroadhandcar.com/history/catalog/sheffield/105f.pdf>
- [2] MICHIGAN DEPARTMENT OF TRANSPORTATION. *Michigan's Railroad History 1825–2014*. [online]. [Lansing]: Michigan Department of Transportation, 2014 [cit. 2025-05-16]. Dostupné z: <https://www.michigan.gov/-/media/Project/Websites/MDOT/Travel/Mobility/Rail/Michigan-Railroad-History.pdf?rev=0e687838f8a540ae823113f2648e9015>
- [3] TRŮNEČEK, Josef. Bicykl pro jízdu na kolejích. *Vynálezy a pokroky*. 4. 11. 1910, s. 63.
- [4] BRABENEC, Daniel. Novinky. *Stránky Přátel Železnic* [online]. Červenec 2012 [cit. 2025-05-14]. Dostupné z: <https://spz.logout.cz/novinky/novinky.php?rok=2012&mesic=7>
- [5] MĚSTO PŘÍBOR. *Inspektorská drezína Tatra* [online obrazový dokument]. Příbor: Město Příbor, [neuvedeno] [cit. 2025-05-16]. Dostupné z: <https://www.pribor.cz/base/files/images/356/59213-Inspektorska-drezina-Tatra.jpg>
- [6] Heereswaffenamt. Dienstvorschrift D 1159/3. Volkswagen (Typ 82), schienengängig: Gerätbeschreibung, Bedienungsanweisung und Ersatzteilliste. 1. dubna 1944.
- [7] A11 TV. CESTOSKOP ZUBRNICE [online]. [cit. 2025-05-21]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=VO7ZZtqO3Zo>. Čas 10:41.
- [8] KERŠLÁGER, Milan. *Fotografie drezíny* [online]. Lovečkovice, 21. 7. 2023 [cit. 2025-05-14]. Dostupné z: <https://mapy.com/en/zakladni?source=firm&id=13346143&gallery=1&sourcep=ffoto&idp=8719850&x=14.7074011&y=50.3351553&z=8>
- [9] NOAA PHOTO LIBRARY. *The sun setting over the ocean* [obrázek]. [online]. 2011 [cit. 2025-05-14]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/noaaphotolib/5573775791/>
- [10] MIČKAL, Karel. *Strojnictví: části strojů : pro učební a studijní obory SOU a SOŠ*. Praha: Sobotáles, 1995. ISBN 80-85920-01-8.
- [11] NASA Johnson Space Center. *Man-Systems Integration Standards: NASA-STD-3000, Volume 1–2* [online]. Houston: NASA, 1995 [cit. 2025-05-17]. Dostupné z: <https://msis.jsc.nasa.gov>
- [12] Wikipedie. *Valivý odpor*. [online]. [cit. 2025-05-17]. Dostupné z: https://cs.m.wikipedia.org/wiki/Valiv%C3%BD_odpor
- [13] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel* /. Vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. ISBN 80-239-0024-2.
- [14] PĚKNÝ, Antonín. *Části strojů*. Praha: Státní zemědělské nakladatelství, 1972.

- [15] HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. *Fyzika 1. 2. přeprac. vyd.* Brno: VUTIUM, 2013. ISBN 978-80-214-4123-1.
- [16] Český normalizační institut. *ČSN 73 6360 – Geometrické parametry koleje*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [17] *Railway applications – Track – Track gauge (Standard gauge of 1435 mm)* [norma]. Mezinárodní unie železnic (UIC), 2017.
- [18] GHH-BONATRANS. *Kola* [online]. Bohumín: GHH-BONATRANS, [neuvedeno] [cit. 2025-05-16]. Dostupné z: <https://www.ghh-bonatrans.com/cs/produkty-a-sluzby/kola/>
- [19] PAVČO, Jaromír. *A rail wheel*. CZ310268. Česká republika, 2025.
- [20] DOSTÁL, Josef a HELLER, Petr. *Kolejová vozidla I*. Vyd. 2., přeprac. V Plzni: Západočeská univerzita, 2010. ISBN 978-80-7043-960-9.
- [21] MOUDRÝ, Alois a KOS, Josef. *JAWA – Katalog náhradních dílů a příslušenství pro motocykly – Jawa 250 ccm, Jawa 350 ccm*. 1957.
- [22] SKF. *Vysoce přesná ložiska* [online]. [cit. 2025-05-15]. Dostupné z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf
- [23] Deutsches Institut für Normung. *DIN EN ISO 15983 – Blind rivets – Dome head, countersunk head and large head*. Berlin: Beuth Verlag, 2015.
- [24] SKF. *PCM 252840 E* [online]. [cit. 2025-05-16]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/productid-PCM%20252840%20E>
- [25] RENOLD, Hans. *DRIVE-CHAIN*. US690317 (A). Manchester; England, 31. 12. 1901.
- [26] SVOBODA, Pavel a BRANDEJS, Jan. *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. Brno: CERM, 2019. UIC. *UIC 530-2*:
- [27] iwis antriebssysteme GmbH & Co. KG. *Roller chain 081-1 – ELITE* [online]. [Mnichov]: iwis, [neuvedeno], [cit. 2025-05-16]. Dostupné z: <https://www.iwis.com/en-en/print-product/3349>
- [28] JANÍČEK, Přemysl; ONDRÁČEK, Emanuel; VRBKA, Jan a BURŠA, Jiří. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I. 3.*, přepracované vydání, v Akademickém nakladatelství CERM 1. Brno: CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-X.
- [29] VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. 11. cvičení [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, [cit. 2025-05-19]. Dostupné z: https://moodle.vut.cz/pluginfile.php/903929/mod_resource/content/20/11.%20cviceni.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ČSN		Česká technická norma
KM		Označení matice dle staré normy
KŽM		Klub železničních modelářů
M		Značka metrického závitu
MB		Označení pružné podložky dle staré normy
PTFE		Polytetrafluorethylen, lidově zvaný „teflon“
RSH		Označení ložiska těsněného pryží
DÚ		Dolní úvrat'
HÚ		Horní úvrat'
a	[m·s ⁻²]	Zrychlení drezíny
a	[-]	Součinitel ložiska s bodovým stykem
b	[m]	Pomocný rozměr geometrického výpočtu
b_1	[m]	Pomocný rozměr geometrického výpočtu DÚ
b_1	[m]	Pomocný rozměr geometrického výpočtu HÚ
b_a	[m]	Hodnota zaoblení zubu
b_f	[m]	Šířka zubu
c	[m]	Vzdálenost os vahadla a kliky
C	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska
d	[m]	Průměr válečku řetězu
D_1	[m]	Průměr roztečné kružnice pastorku
D_2	[m]	Průměr roztečné kružnice kola
D_{a1}	[m]	Průměr hlavové kružnice pastorku
D_{a2}	[m]	Průměr hlavové kružnice kola
D_{f1}	[m]	Průměr patní kružnice pastorku
D_{f2}	[m]	Průměr patní kružnice kola
F	[N]	Síla na dolním rameni vahadla
F'	[N]	Síla vyvozená rukou
F_g	[N]	Tíhová síla
F_{HN}	[N]	Hnací síla
F_o	[N]	Síla přenášená ojnicí
F_R	[N]	Radiální složka síly
G	[m]	Označení rozměru Grashofova mechanismu

g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení na povrchu Země
i_{sk}	[-]	Skutečný převodový poměr
i_{teor}	[-]	Teoretický převodový poměr
k	[-]	Součinitel bezpečnosti rozjezdu
k	[-]	Součinitel bezpečnosti
L	[m]	Označení rozměru Grashofova mechanismu
l	[m]	Ohýbaná délka osy
L_{10}	[s ⁻¹]	Počet otáček trvanlivosti ložiska
L_o	[m]	Délka ojnice
L_v	[m]	Délka horního ramene vahadla
l_v	[m]	Délka dolního ramene vahadla
l_v'	[m]	Pomocná délka dolního ramene vahadla
M_i	[kg]	Odhadovaná provozní hmotnost drezíny
M_{K1}	[Nm]	Kroutící moment na klikovém hřídeli
M_{K2}	[Nm]	Kroutící moment na hnaném kole
M_o	[Nm]	Ohybový moment
N	[N]	Normálová síla
O_f	[N]	Valivý odpor
O_s	[N]	Odpor stoupání
O_v	[N]	Odpor rotujících hmot
P	[m]	Označení rozměru Grashofova mechanismu
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení
r_e	[m]	Poloměr boku zubu
Re	[MPa]	Mez kluzu
r_k	[m]	Poloměr kliky
R_K	[m]	Poloměr hnaného kola
S	[m]	Označení rozměru Grashofova mechanismu
T	[N]	Tečná složka síly
t	[m]	Rozteč řetězu
W_o	[m ³]	Moment průřezu
z_1	[-]	Počet zubů pastorku
z_2	[-]	Počet zubů kola
z_v	[m]	Velikost zdvihu horního ramene vahadla

$z_{V'}$	[m]	Velikost zdvihu dolního ramene vahadla
α	[-]	Součinitel vrubu
α_1	[°]	Úhel rozevření
α_2	[°]	Úhel rozevření
α_K	[°]	Úhel natočení kliky
α_T	[°]	Sklon trati
α_v	[°]	Úhel zdvihu vahadla
β	[°]	Pomocný úhel geometrického výpočtu
β_1	[°]	Pomocný úhel geometrického výpočtu DÚ
β_2	[°]	Pomocný úhel geometrického výpočtu HÚ
β_K	[°]	Úhel natočení ojnice
ε	[°]	Úhel rozevření vahadla
ξ	[m]	Rameno valivého odporu
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{o1}	[MPa]	Ohybové napětí ve vrubu
ϑ	[-]	Součinitel odporu valivých hmot

SEZNAM PŘÍLOH

NÁZEV DÍLCE/PODSESTAVY	PŘÍSLUŠNÁ SESTAVA
Drezína sestava	00
Běhoun rozvin	01
Boční kolo	01
Kolo velké svařenec	01
Opěrný kroužek	01
Osa zadního kola	01
Řetězové kolo 30 z	01
Spojka	01
Výztuha	01
Lůžko dvouradého ložiska 3206	02
Osa přední - boční	02
Pouzdro osy	02
Pouzdro osy	03
Madlo	06
Náboj	06
Plát vahadla	06
Pouzdro dolní	06
Středící pouzdro	06
Stupačka	06
Uložení osy	06
Výztuha	06
Hlava	07
Sestava ojnice	07
Šroub	07
Tyč ojnice	07
Vahadlo	07