



# Konstrukce nízkoenergetického zařízení pro dopravu objektů v materiálovém toku

## Disertační práce

*Studijní program:*

P2302 Stroje a zařízení

*Studijní obor:*

Konstrukce strojů a zařízení

*Autor práce:*

**Ing. Tomáš Riegr**

*Školitel práce:*

doc. Dr. Ing. Ivan Mašín

Katedra částí a mechanismů strojů



# Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Disertační práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že texty tištěné verze práce a elektronické verze práce vložené do IS/STAG se shodují.

28. srpna 2019

Ing. Tomáš Riegr

## **Anotace**

Obecná potřeba přepravy objektů je jednou ze základních součástí většiny lidských činností. Překládaná práce se zaměřuje pouze na úzkou oblast přepravy objektů v materiálovém toku výrobního procesu a snaží se řešit energetické, ergonomické a ekologické aspekty daných transferů.

Interní transfer objektů v materiálovém toku je součástí každého výrobního procesu. Ať už se jedná o přepravu mezi dvěma přípravky, stroji nebo výrobními systémy. Tato doprava je tedy přítomná v každém výrobním procesu. Z hlediska přístupu jejich tvůrců k tomuto segmentu dodávky se ale během jeho návrhu a použitého řešení nejedná o hlavní prvek dodávaného zařízení. Z tohoto pohledu je proces mezioperační dopravy často opomíjenou součástí výrobních systémů a je řešen běžnými konstrukcemi, které s sebou často přinášejí ergonomické a ekonomické nevýhody. Přestože tento segment dodávek není považován za problematický a nejsou tedy ani ve většině případů zákazníci požadovaná nová řešení odstraňující nevýhody současných konstrukcí, je potenciálem značných finančních úspor.

Z tohoto důvodu se předkládaná práce zabývá návrhem nových řešení mezioperačních transferů objektů v materiálovém toku, která by vyžadovala nulovou nebo minimální dodávku externích energií a nevyžadovala ani žádnou obsluhu operátorem.

K dosažení tohoto cíle jsou využity rozbory známých řešení, které ale nebyly dosud teoreticky zpracované. Na základě zjištěných nedostatků byly pak navrženy řešení nová definovaná s pomocí moderních metod inovačního inženýrství jako je funkčně objektová analýza nebo nástroje inovační kreativity sloučené v metodice TRIZ.

Výsledkem předkládané práce je funkční model nového prostředku pro transfer objektů v materiálovém toku využívající ke svému pohonu část gravitační síly vyvozené přepravovaným objektem. Jedná se ve srovnání s původně realizovaným modelem o konstrukčně jednodušší řešení využívající nových kompozitních materiálů.

Takto zpracovaný návrh nového prostředku pro transfer objektů v materiálovém toku publikovaný v předkládané práci společně výsledky jeho testů a porovnání s jeho původní standardně řešenou variantou, se mohou stát výchozím bodem pro budoucí konstrukce podobných zařízení v různých oblastech interních transportů.

## **Klíčová slova**

Mezioperační doprava, spotřeba energie, karakuri mechanismy, tlumené kmitání, Maple, kompozitní tvarové pružiny

## **Annotation**

The general need to transport objects is one of the basic components of most human activities. The submitted work focuses only on the narrow area of transport of objects in the material flow of the production process and tries to solve the energy, ergonomic and environmental aspects of the transfers.

Internal transfer of objects in the material flow is part of every production process. Whether transporting between two jigs, machines or production systems. This transport is therefore present in every production process. However, from the point of view of their creators' access to this segment of supply, it is not the main element of the supplied equipment during its design and solution. From this point of view, the process of in-service transport is often neglected part of production facilities and is solved by common constructions, which often bring with them ergonomic and economic disadvantages. Although this supply segment is not considered to be problematic and therefore, in most cases, new solutions are not required by customers to eliminate the disadvantages of current designs, it has the potential of significant financial savings.

For this reason, the present work deals with the design of new solutions for in-process transfer of objects in the material flow, which would require zero or minimal supply of external energy and require no operator.

To achieve this goal, analyzes of known solutions are used, but they have not been theoretically worked out yet. Based on the identified shortcomings, new solutions were designed with the help of modern methods of innovative engineering such as functionally object analysis or tools of innovative creativity combined in the TRIZ methodology.

The result of this work is a functional model of a new means for transfer of objects in the material flow using for its propulsion a part of the gravitational force exerted by the transported object. Compared to the originally realized model, it is a structurally simpler solution using new composite materials.

The elaborated design of a new device for object transfer in material flow published in this work together with the results of its tests and comparison with its original standard solution, can become a starting point for future constructions of similar devices in various areas of internal transport.

## **Keywords**

Interoperative transport, energy consumption, karakuri mechanisms, damped vibration, Maple, shaped composite springs

## Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů .....	9
1. Úvod.....	11
2. Přehled současného stavu problematiky spotřeby energií .....	12
2.1 Celková světová spotřeba energie a její vývoj v letech 1990 – 2018 .....	12
2.2 Celková světová spotřeba elektrické energie v letech 1990 – 2018.....	13
3. Současný stav používaných řešení pro transfer objektů v materiálovém toku .....	14
3.1 Ruční manipulační vozík.....	15
3.2 Gravitační válečkový dopravník .....	16
3.3 Dopravník poháněný externí energií .....	17
3.3.1 Elektrický poháněný válečkový dopravník .....	18
3.3.2 Elektrický, ručně vedený vozík .....	20
3.3.3 AGV – Automated guided vehicles - automaticky řízené vozíky .....	21
3.4 Shrnutí současného stavu řešené problematiky a cíl práce .....	22
4. Formulace a modelování inovačního problému.....	23
4.1 Funkčně objektová analýza .....	24
4.2 Funkčně objektová analýza ručního manipulačního vozíku .....	26
5. Trimming .....	28
6. Karakuri mechanismy – potenciál řešení nových nízkoenergetických zařízení pro transfer objektů v materiálovém toku.....	30
6.1 Karakuri skluz .....	34
6.1.1 Konstrukce a popis funkce .....	34
6.1.2 Zhodnocení získaných poznatků .....	36
6.2 Karakuri dopravník s protizávažím .....	37
6.2.1 Konstrukce a popis funkce .....	37
6.2.2 Silové poměry na karakuri dopravníku s protizávažím a stanovení jeho parametrů pro spolehlivou funkci.....	39

6.2.3	Pohybová rovnice karakuri dopravníku s protizávažím .....	41
6.2.4	Řešení přímočarého pohybu rovnoměrného na dopravníku s protizávažím .....	43
6.2.5	Zhodnocení poznatků o karakuri dopravníku s protizávažím .....	57
6.3	Karakuri kyvadlo .....	57
6.3.1	Konstrukce a popis funkce .....	58
6.3.2	Zhodnocení poznatků o karakuri kyvadle .....	59
6.4	Karakuri vozík a jeho funkce .....	59
6.4.1	Konstrukce karakuri vozíku .....	61
6.4.2	Aplikace pokročilých metod mechaniky na karakuri vozíku .....	66
6.4.3	Experimentální analýza dynamického chování Karakuri vozíku .....	72
6.4.4	Analýza naměřených hodnot a návrh dalšího směru vývoje: .....	74
7.	Návrh mechanismu pro zvýšení dojezdové vzdálenosti Karakuri vozíku .....	75
7.1	Experimentální analýza dynamického chování Karakuri vozíku se záchytnými mechanismy .....	77
7.2	Analýza naměření hodnot experimentu zvýšení přepravní vzdálenosti karakuri vozíků použitím záchytných mechanismů .....	78
7.3	Zhodnocení výsledků experimentu zvýšení přepravní vzdálenosti karakuri vozíků použitím záchytných mechanismů .....	79
8.	Návrh modifikovaného prostředku pro transfer objektů v materiálovém toku pomocí metod inovačního inženýrství .....	79
8.1	Technický rozpor v konstrukci gravitačního vozíku určeného pro transfer objektů v materiálovém toku .....	84
8.2	Aplikace pokročilých materiálů v konstrukcích pro transfer objektů .....	86
8.3	Plastové pružiny .....	86
8.3.1	Kompozitní materiály .....	88
8.3.2	Vyhodnocení poznatků o plastových pružinách .....	92
8.4	Návrh tvaru a FEM analýza kompozitních pružin .....	92
8.4.1	Stanovení mechanických vlastností použitého kompozitního materiálu .....	93



8.4.2	Modelování požadovaného tvaru pružiny v software ANSYS 2019 R1 .....	97
8.5	Výroba navržené kompozitní pružiny .....	99
8.5.1	Výroba formy .....	99
8.5.2	Ruční laminování.....	100
8.5.3	Ořez technologických okrajů.....	102
8.5.4	Ověření výsledné tuhosti kompozitní pružiny.....	102
8.6	Návrh nového typu nízkoenergetického zařízení pro transfer objektů v materiálovém toku .....	104
8.6.1	Konstrukční návrh vozíku s použitím kompozitních pružin.....	104
8.6.2	Měření dynamického chování funkčního modelu samočinného vozíku s tvarovými kompozitními pružinami .....	106
8.6.3	Analýza naměřených hodnot dynamického chování vozíku s kompozitními pružinami.....	109
8.7	Porovnání výsledků měření na obou typech realizovaných verzí gravitačního vozíku .....	110
8.7.1	Srovnání hmotností.....	110
8.7.2	Srovnání dynamických vlastností .....	111
9.	Závěr .....	112
10.	Přínosy práce a doporučení pro další výzkum .....	114
10.1	Přínos pro vědu.....	114
10.2	Přínos pro praxi .....	114
10.3	Doporučení pro další výzkum .....	115
11.	Seznam použité literatury .....	116
12.	Publikace autora .....	119
13.	Poděkování .....	120
14.	Přílohy .....	121

## Seznam použitých zkratek a symbolů

$m_r$	hmotnost rámu–podvozku-včetně převodovky	[kg]
$m_{br}$	hmotnost obalu+přepravovaného předmětu+horního rámu+hřebenu	[kg]
$m_b$	hmotnost přepravního boxu gravitačního dopravníku	[kg]
$m_z$	hmotnost protizávaží gravitačního dopravníku	[kg]
$m_p$	hmotnost dopravovaného předmětu	[kg]
$m_1$	hmotnost ozubeného kola 1 převodovky	[kg]
$m_2$	hmotnost ozubeného kola 2 převodovky	[kg]
$m_{si}$	hmotnost i-tého pojezdového soukolí přepravního mechanismu	[kg]
$m_r^*$	redukovaná hmotnost na rám mechanismu	[kg]
$J_i$	moment setrvačnosti i-tého ozubeného kola převodovky	[kgm <sup>2</sup> ]
$J_{si}$	moment setrvačnosti i-tého pojezdového soukolí	[kgm <sup>2</sup> ]
$\phi_i$	úhel otáčení i-tého ozubeného převodovky	[rad]
$\phi_s$	úhel otáčení pojezdových kol a kola 4	[rad]
$r$	poloměr malého kola převodu gravitačního dopravníku	[m]
$R$	poloměr velkého kola převodu gravitačního dopravníku	[m]
$r_i$	poloměr i-tého ozubeného kola převodovky	[m]
$r_k$	poloměr kola přepravního mechanismu	[m]
$L$	přepravní vzdálenost dopravníků	[m]
$L'$	délka gravitačního dopravníku s protizávažím	[m]
$H, h$	výšky gravitačního dopravníku	[m]
$s$	ujetá dráha	[m]
$F_v$	valivý odpor	[N]
$F_t$	třecí síla	[N]
$F_n$	normálová síla	[N]
$F_b$	brzdící síla	[N]
$F_r$	redukovaná síla	[N]
$F_p$	síla pružiny	[N]
$\alpha$	úhel sklonu gravitačního dopravníku	[°]
$\xi$	rameno valivého odporu	[m]
$g$	gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$k$	tuhost pružin	[N/mm]
$\sigma_{Pt}$	mez pevnosti v tahu	[MPa]

E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
$\rho$	hustota	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\varepsilon$	poměrné prodloužení	[%]
$\gamma$	poměrné zkosení	[%]
$N_{x,y,z}$	příčné síly v laminátu v osách	[N]
$M_{x,y,z}$	příčné momenty v laminátu k osám	[Nm]
$h_i$	tloušťka vrstvy laminátu i-té vrstvy	[m]
$k_i$	křivost střednicové plochy i	[m <sup>-1</sup> ]
$G_p$	gravitační síla přepravovaného tělesa	[N]
$G_z$	gravitační síla protizávaží	[N]
$T_p$	setrvačná síla přepravovaného tělesa	[N]
$G_v$	gravitační síla vozíku	[N]
$T_{vo}$	valivý odpor vozíku	[N]
$T_v$	setrvačná síla vozíku	[N]
$T_p$	setrvačná síla přepravovaného tělesa	[N]
$T_z$	setrvačná síla vozíku	[N]
Z	zdvih pružin	[m]
m	hmotnost závaží regulátoru	[kg]
$m_d$	hmotnost třecí desky vč. objímky (síla Z = $m_d g$ )	[kg]
r	délka ramene k závaží	[m]
$l_z$	délka ramene protizávaží rotačního dopravníku	[m]
$l_p$	délka ramene přepravy rotačního dopravníku	[m]
$\varphi$	úhel otáčení	[rad]
$\varphi_0$	klidový úhel ramene rotačního dopravníku (pro daný model činí 30°)	[rad]
O	odstředivá síla	[N]

## 1. Úvod

Úspora energií – tento základní ekonomický a ekologický požadavek lidstva se odráží v mnoha činnostech vědy a techniky posledních desetiletích. Efektivní využívání již existujících zdrojů energií a hledání nových cest jejich úspor, je nutným předpokladem pro další život na Zemi. Snižující se zásoby fosilních zdrojů energií, společně se vzrůstající spotřebou energií v celosvětovém měřítku, jsou hlavními důvody nutnosti nacházení nových technických řešení ve všech oblastech lidské činnosti s minimalizovanou spotřebou zdrojové energie.

V posledních letech se i z důvodu nutnosti dalšího snižování nákladů (resp. elementárních časů) intenzivně rozvíjí specifická oblast tzv. *LCA (low cost automation)* orientovaná na využití „inherentních zdrojů“ (teplo, světlo, gravitace, pohyby lidí či zařízení) vyskytujících se ve výrobním procesu, které by běžně končily bez využití.

Jedním z příspěvků k této snaze je i představovaná práce zabývající se hledáním nových cest, jak zajistit dopravu objektů ve výrobním toku mezi dvěma body při minimální nebo nulové dodatečné potřebě energie pro tento pohyb.

V posledních letech proniká do mnoha oblastí průmyslu elektronika spojená se snahou využití přeměny solární energie na elektrickou a následným použitím pro pohony různých zařízení. Tento trend naráží na stále nedořešenou problematiku akumulace energie ve chvílích jejího přebytku a obecně drahou použitou technologií.

Jednou z cest, jak přispět ke snižování spotřeby energií je zavádění nízkoenergetických řešení i v takových oblastech průmyslu, ve kterých se dnes využívají všeobecně známá řešení, se kterými je obecná spokojenost a není v podstatě požadavek na jejich další vývoj směrem ke snižování jejich energetické náročnosti.

Z výše uvedeného vyplývá základní zaměření dané práce – studium možností využití klasické mechaniky pro realizaci nového typu prostředku pro transfer objektu v materiálovém toku při minimálních nákladech na jeho zavedení. Při tomto výzkumu bude využito posledních poznatků z oblasti mechaniky, nových metod inovačního inženýrství, nástrojů systematické kreativity a moderních materiálů s možností uplatnění těchto poznatků v navrhované konstrukci.

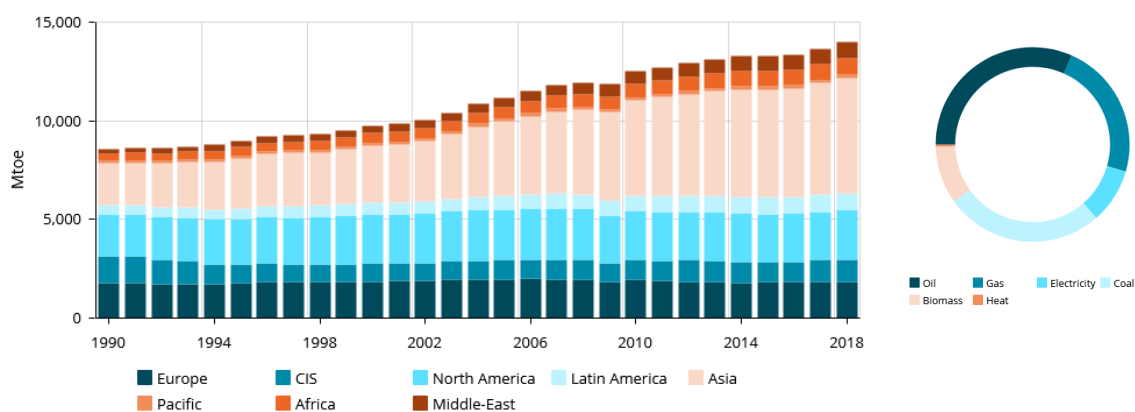
Všechny získané vědomosti a závěry budou ověřeny nejen matematickou simulací navržených modelů, ale i porovnáním takto získaných výsledků s měřením na realizovaných funkčních modelech.

Cílem práce je tedy navržení nového nízké – energetického prostředku sloužícího k transferu objektů v materiálovém toku splňující podmínku úspory energie vzhledem k současnosti využívaným řešením při zohlednění ergonomických požadavků budoucích uživatelů.

## 2. Přehled současného stavu problematiky spotřeby energií

### 2.1 Celková světová spotřeba energie a její vývoj v letech 1990 – 2018

Jak je uvedeno v přehledu spotřeb energií za období 1990 – 2018 [1] a je zřejmé i z aktuálního grafu znázorněném na Obr. 2.1-1: Trend vývoje celkové spotřeby energie v letech 1990 – 2018, každým rokem vzrůstá světová spotřeba energie. Nejinak tomu bylo i v roce 2018, kdy v meziročním porovnání s rokem 2017 došlo k dalšímu nárůstu o + 2,3 % [1]. Tento nárůst spotřeby byl způsoben opakovaným celosvětovým pokračujícím růstem poptávky po elektřině a plynu.



Obr. 2.1-1: Trend vývoje celkové spotřeby energie v letech 1990 – 2018 (1)

Celosvětová spotřeba energie v roce 2018 opět výrazně vzrostla díky trvalému hospodářskému růstu v Číně (nárůst spotřeby 3,7 % mezi roky 2017/2018). Čína si tak drží pozici největšího spotřebitele energie na světě od roku 2009. Čínská spotřeba energie tak zaznamenala svůj nejvyšší meziroční růst od roku 2012. Důvodem této skutečnosti je stále vzrůstající průmyslová poptávka po všech druzích energií a s rostoucím vozovým parkem dopravních prostředků spojená poptávka po příslušných palivech.

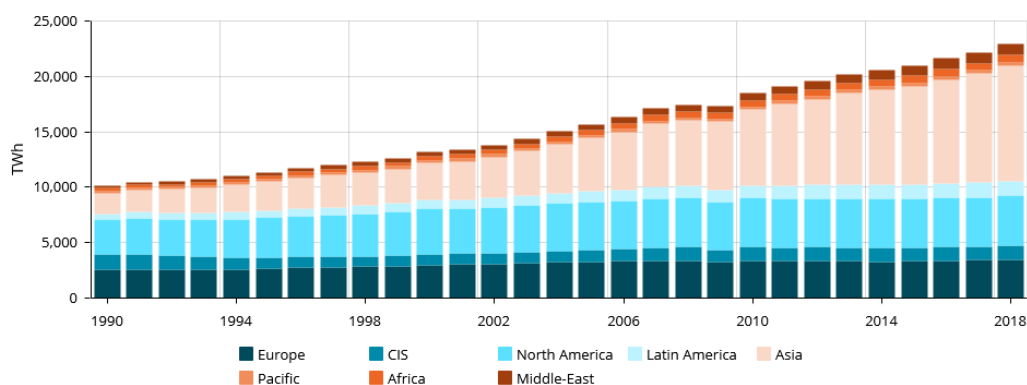
Celková spotřeba energie ve Spojených státech dosáhla v roce 2018 rekordního maxima 2,3 Gtoe, což je o 3,5 % více než v roce 2017. Tento fakt je částečně ovlivněn povětrnostními

podmínkami posledních let v dané části světa a tím spojená spotřeba energie pro vytápění (chladné zimy) a klimatizování budov (horká léta).

Naopak v Evropské unii se celková spotřeba energie snížila (-1 %), a to zejména v Německu (-3,5 %), částečně v důsledku klesající spotřeby v energetickém sektoru, mírnější zimy, snižování spotřeby a zlepšování energetické účinnosti [1].

## 2.2 Celková světová spotřeba elektrické energie v letech 1990 – 2018

Specifickou oblastí spotřeby energie je oblast poptávky po energii elektrické. Zde se globální spotřeba této energie v roce 2018 opět zvýšila o + 3,5 % oproti roku 2017 [1].



Obr. 2.2-1: Trend spotřeby elektrické energie 1990 – 2019 (1)

K největšímu nárůstu světové spotřeby elektřiny došlo v Asii (80 % všeho navýšení, 60 % z této hodnoty tvoří podíl Číny). Poptávka po elektřině v Číně je opět v souladu s jejím hospodářským růstem.

Spotřeba elektřiny ve Spojených státech, která v roce 2017 klesla o 1 %, se v roce 2018 zotavila (+ 2,2 %). Většina z tohoto nárůstu pocházela ze bytového sektoru (+ 6,2 %), zejména v důsledku zvýšené spotřeby elektřiny u spotřebičů představujících přibližně polovinu spotřeby elektřiny a klimatizací (téměř 90 % amerických domácností používá centralizovaný nebo vlastní individuální klimatizační jednotky) [1].

Zajímavý je vývoj spotřeby elektrické energie v Evropě. Stejně jako v roce 2017 zůstala spotřeba elektřiny celkově v roce 2018 v západní Evropě stabilní (žádný výrazný hospodářský extenzivní vývoj), ve východní části Evropy ale stoupala (Polsko, Turecko). Tento růst je dán rozšiřováním průmyslu v daných zemích a obecně růstem životní úrovně (navýšení počtu domácích elektrospotřebičů a klimatizačních jednotek) [1].

Zeměmi s největším růstem poptávky po elektrické energii je skupina států označovaná jako BRICS (zkratkovité označení společného hospodářského uskupení Brazílie, Ruska, Indie, Číny a Jižní Afriky), která se na navýšení poptávky mezi lety 2010-2018 podílela z 72 %. Ve všech těchto zemích je zvýšená spotřeba daná hospodářským růstem a s tím spojeným zaváděním nových elektrických spotřebičů [1].

Z výše uvedených přehledů vyplývá jasný závěr – obecná celosvětová spotřeba energie každým rokem roste a tento trend bude zachován i v budoucnosti. Důvodem je pokračující hospodářský rozvoj v zemích s vysokým počtem obyvatelstva (Čína, Indie) spojený se zvyšováním životní úrovně – zlepšením životní úrovně.

Jednou z hlavních celosvětových oblastí spotřebovávající energii je doprava v jejich různých podobách.

Z hlediska spotřeby energií neprávem opomíjenou oblastí je mezioperační transfer objektů v materiálovém toku. Tato nedílná součást každého výrobního a logistického řetězce není současnými výrobními podniky pokládána za rozhodující položku spotřeby energie (elektrické, stlačený vzduch atd.) a proto není ani řešena. Jedná se ale nedílnou součástí energetické spotřeby procesu a z tohoto důvodu je tématem předkládané práce.

### **3. Současný stav používaných řešení pro transfer objektů v materiálovém toku**

Jak již bylo uvedeno v kap.2.2 je mezioperační transfer objektů v materiálovém toku nedílnou součástí každého výrobního a logistického řetězce. Z požadovaných přepravovaných parametrů jako je přepravní vzdálenost, hmotnost a rozměry přepravovaného předmětu, rychlost přepravy a počet přepravovaných jednotek za určitý časový úsek vychází i navržený způsob přepravy.

V současné době jsou pro transfer objektů v materiálovém toku v praxi využívány obecně známá řešení používající pro pohon dopravovaných předmětů následující principů:

- Ruční pohon
- Gravitace
- Externí energie

Všechny uvedené způsoby pohonů mají své charakteristické vlastnosti s výhodami a nevýhodami vyplývajícími z jejich konstrukčních principů.

### 3.1 Ruční manipulační vozík

Ruční manipulační vozíky viz Obr. 3.1-1: Ruční manipulační vozík jsou v současné době nejjednoduššími a běžně používanými prostředky pro transfer objektů v materiálovém toku. Vyrábí se na zakázku (externí firmy nebo svépomocí) dle rozměrových a hmotnostních požadavků přepravovaného objektu.

#### Výhody a nevýhody ručních manipulačních vozíků:

- ✓ jednoduchá konstrukce s možností použití stavebnicových systémů
- ✓ nízká cena
- ✓ rozměry dle požadavku přepravovaného předmětu
- ✓ možnost přepravy na libovolnou vzdálenost
- nutnost obsluhy operátorem
- ergonomická zátěž operátorů (natažené ruce, nutná síla pro rozjezd/brždění)
- nutnost kvalitního povrchu, po kterém vozík jezdí
- jednoúčelová konstrukce -> při změně rozměrů přepravovaného předmětu nutnost přestavby vozíku
- obtížná manipulace v případě přepravy těžších předmětů



Obr. 3.1-1: Ruční manipulační vozík



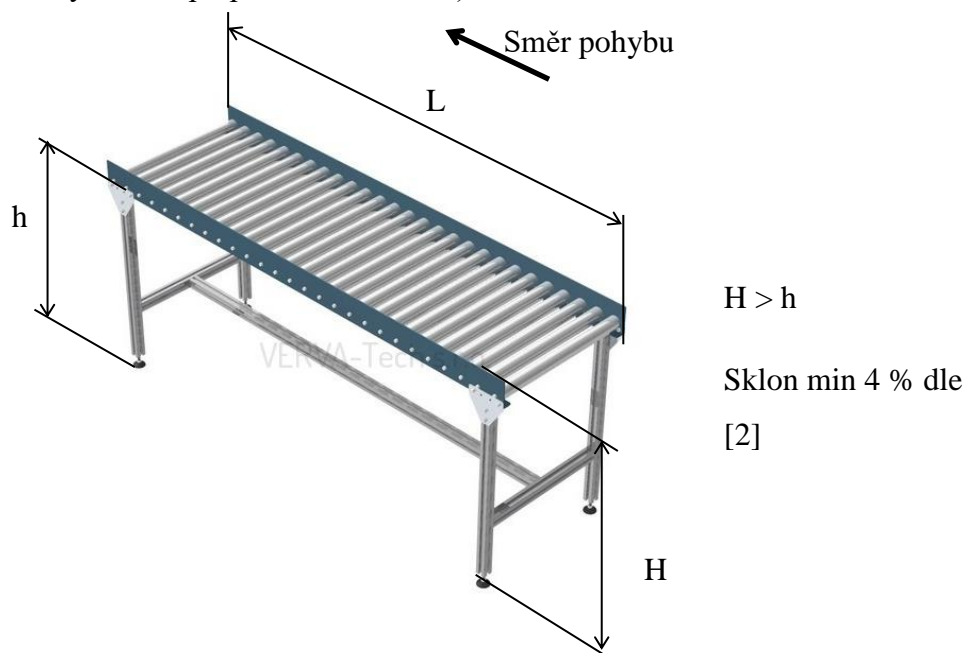
## 3.2 Gravitační válečkový dopravník

Gravitační válečkové dopravníky se používají k transferu objektů mezi dvěma místy bez nutnosti převedení externí energie. Mohou být různých šířek a provedení válců.

Relativně jednoduchá konstrukce válečkových dopravníků je tvořena nosnými profily, které jsou doplněny o bočnice nesoucí jednotlivé otočné válce. Dle potřeb je možné použít pro jednotlivé díly ocelové, hliníkové nebo i plastové profily. Průměr a počet válců na jednotku délky je dán rozměry přepravovaného tělesa a tvarem jeho částí, které přicházejí do kontaktu s válci. Materiál válečků je opět možné volit dle potřeb ocelové pozinkované, plastové, hliníkové nebo pogumované. Takové řešení nabízí například firma Haberkorn [2].

Základní parametry gravitačních válečkových dopravníků a tratí určuje norma ČSN 26 4501. Jak je zřejmé z konstrukce válečkových dopravníků, pohyb přepravovaného tělesa způsobuje složka gravitační síly přepravovaného tělesa působící ve směru přepravy. Její velikost je dána sklonem dopravníkové konstrukce. Sklon dopravníku (ověřeno na modelu) musí být nejméně 4 % [2]. Sklon by měl být navržen tak, aby přepravní rychlost předmětu se pohybovala do  $1 \text{ ms}^{-1}$  [2]

Na trhu je mnoho výrobců a dodavatelů uvedených konstrukcí, které jsou řešené na zakázku dle požadavků zákazníků vč. varianty klasického jednodílného skluzu pro nejjednodušší aplikace (lehké předměty, krátká přepravní vzdálenost)



Obr. 3.2-1: Gravitační válečkový dopravník – varianta přímý [2]

V případě potřeby je možné řešit gravitačními válečkovými dopravníky i dopravu v ohybech drah [2]



Obr. 3.2-2: Gravitační válečkový dopravník – varianta oblouk [2]

### **Výhody a nevýhody gravitačních válečkových dopravníků:**

- ✓ jednoduchá konstrukce s možností použití stavebnicových systémů
- ✓ relativně nízká cena
- ✓ rozměry dle požadavku přepravovaného předmětu
- ✓ bez požadavku na kvalitu povrchu podlahy
- nutný sklon dráhy = výškový rozdíl mezi výchozím a konečným přepravním místem
- nárazy přepravovaných dílů na konci dráhy skluzu z důvodu rovnoměrně zrychleného pohybu dílů ve skluzu
- fyzický kontakt mezi díly při dopravě – možnost poškození rázy

### **3.3 Dopravník poháněný externí energií**

Dopravníky využívající ke svému pohonu přivedenou externí energii – nejčastěji elektrickou popřípadě ve formě stlačeného vzduchu - slouží k transferu objektů mezi dvěma zvolenými stanovišti. Externí pohon zajišťuje spolehlivou dopravu na požadovanou vzdálenost předem zvolenou rychlostí. Existuje mnoho variant dopravníků rozdělovaných dle typu dodávané energie a použité konstrukce pohyblivých součástí.

Nejčastěji využívanou pohonnou energií těchto dopravníků je energie elektrická a dle jejich konstrukce se jedná o typy:

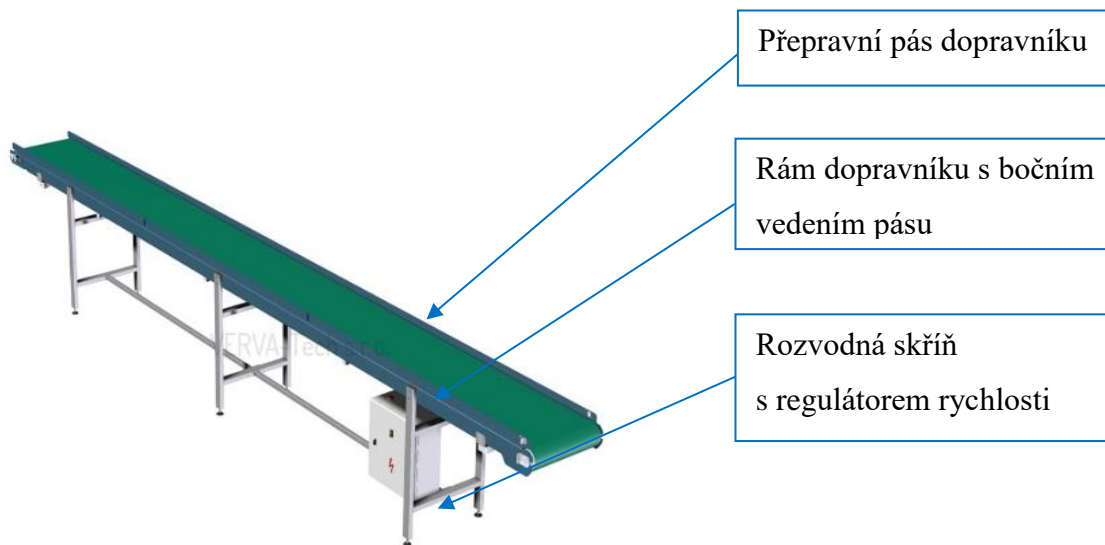
- Pásové
- Válečkové
- Řetězové
- Řemenové
- Destičkové
- Paletkové

### **3.3.1 Elektrický poháněný válečkový dopravník**

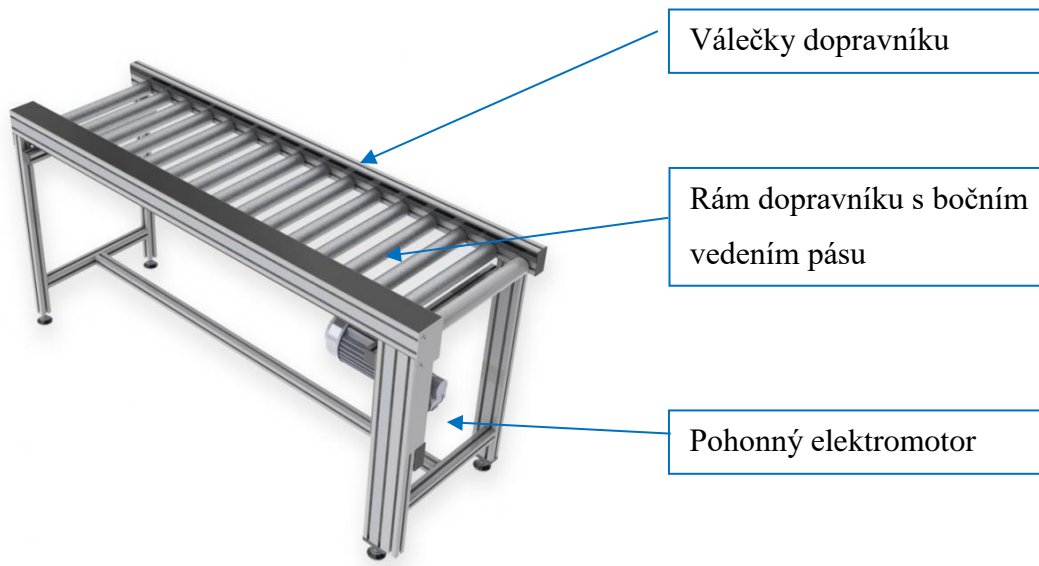
Pohyb přepravovaného tělesa u válečkového dopravníku zajišťují poháněné válečky. Jejich pohon je řešen pomocí řemene, řetězu nebo pásu s jejichž pomocí se přenáší výkon z poháněcího elektromotoru. Aby došlo k pohybu dílu na dopravníku, musí být pod přepravovaným předmětem vždy minimálně jeden poháněný váleček.

Zvláštním případem pohonu válečků je jejich varianta s instalovanými poháněcími motory v jednotlivých válečcích rozmístěných dle potřeby dané velikostí a tvarem přepravovaného předmětu.

Jak již bylo uvedeno v přehledu vlastností, nutnost použití pohonné jednotky s vlastním řízením a z principu nutnost spotřeby elektrické energie prodražuje celé řešení. Často jsou dopravníky konstruovány s motorem a převodovkou umístěnou na boku konstrukce. Toto řešení je levné, brání ale umístění dopravníku těsně ke strojům v místě převodovky a motoru. Výhodnější, ale i nákladnější je řešení s motorem a převodovkou umístěnými pod dopravníkem, jako je znázorněno na Obr. 3.3.1-2: Elektricky poháněný dopravník válečkový [2].



Obr. 3.3.1-1 Elektricky poháněný dopravník pásový [3]



Obr. 3.3.1-2: Elektricky poháněný dopravník válečkový [2]

**Výhody a nevýhody dopravníků poháněných externí energií:**

- ✓ Stabilní regulovaná rychlost pohybu transferovaného objektu
- ✓ Možnost využití stavebnicových systémů pro realizaci daných konstrukcí
- ✓ Převázané předměty jsou bez vzájemného kontaktu -> zabránění jejich poškození
- ✓ Možnost přepravy objektů s vyšší hmotností

- ✓ Možnost realizace toku jednoho kusu dopravníkem pomocí koncových ovládacích čidel
- Složitá konstrukce využívající drahé komponenty (elektromotor a jeho regulace)
- Spotřeba externí energie pro realizaci funkce dopravníku
- Nákladná přestavba dopravníku při potřebě změny dopravované vzdálenosti

Příklad roční spotřeby elektrické energie válečkového poháněného dopravníku vybaveného motorem s příkonem 150 W při jeho využití ve třisměnném provozu výrobního závodu:

- Denní spotřeba elektrické energie:  $150 \text{ W} \times 24 = 3600 \text{ Wh} = 3,6 \text{ kWh}$
- Roční spotřeba el. energie při 251 pracovních dnech [4]:  $3,6 \times 251 = 903,6 \text{ kWh}$
- Roční spotřeba el. energie při použití 20 ks dopravníků:  $903,6 \times 20 = 18072 \text{ kWh}$

Při průměrné ceně elektrické energie pro podniky 130 € MWh je roční finanční úspora podniku používající 20 ks výše uvedených elektrických dopravníků s motorem 150 W

2349,36 €.

### 3.3.2 Elektrický, ručně vedený vozík



Obr.3.3.2-1: Elektrický, ručně vedený vozík

Variantou dopravního prostředku poháněného externí energií je i elektrický, ručně vedený vozík HS4 zobrazený na Obr.3.3.2-1: Elektrický, ručně vedený vozík. Jedná se o ruční vozík pro přepravu materiálu s elektrickým pohonem napájeným akumulátorem vyráběný firmou Zalys S.r.l. [5]. V zobrazené variantě HS4 je schopný přepravovat předměty do hmotnosti 600 kg, rychlostí  $5 \text{ kmh}^{-1}$  až do stoupání dráhy 30 %. Jedná se nový manipulační prostředek na současném trhu, který jistě najde uplatnění v mnoha oblastech nejen průmyslové výroby.

### **Výhody a nevýhody elektrického, ručně vedeného vozíku:**

- ✓ Odstranění ergonomické zátěže obsluhy během jízdy
- ✓ Možnost provozu i na místech s horší kvalitou povrchu
- ✓ Možnost přepravy objektů s vyšší hmotností
- ✓ Schopnost jízdy ve stoupání
- Nutnost nabíjení akumulátoru z externího zdroje elektrické energie
- Vyšší hmotnost vozíku (vliv hmotnosti instalovaného akumulátoru)
- Složitější konstrukce
- Vysoká cena ve srovnání s klasickým ručním vozíkem

### **3.3.3 AGV – Automated guided vehicles - automaticky řízené vozíky**

Dalším prostředkem používaným v posledním desetiletí pro přepravu objektů jsou autonomní vozíky označované jako AGV – automated guided vehicles. Jedná se o moderní způsob bezobslužné přepravy materiálu pomocí elektricky poháněných tahačů, využívajících energii ze svého vestavěného akumulátoru. Ten se pravidelně nabíjí na definovaném místě dráhy, kde se vozík při každém průjezdu na určitou dobu zastaví a dobije potřebnou energii pro další činnost. Trasa, kterou AGV tahače projíždějí je definována na zemi nalepenou magnetickou páskou nebo nověji je možné k řízení použít laserových čidel se soustavou kontaktních bodů rozmístěných na požadované dráze vozíku [6].

Problémem, se kterým se uživatelé daného zařízení setkávají je vysoká cena zmíněných tahačů.

Ta pro jeden kus takového zařízení činila v roce 2018 v České republice 1,5násobek ročních nákladů na operátora logistiky (vlastní zkušenost autora se zaváděním daného systému ve firmě SAS Automotive s.r.o. Plazy). Z tohoto důvodu bylo velice obtížné navrhnout takové praktické uplatnění daného řešení v sériové výrobě, které by přineslo požadovanou návratnost vložených investic do 2 let.

V současné době je na trhu mnoho výrobců zařízení AGV. Jedním z nich je i firma CEIT a.s. se sídlem v Žilině (SK) [6], jejíž tahač je znázorněn na Obr. 3.3.3-1: Automaticky řízený vozík CEIT.



Obr. 3.3.3-1: Automaticky řízený vozík CEIT

### Výhody a nevýhody autonomních vozíků AGV:

- ✓ Automatická činnost bez potřeby účasti obsluhy
- ✓ Pravidelnost dopravy dle stanované trasy a naprogramovaných časů
- ✓ Možnost přepravy objektů s vyšší hmotností
- Vysoká cena
- Nutnost nabíjení akumulátoru z externího zdroje elektrické energie
- Nutnost dodatečných prostředků systému pro bezobslužnou manipulaci s přepravovanými předměty (automatické naložení/vyložení)
- Nutnost instalace dodatečných prostředků řízení dráhy vozíků (v případě použití magnetické pásky je zde nevýhoda její krátké životnosti)

### 3.4 Shrnutí současného stavu řešené problematiky a cíl práce

Z výše uvedených přehledů vlastností v současnosti nejvíce používaných řešení přeprav objektů jsou zřejmé jejich nevýhody energetické, ergonomické i ekologické. Pokud chceme tyto nedostatky eliminovat a v budoucnu realizovat taková řešení, která budou výhodná nejen z hlediska obsluhy těchto zařízení, ale i z pohledu spotřeby energie a návaznosti na ekologické aspekty (snížení emisí při výrobě externí energie), znamená to definovat nové řešení technického problému transferu objektů. Tato nová řešení musí fungovat s využitím žádné nebo minimální do nich dodávané externí energie.

Cílem disertační práce je návrh a realizace nové konstrukce zařízení schopného transferovat objekt definované hmotnosti na určenou vzdálenost při minimální nebo nulové dodané externí energii.

Tohoto cíle bude dosaženo analýzou současného stavu úrovně technických řešení a využívaných principů dopravy materiálu v materiálovém toku, posouzením výhod a nevýhod stávajících řešení a návrhem nového dopravního mechanismu vč. stavby jeho funkčního modelu. Po jeho praktickém odzkoušení budou takto získané výsledky porovnány s hodnotami předem teoreticky vypočtenými.

Při studiu existujících konstrukcí dopravních mechanismů, především těch na mechanické bázi, bude využito i rešerší existujících řešení a dostupné literatury.

Výstupem práce bude posouzení reálnosti použití nových materiálů pro návrh výše uvedeného zařízení. Tato činnost zahrnuje studium materiálů definovaných jako „smart“ vč. dnes již v běžném životě využívaných materiálů kompozitních. V případě vhodnosti použití bude provedena analýza jejich základních mechanických vlastností a pevnostních hodnot pomocí měření vzorků z nich připravených. K simulaci chování nových dílů z netradičních materiálů bude využito metody konečných prvků a FEM analýzy pomocí dostupného software Catia V5 a ANSYS.

V závěru práce bude provedeno porovnání užitných vlastností stávajícího konstrukčního stavu s nově navrženým prototypem a zhodnocení přínosu nových materiálů.

#### **4. Formulace a modelování inovačního problému**

Pro návrh budoucího řešení transferu objektu v materiálovém toku s ohledem na jeho minimální spotřebu externí energie je nejprve nutná analýza současného stavu technického řešení. Jak je uvedeno v [7], je formulování problému jasný a stručný popis toho, na co se při řešení budeme zaměřovat. Správná formulace problému slouží i k vymezení rozsahu problému. Formulování problému je v podstatě iterační proces, při kterém popis problému postupně zpřesňujeme na základě získaných informací o daném problému. Správná formulace problému se tak stává jedním ze zásadních bodů celého řešení a kvalita formulování problému je přímo úměrná vážnosti s jakou řešitel k úkolu přistupuje.

Pro sestavení modelu – formulaci inovačního problému, bude využit pokročilý nástroj inovační kreativity funkčně-objektová analýza.



Využitím tohoto nástroje popsaného v [8] je možné získat nejen popis inovačního problému, ale i podmínky, ve kterých je možné problém řešit.

## 4.1 Funkčně objektová analýza

Funkčně objektová analýza popsaná v [8] je moderním analytickým nástrojem, pomocí kterého je možné definovat a porozumět funkcím, parametrům a vzájemným interakcím prvků technických systémů vč. jejich nadsystémů. Toto poznání umožňuje stanovit potenciály pro inovační řešení analyzovaných systémů.

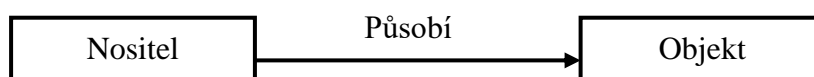
Každý technický systém je vytvořený pro provádění definované funkce.

Cílem funkčně objektové analýzy je identifikování nedostatků analyzovaného technického systému, odhalení jeho problémů a definování potenciálu pro jeho zdokonalení.

V této práci je cílem funkčně objektové analýzy rozpracování klasického ručního vozíku sloužícího k přepravě objektů v materiálovém toku, tzn. definování jeho vlastností a nedostatků na základě této analýzy definování požadavků na novou konstrukci eliminující nevýhody analýzou zjištěné.

Základem funkční objektové analýzy je sestavení **funkčního modelu** analyzovaného systému s jeho hlavní funkcí a uvážením funkcí jeho komponent.

Funkce je přitom definována jako „jako „působení vykonané materiálním objektem ke změně nebo zachování parametru jiného materiálního objektu.“ - viz Obr. 4.1-1: Definice funkce.



Obr. 4.1-1: Definice funkce [8]

Funkce se může realizovat pouze při splnění následujících podmínek [8]:

1. nositel i objekt funkce jsou materiální objekty
2. nositel funkce má vazbu s objektem funkce
3. parametry objektu funkce se mění nebo jsou udržovány vlivem výsledku působení-vazby mezi nositelem a objektem

Finální funkční model se skládá z [8]:

- modelu jeho komponent
- popisuje funkce podsystému, systému a nadsystému



- modelu jeho struktury

popisuje vzájemné působení a vazby mezi komponenty







- modelu jeho funkcí

popisuje chování celého systému pomocí vykonávaných funkcí

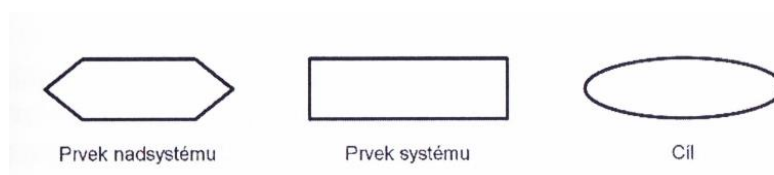
Uvedené modely popisují zkoumaný technický systém, odhalují jeho nedostatky a jsou zdrojem pro určení potenciálů pro inovaci.

Funkční model se sestrojuje pomocí grafického znázornění-symbolů, které znázorňují vztahy mezi objekty analyzovaného technického systému.

Používané grafické znázornění funkcí dle stupně plnění parametrů [8]:

- Užitečná 
- Škodlivá 
- Nadbytečná 
- Nedostatečná 

Při modelování problému se využívají i symboly objektů [8]:



**Obr. 4.1-2: Symboly objektů [8]**

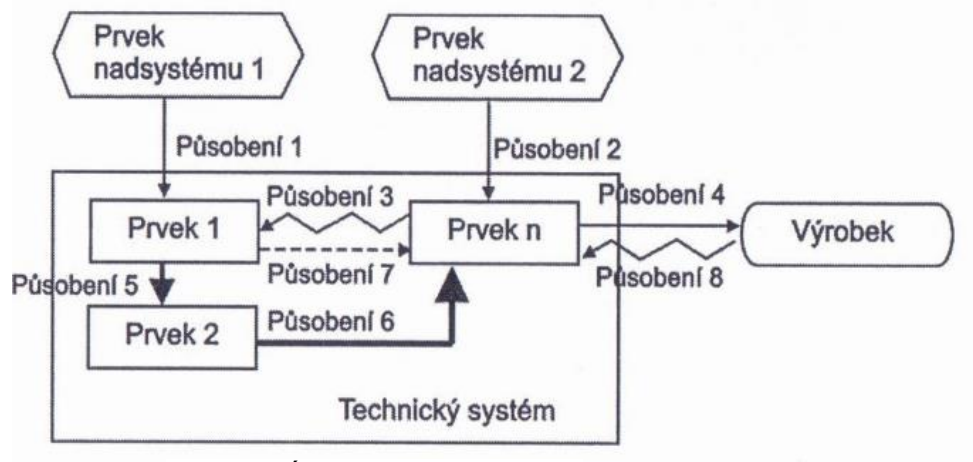
Příklady významů jednotlivých symbolů objektů:

Prvek nad systémem-vně působící prvek na daný objekt (např. gravitační pole Země, síla operátorů, podlaha po které se pohybuje vozík...)

Prvek systému – vlastní zkoumaný technický systém

Cíl – výsledný objekt, u kterého zkoumáme jeho vliv vazeb a působení mezi ním a nositelem

Vytvořením všech vazeb ve funkčním modelu a jeho poznáním a pochopením můžeme zkoumaný technický systém dále zdokonalovat.



Obr. 4.1-3: Úplný model funkcí [4]

Cílem tvorby funkčně objektové analýzy je tedy pochopení současného stavu systému a zjištění potenciálů pro:

1. eliminací škodlivých funkcí a jejich důsledků
2. zlepšením funkcí s nedostatečným plněním
3. odstranění funkcí se zbytečným plněním
4. zadání na udržení

## 4.2 Funkčně objektová analýza ručního manipulačního vozíku

Překládaná analýza se zabývá možnou inovací klasického přepravního vozíku materiálu používaným ve výrobním toku současných výrobních a skladových provozů.

Na Obr. 3.1-1: Ruční manipulační vozík je znázorněný manipulační vozík pro transfer objektů v plastovém boxu mezi dvěma pracovišti. Obsluhu vozíku (pohon) provádí k tomu určený operátor.

Cílem analýzy je sestavení úplného funkčního modelu ručního manipulačního vozíku a definování všech funkcí daného systému (užitečné / škodlivé / nadbytečné / nedostatečné).

Pro sestavení funkčního modelu je nutné definování funkce vozíku:

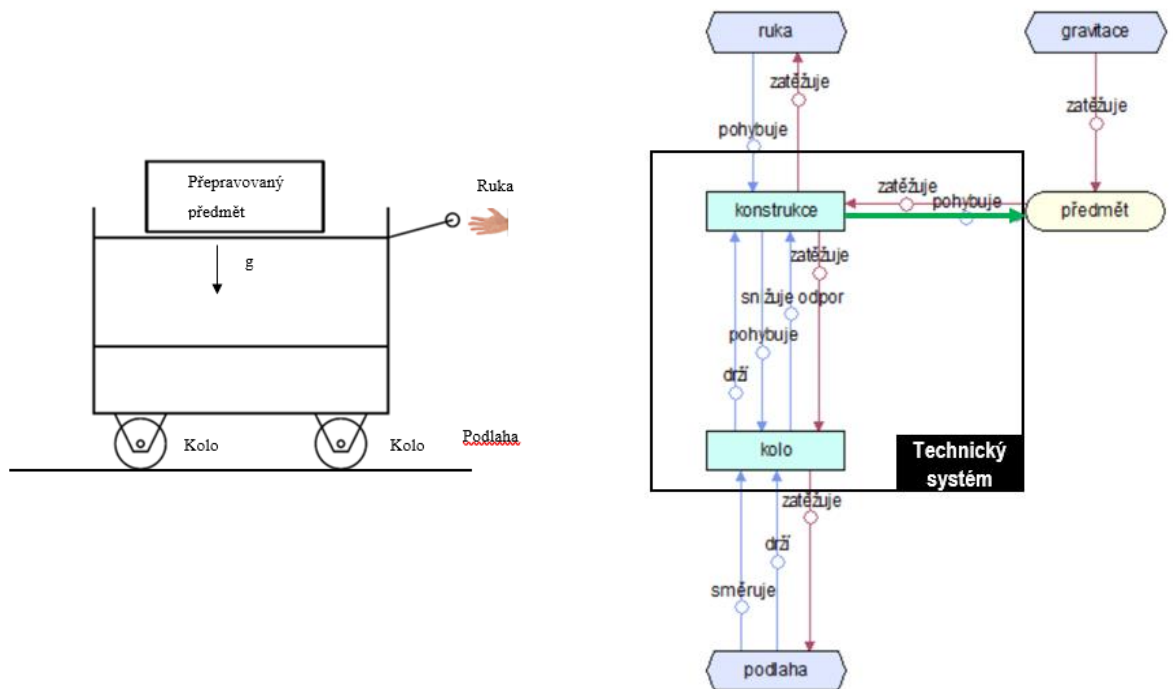


Obr. 4.2-1: Definice funkce ručního manipulačního vozíku

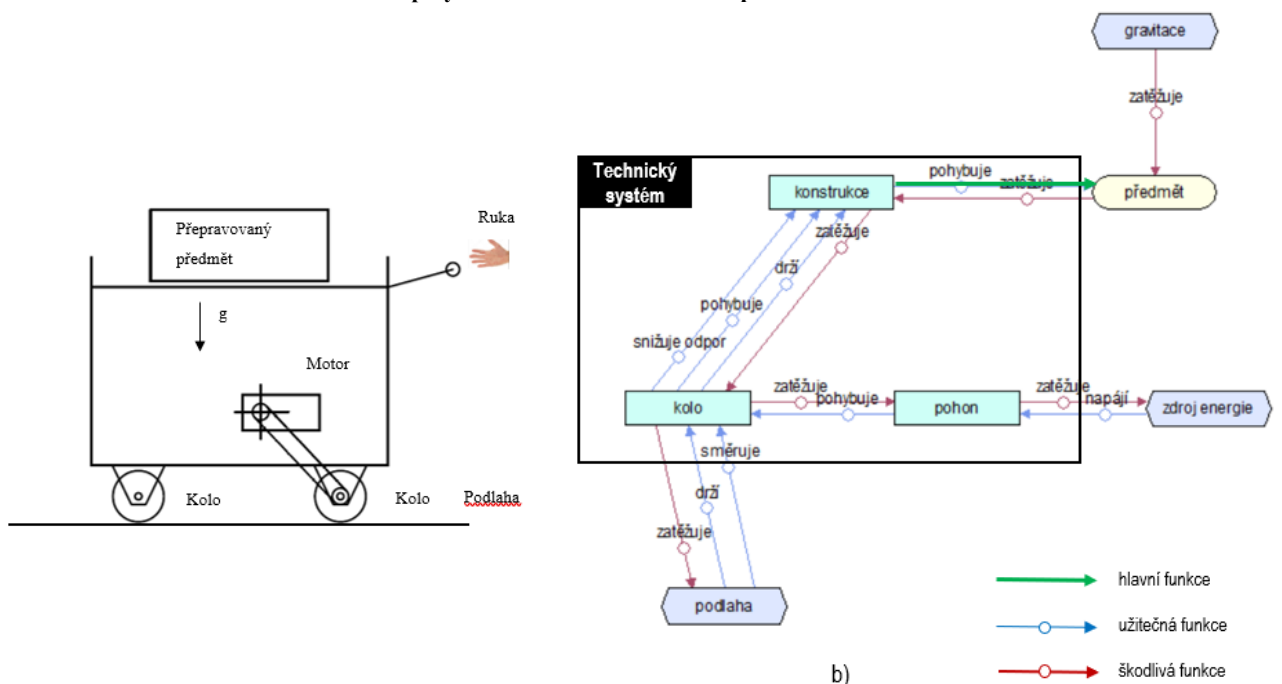
- Nositel = vozík
- Působení = převážení přepravovaného předmětu
- Objekt = přepravovaný předmět

- Prvky nad systémem = gravitace, podlaha
- Prvky systému = jednotlivé části vozíku (viz funkční model)
- Cíl = přepravovaný předmět

Grafickým znázorněním na Obr. 4.2-2 je zřejmá interakce mezi technickým systémem (konstrukcí – rámu + koly ručně manipulačního vozíku) a třemi prvky nad systémem (gravitační pole Země, rukou operátora, podlahou) a objektem (přepravovaným předmětem)



Obr. 4.2-2: Úplný model funkcí ručního manipulačního vozíku



b)

Obr. 4.2-3: Úplný model funkcí ručního manipulačního vozíku s elektrickým pohonem

Výstupem funkčně-objektové analýz znázorněných na Obr. 4.2-2: Úplný model funkcí ručního manipulačního vozíku a Obr. 4.2-3: Úplný model funkcí ručního manipulačního vozíku s elektrickým pohonem následující škodlivé funkce, které musí být dalším vývojem daných systémů eliminovány.

- U ručního manipulačního vozíku - ovládací síla na madle, která zatěžuje obsluhu při rozjezdu a brzdění vozíku a vyžaduje přítomnosti pracovníka obsluhujícího daný manipulační prostředek
- U manipulačního vozíku s elektrickým pohonem – zatížení zdroje energie (nutnost dodání externí pohonné energie)

## 5. Trimming

Modelování funkcí se provádí z důvodu pochopení technického systému v jeho struktuře, plnění funkcí a jejich důsledků a sestavení zadání pro zdokonalení technického systému [7]. Po vytvoření modelů můžeme přesněji a výstižněji formulovat inovační problémy a vytvářet přesnější zadání související se zdokonalením předmětného technického systému následovně:

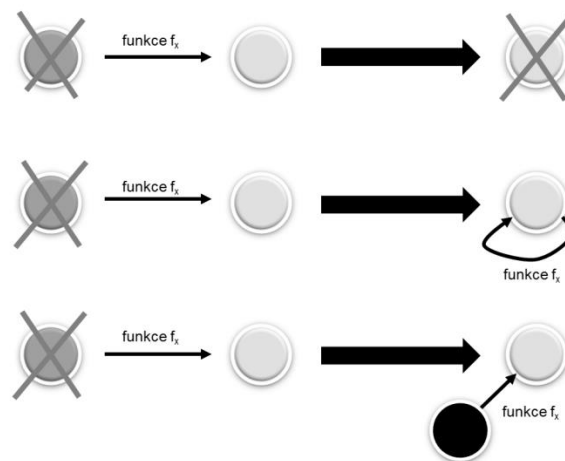
- zadání na eliminaci či oslabení škodlivých funkcí a jejich důsledků
- zadání na posílení funkcí s nedostatečným plněním
- zadání na oslabení funkcí se zbytečným plněním
- zadání na udržení souladu funkcí a jejich parametrů.

Funkčně-objektová analýza je častým východiskem pro tzv. trimming, kterým označujeme systematické zjednodušování struktury technického systému ve směru ideálnosti [7]. Ideální komponenty technického systému (za předpokladu, že jejich funkce se nějakým způsobem uskutečňují) mají množství výhod před ostatními komponenty. Ideální (nepřítomné) komponenty není potřeba vyrábět, montovat, měnit, udržovat, likvidovat, neprodukuje nežádoucí efekty, nezabírají místo, ani nejsou poruchové, ani se neopotřebují. Proto je velmi lákavé mít takových komponent ve zdokonalovaném systému co nejvíce. Jak dosáhnout, aby takové komponenty vznikly? K tomu je potřeba reálně existující komponenty technického systému nahradit ideálními komponenty. Budeme-li vycházet z pojmu ideálnosti, pak tato náhrada bude vypadat následovně: komponenta technického systému bude odstraněna při vzniku úlohy, aby funkce, dříve uskutečňována touto komponentou, byla uskutečňována

technickým systémem bez přítomnosti odstraňované komponenty. Pokud budeme řešit takto postavenou úlohu, potom výsledkem může být „eliminace“ komponenty, jejíž funkce však budou dále plněny a zajišťovány. Tím objekt zvýší svou ideálnost a stane se efektivnějším. Pro trimming platí tři základní pravidla, která lze uplatnit po vytvoření úplného modelu funkcí znázorněného na Obr. 5-1: Pravidla trimmingu pro odstranění komponenty z technického systému [7].

- A: komponentu technického systému lze odstranit, jestliže odstraníme objekt funkce odstraňované komponenty
- B: komponentu technického systému lze odstranit, jestliže funkci odstraňované komponenty plní sám objekt funkce

C: komponentu technického systému lze odstranit, jestliže funkci odstraňované komponenty plní zbývající prvky technického systému nebo nadsystému.



**Obr. 5-1: Pravidla trimmingu pro odstranění komponenty z technického systému [7]**

Dílčím cílem inovátorů a řešitelů je sestavit trimmingový model, pomocí kterého by bylo možné přesněji formulovat inovační problém.

Formulace inovačních problémů (zadání) po modelování problému a uplatnění principů trimmingu může znít následovně [7]:

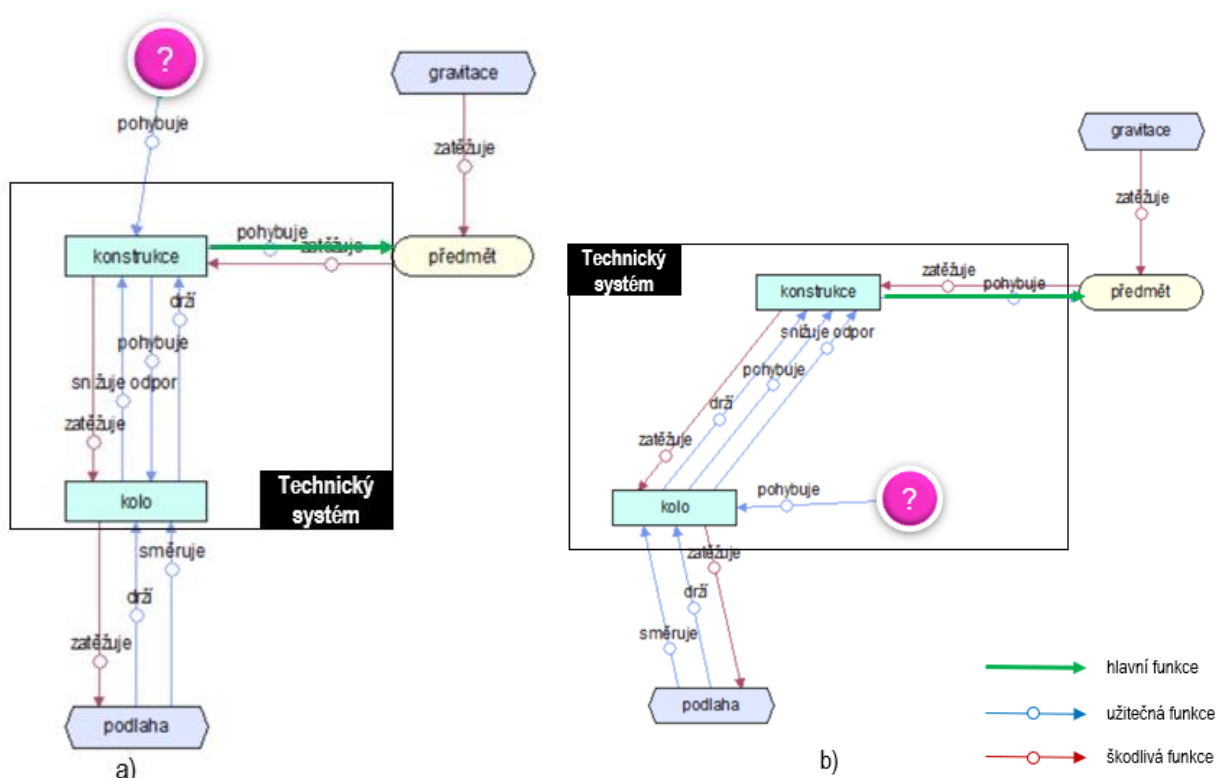
Jak změnit komponentu, aby vykonala funkci sama?

Jak změnit komponentu, aby převzala funkci jiné komponenty?

Trimming také můžeme dobře popsat frází „eliminujte přebytečné komponenty a zbylé komponenty nechte dělat jejich práci“

V případě analyzovaného ručního vozíku a jeho varianty s elektrickým pohonem jsou otázky spojené s trimmingem následující:

- U ručního vozíku – jak nahradit nutnost působení ruky operátora? Viz Obr. 5-2: Prvky trimmingu u modelu ručního vozíku a) a vozíku s elektrickým pohonem b)
- U elektrické varianty – jak nahradit nutnost pohonu vozíku elektromotorem? Viz Obr. 5-2: Prvky trimmingu u modelu ručního vozíku a) a vozíku s elektrickým pohonem b)



Obr. 5-2: Prvky trimmingu u modelu ručního vozíku a) a vozíku s elektrickým pohonem b)

Studiem dostupné literatury byly zvoleny za možné řešení využití vlastností karakuri mechanismů, které svojí filozofií nabízejí vhodná řešení dané problematiky.

## 6. Karakuri mechanismy – potenciál pro řešení nových nízkoenergetických zařízení transferu objektů v materiálovém toku

Karakuri mechanismy jsou tradičními konstrukcemi vycházející z japonských tradic s potenciálem využití jejich principů i v dnešní době [9].

Jejich hlavní myšlenkou byl pohon s minimálním využitím vnější energie využívající takových forem základních fyzikálních jevů jako jsou gravitace, magnetismus nebo akumulace energie do mechanických pružin [9].

Svůj počátek mají karakuri mechanismy v době kulturního uzavření Japonska před světem v 17. století. V této době označované jako EDO došlo k rozdílnému vývoji nejen kulturní, ale i především technické oblasti Japonska a ostatního světa.

Právě tehdy byly položeny základy principů karakuri mechanismů. Název KARAKURI v sobě skrývá kombinaci významů slov „loutka“ a překvapení“. První takové konstrukce – hračky – sloužily k pobavení. Sami se pohybovaly jakoby bez potřeby vnějších pohonů. Z dnešního pohledu bylo hlavním jejich přínosem právě v pravdě revoluční využití „v nich skryté energie“ buď s využitím gravitační energie země nebo mechanické energie akumulované do pružin.



K přenosu akumulované energie byly využívány základní mechanické prvky jako klika, vačky, páka – viz Obr. 6-1: Příklad pohonu japonské figurky z 19. století.

Uvedené principy se využití během dalšího vývoje dále zdokonalovaly a byly postupně využity v které již dnes můžeme z jejich podstaty nazvat jako nízkoenergetické.

Obr. 6-1: Příklad pohonu japonské figurky z 19. století (9)



Zařízení karakuri [10] se stále více používají k usnadnění lidské manipulace s náklady. Svoji konstrukcí „pomáhají“ snižovat lidské úsilí provádět požadovanou činnost a tím zlepšují



ergonomii uvedených procesů při současné zvýšení produktivity nebo snížení provozních nákladů.

Dalším přínosem zavedení těchto mechanismů je i zvýšení kvality, snížení poruch, ulehčení údržby a zvýšení bezpečnosti.

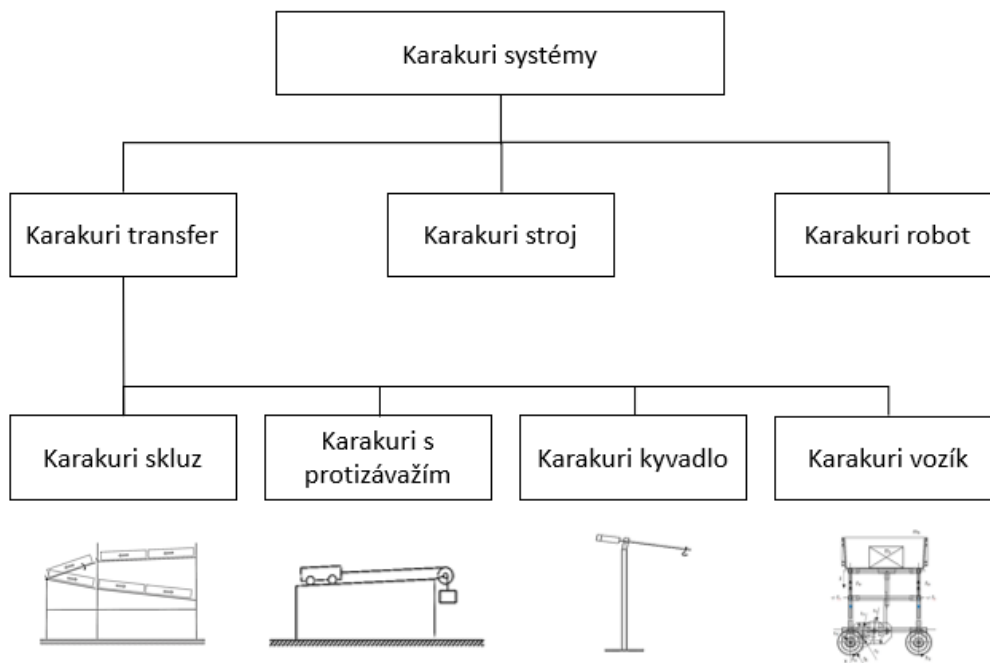
Obr. 6-2: Vliv karakuri principů na současný technický vývoj [9]

Významnou charakteristikou karakuri zařízení je jejich minimální vliv na životní prostředí, protože ve své činnosti spotřebovávají možné minimum vnější energie. Během posledních dvou desetiletí byla zařízení založená na karakuri principech realizována především v automobilovém průmyslu, aby šetřila energii, snížila pracovní zátěž nebo zkrátila výrobní nebo manipulační operace. Z hlediska technologií bez technologií nebo technologií založených na energii s nízkým tahem můžeme využít tyto elementární jevy, mechanismy nebo komponenty:

- gravitační síla (hmotnost)
- magnetická síla
- pákový mechanismus (mechanismus houpačky)
- vačkový mechanismus
- mechanismus propojení
- blokovací nebo uvolňovací mechanismus

Implementace karakuri v posledních desetiletích v průmyslově vyspělých zemích, jako je Japonsko, Jižní Korea, Čína (Tchaj-wan) ukázaly, že myšlenka karakuri je smysluplná. Proto uvedená výzkumná zabývající se konstrukcí nízko-energetického zařízení pro transfer objektů v materiálovém toku bere karakuri princip za klíčový. Velice důležitou součástí předkládaného výzkumu je zkoumání dynamických vlastností navrženého mechanismu na principech karakuri. Příklady praktického využití principů karakuri mechanismů z praxe je možné najít v několika cizojazyčných publikacích např. v japonských publikacích [11], [12].

Z hlediska použití můžeme karakuri systémy rozdělit do několika kategorií uvedených na Obr. 6-3: Dělení systémů karakuri mechanismů dle použití.



Obr. 6-3: Dělení systémů karakuri mechanismů dle použití

Předkládaná práce se zabývá problematikou karakuri transferu materiálů. V dalších kapitolách jsou detailněji rozpracované následující karakuri konstrukce:

- Karakuri skluz
- Karakuri dopravník s protizávažím
- Karakuri kyvadlo
- Karakuri vozík

## 6.1 Karakuri skluz

Jednou z typických a v praxi ověřených realizací karakuri mechanismů je zásobník na plastové přepravní boxy pro díly u manuálního pracoviště publikovaný např. v [12]. Jedná se o nejčastěji používaný karakuri skluzový mechanismus, který využívá vhodně směřované složky gravitační síly vyvozené hmotností manipulovaného materiálu k podpoře pohybu prováděného operátorem.

### 6.1.1 Konstrukce a popis funkce

Karakuri skluzy jsou řešeny jako klasické příhradové konstrukce z vhodných materiálů, dnes nejčastěji z trubkových regálových systémů např. výrobce Logiform [13]. Jejich rozměry a tvarové řešení vycházejí z požadovaného zatížení vyvozeného skladovaným materiálem. Vlastní řešení překlápěcího mechanismu skluzů vychází z rozměrů přepravních boxů.



Obr. 6.1.1-1: Standardní umístění přepravky na pracovišti [12]

Na Obr. 6.1.1-1: Standardní umístění přepravky na pracovišti je znázorněné standardní řešení umístění přepravního boxu s materiálem na pracovišti. Box je umístěn v pevně připevněném rámu, který je součástí pracoviště. Po jeho vyprázdnění musí operátor daného pracoviště box vyměnit na plný a prázdnou přepravku odklidit na místo k tomu určené.

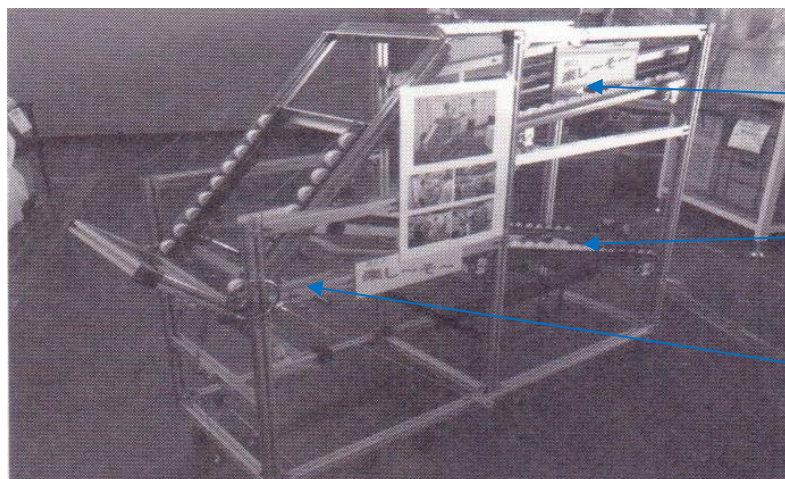
Již z principu umístění pouze jediného kusu daného boxu s materiálem na pracovišti, a tedy i nutnosti doplňování a manipulace s prázdnou přeprávkou po jejím vyprázdnění je zřejmá časová náročnost logistické obsluhy tohoto pracovního místa.

Pro odstranění výše uvedených nevýhod se využívá karakuri skluz vyobrazený na Obr.

6.1.1-2: Karakuri skluz .

Uvedený skluz díky své konstrukci umožňuje v sobě skladovat až tři plné boxy s díly a tedy i dané boxy zavázat do skluzu současně. Karakuri mechanismus využívá vlastní hmotnost plného balení přepravky pro její posun po válečkové dráze č.1 do pracovní pozice a dále pak

vlastní hmotnost boxu po jeho vyprázdnění pro podporu mechanismu překlopení prázdného boxu na válečkovou dráhu č. 2 a jeho přesun do prostoru odvozu z pracoviště.



Válečková dráha č.1 pro plné přepravky s materiálem

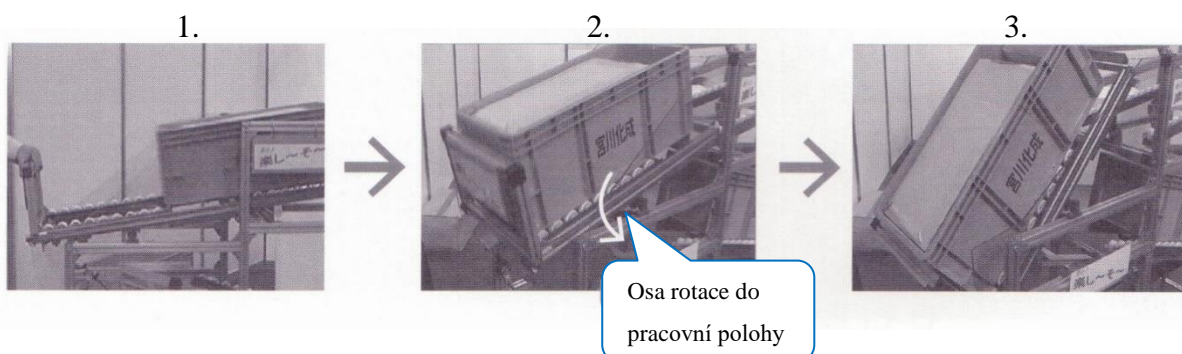
Válečková dráha č.2 pro prázdné přepravky

Rám spádového karakuri regálu s naklápěcím mechanismem

Obr. 6.1.1-2: Karakuri skluz [12]

Etapy funkce karakuri skluzu při přesunu boxu s materiálem do pracovní polohy jsou vysvětleny na Obrázek 6.1.1-3 Průběh umístění plné přepravky do pracovní pozice [12]:

1. Nastavení rámu naklápěcího mechanismu do polohy pro přejezd
2. Přesun plného boxu vlivem jeho gravitační síly boxu z válečkové dráhy č.1 do pracovního prostoru
3. Naklopení rámu naklápěcího mechanismu vlivem gravitační plného boxu do konečné pracovní pozice

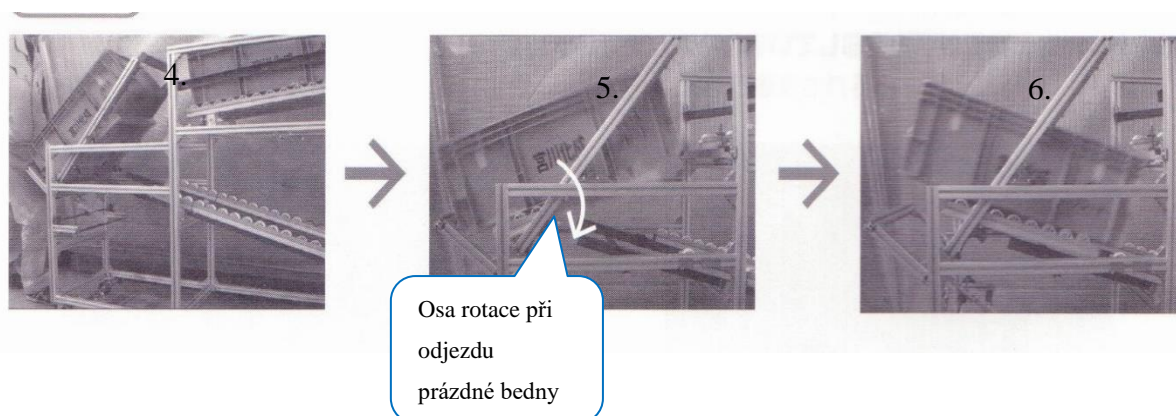


Obrázek 6.1.1-3 Průběh umístění plné přepravky do pracovní pozice



Funkce karakuri skluzu při přesunu prázdného boxu do polohy pro jeho odvoz ukazuje Obr. 6.1.1-4: Průběh umístění prázdné přepravky na odkládací dráhu

4. Stlačení pedálu odjištění naklápěcího rámu s prázdným boxem operátorem
5. Naklopení prázdného boxu do polohy pro jeho odjezd vlivem gravitační síly
6. Naklopení rámu naklápěcího mechanismu vlivem gravitační plného boxu do konečné pracovní pozice a samovolný přesun prázdného boxu na válečkovou dráhu č.2, ze které je později odvezen pro další použití v logistickém řetězci.



Obr. 6.1.1-4: Průběh umístění prázdné přepravky na odkládací dráhu

Uvedený karakuri skluz je vyráběn zakázkově dle požadovaných rozměrů přepravních boxů a potřebné časové zásoby v daném regálu.

Jak je z popsané funkce zřejmé, jeho použitím se snižuje potřeba opakované fyzické práce obsluhy daného pracoviště. Jak vlastního operátora pracujícím na daném pracovišti (samočinná výměna boxů po jejich vyprázdnění), tak logistické obsluhy (jednorázové naplnění regálů plnými bednami a současný odvoz boxů prázdných).

## 6.1.2 Zhodnocení získaných poznatků

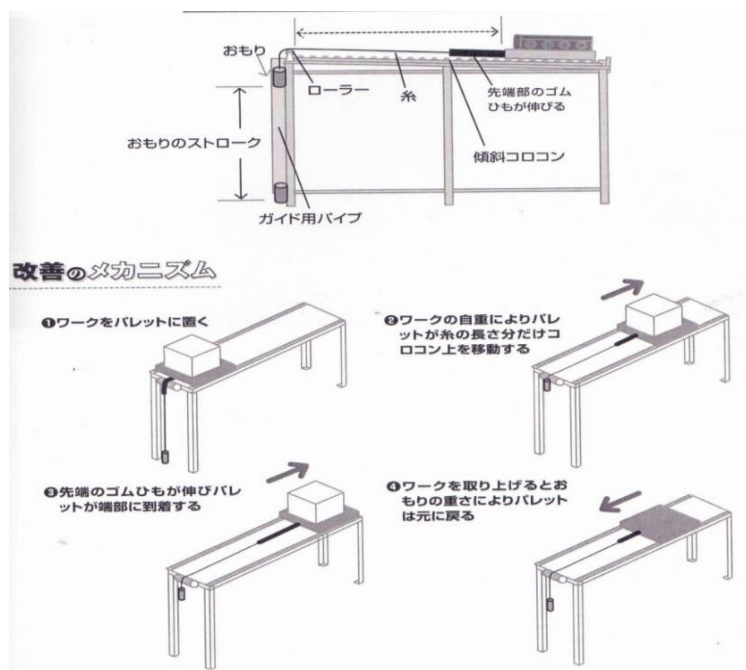
Popsaný typ karakuri mechanismu – karakuri skluz – je praxí ověřenou konstrukcí zlepšující ergonomii pracovišť. V praxi se můžeme setkat s mnoha konstrukčními variantami daných zásobníků lišícími se dle použitých přepravních boxů, jejich skladovacího množství a manipulačních výšek. Princip funkce je ale u všech variant zásobníků stejná – složka gravitační síly přepravovaného materiálu pomáhá obsluze při manipulaci s přepravními boxy právě obsahujícími dané díly. Výměna přepravních boxů s materiálem tak na daném pracovišti probíhá bez nutnosti zvedání boxů operátorem [14].

## 6.2 Karakuri dopravník s protizávažím

Dopravník s protizávažím je další z praxi již používaných konstrukcí využívající principu karakuri mechanismů. Stručný popis konstrukce bez matematických vztahů najdeme např. v literatuře [12], v publikaci [15] lze nalézt i podrobnější popis celé konstrukce včetně základních silových výpočtů převodů a nutného sklonu dráhy a hmotností protizávaží.

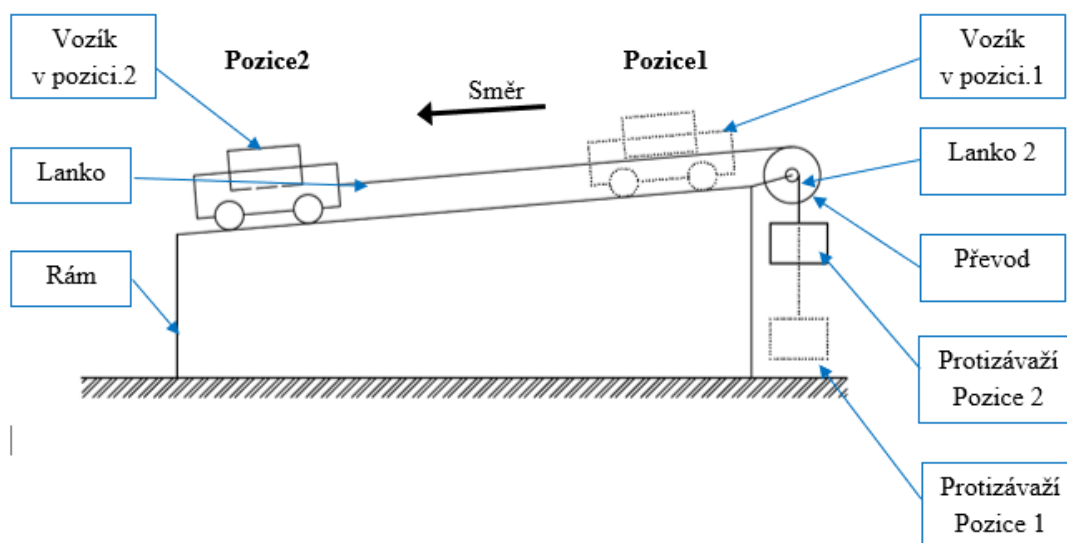
### 6.2.1 Konstrukce a popis funkce

Dopravník s protizávažím se v praxi používá ve variantě v přepravním vozíku opatřeným podvozkem nebo ve verzi s válečkovou dráhou, na které se pohybuje přepravní box. Jak je zřejmé z níže uvedeného popisu, dopravník nepotřebuje ke své funkci přivedené žádné vnější energie mimo využití gravitační síly viz Obr. 6.2.1-1.



Obr. 6.2.1-1: Karakuri dopravník s protizávažím [9]

Na Obr. 6.2.1-2: Karakuri dopravník s protizávažím je popsána varianta s přepravním vozíkem na kolovém podvozku.



Obr. 6.2.1-2: Karakuri dopravník s protizávažím

Vložení transferovaného předmětu do přepravního vozíku spojeného lankem s protizávažím ve výchozím bodě transportu 1 vnikne nerovnováha sil ve prospěch gravitační složky ve směru dráhy dopravníku, a tím se přepravovaný objekt dá do pohybu. Po dojetí do spodní polohy 2 se vozík zastaví a setrvá v této pozici do odebrání předmětu z přepravního boxu obsluhou. Poté se vlivem působení protizávaží vrací prázdný přepravní vozík zpět do výchozí pozice 1, kde se zastaví a čeká na naložení dalšího dílu. Poté se celý cyklus opakuje.

Výhody konstrukce:

- ✓ Jednoduché řešení bez použití atypických konstrukčních prvků
- ✓ Nízké cena
- ✓ Snadné řešení pro požadovanou přepravovanou vzdálenost, hmotnost a rozměry přepravovaného tělesa
- ✓ Zamezuje kontaktu mezi jednotlivými přepravovanými díly (tok jednoho kusu)

Nevýhody konstrukce:

- Pohyb přepravovaného tělesa je pohybem přímočarým, rovnoměrně zrychleným
- Přepravovaný předmět je vystaven rázům v krajních pozicích

## 6.2.2 Silové poměry na karakuri dopravníku s protizávažím a stanovení jeho parametrů pro spolehlivou funkci

Uvedené vztahy jsou publikovány v [15] a týkají se pouze silových účinků a definování potřebného úhlu pro spolehlivou funkci dopravníku. Tyto vztahy budou dále v práci rozšířeny o sestavení pohybové rovnice tohoto mechanismu.

- a. Pohyb prázdného vozíku z pozice 2 do výchozí pozice 1 – Obr. 6.2.2-1

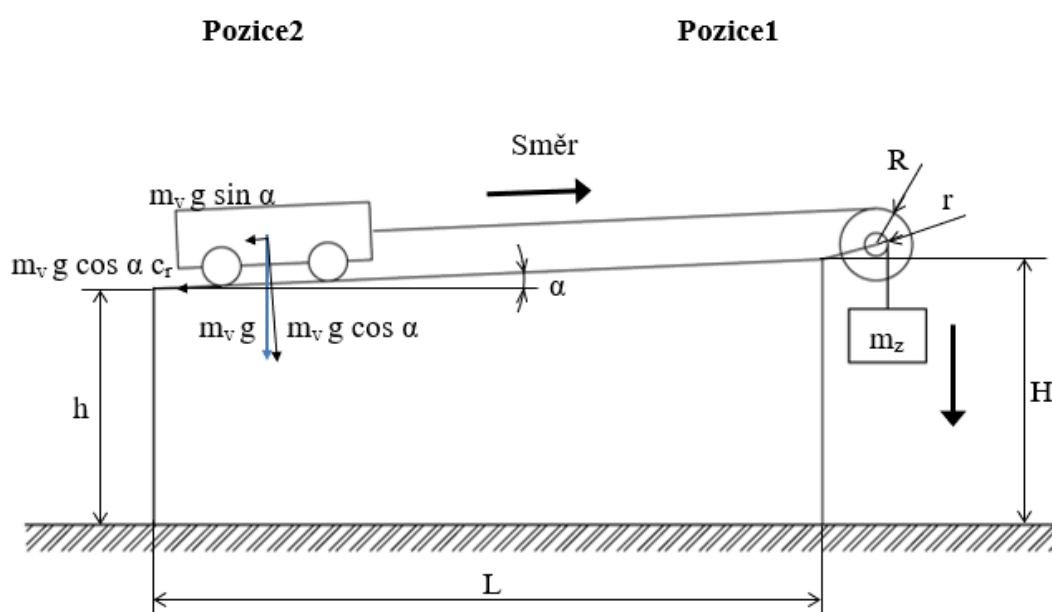
Platí:

$$h = 2\pi r n \quad (6.2.2.1)$$

$$L' = 2\pi R n \quad (6.2.2.2)$$

kde

$$L' = \frac{L}{\sin\alpha - c_R \cos\alpha} \quad (6.2.2.3)$$



Obr. 6.2.2-1: Pohyb vozíku z pozice 2 do 1

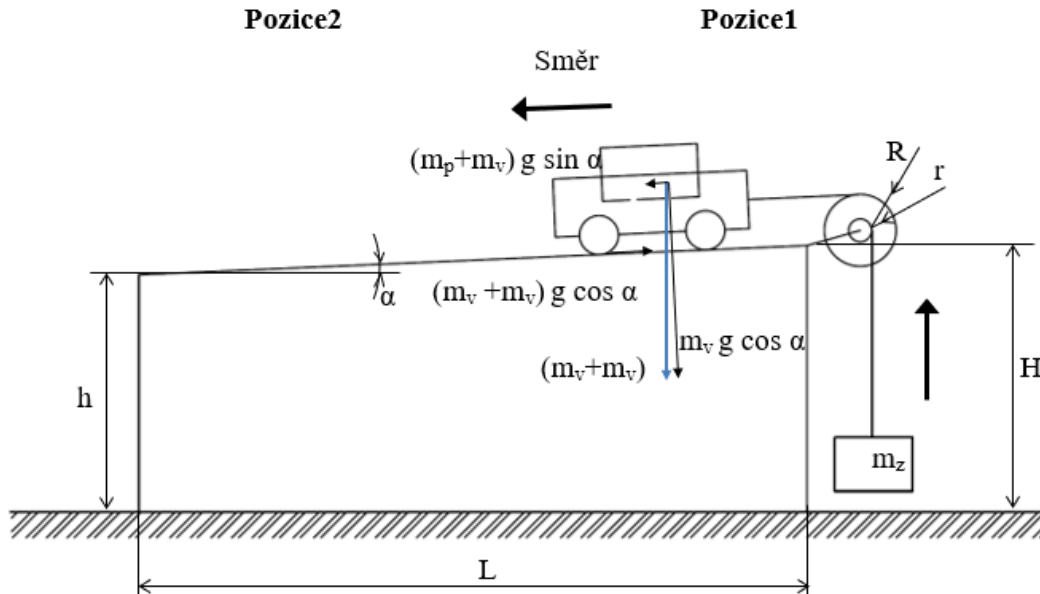
Z rovnosti prací:

$$(m_v g \sin\alpha + c_R m_v g \cos\alpha) 2\pi R n = m_z g 2\pi r n \quad (6.2.2.4)$$



$$(m_v g \sin \alpha + c_R m_v \cos \alpha) R = m_Z r \quad (6.2.2.5)$$

b. Pohyb vozíku s transferovaným předmětem z výchozí pozice 1 cílové pozice 2 – Obr.



Obrázek 6.2.2-2 Pohyb vozíku z pozice 1 do 2

Dále platí [15]

$$\begin{aligned} & [(m_v + m_p) g \sin \alpha + c_R (m_v + m_p) g \cos \alpha] 2\pi R n \\ & = m_Z g 2\pi r n \end{aligned} \quad (6.2.2.6)$$

$$[(m_v + m_p) \sin \alpha + c_R (m_v + m_p) \cos \alpha] R = m_Z r \quad (6.2.2.7)$$

Dosazením (6.2.2.5) a (6.2.2.7) do rovnice, získáme hledaný vztah pro potřebný úhel  $\alpha$ :

$$\begin{aligned} & (m_v g \sin \alpha + c_R m_v \cos \alpha) R \\ & = [(m_v + m_p) \sin \alpha + c_R (m_v + m_p) \cos \alpha] R \end{aligned} \quad (6.2.2.8)$$

$$(m_v \sin \alpha + c_R m_v \cos \alpha) = (m_v + m_p) (\sin \alpha + c_R \cos \alpha) \quad (6.2.2.9)$$

A dalšími úpravami

$$\frac{(m_v + m_p)}{m_v} = \frac{\sin \alpha + c_R \cos \alpha}{\sin \alpha - c_R \cos \alpha} \quad (6.2.2.10)$$

$$\frac{(m_v + m_p)}{m_v} = \frac{1 + c_R \cot \alpha}{1 - c_R \cot \alpha} \quad (6.2.2.11)$$

$$\frac{m_p}{m_v} = \frac{2c_R \cot \alpha}{1 - c_R \cot \alpha} \quad (6.2.2.12)$$

A úpravou pak vztah definující minimální úhel sklonu dráhy pro správnou funkci dopravníku

$$\cot \alpha = \frac{1}{c_R} \frac{m_p}{2 m_v + m_p} \quad (6.2.2.13)$$

Postup návrhu dopravníku s protizávažím vyplývající z výše uvedených vztahů [15]:

- a) Zvolení výšky H a délky dopravníku L tak, aby tyto rozměry vyhovovaly požadované aplikaci
- b) Návrh kladky většího poloměru R, výpočet počet otáček n dle rovnice (6.2.2.1) a výpočet poloměru menší kladky r podle vztahu (6.2.2.2)
- c) Zjištění hmotností přepravního vozíku a přepravovaného předmětu
- d) Výpočet potřebného sklonu dopravníku dle (6.2.2.13)
- e) Výpočet hmotnosti protizávaží dle vztahu (6.2.2.5)

### 6.2.3 Pohybová rovnice karakuri dopravníku s protizávažím

Pro stanovení pohybové rovnice přímočarého dopravníku je použita metoda virtuálních prací.

Přehled sil na karakuri dopravníku s protizávažím je uveden na Obr. 6.2.3-1

Pracovní síly:

$G_v$  ... gravitační síla vozíku

$G_p$  ... gravitační síla přepravovaného tělesa

$G_z$  ... gravitační síla protizávaží

$T_{v0}$  ... valivý odpor vozíku

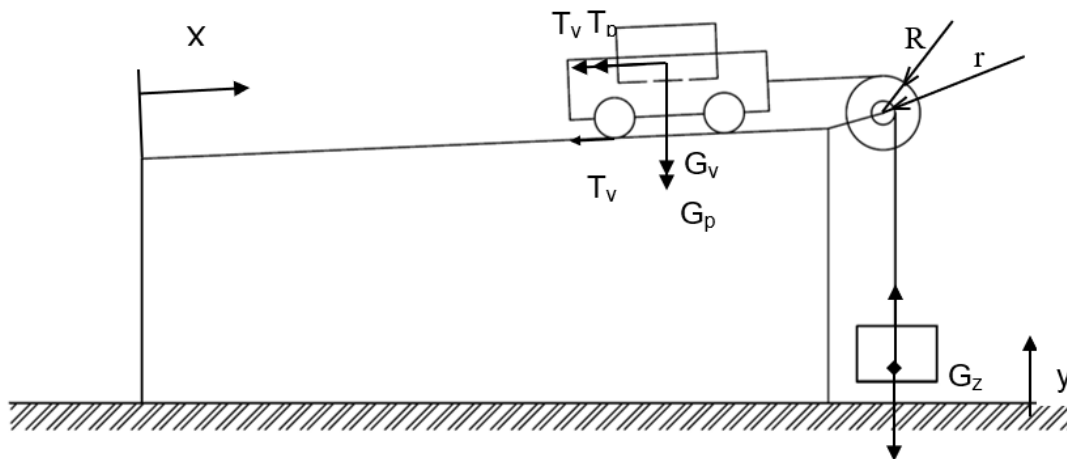
Setrvačné síly:

$T_v$  ... setrvačná síla vozíku

$T_p$  ... setrvačná síla přepravovaného tělesa

$T_z$  ... setrvačná síla protizávaží

$I_k \varphi$  ... setrvačná síla rotující převodového kola



Obr. 6.2.3-1 Karakuri dopravník s protizávažím-pracovní a setrvačné síly

Pro virtuální práci sil dle ve schématu zvolených souřadnic platí:

$$-G_v \delta y - G_p \delta y - G_z \delta y - T_v \delta x - T_p \delta x - T_{v0} \delta x + T_z \delta y - I \dot{\varphi} \delta \varphi = 0 \quad (6.2.3.1)$$

Protože má soustava 1° volnosti, platí mezi jednotlivými zdvihy a úhlem pootočení převodového kola:

$$\begin{aligned} x &= R\varphi \\ y &= r\varphi \\ y &= \frac{r}{R}x \end{aligned} \quad (6.2.3.2)$$

Poté

$$\begin{aligned} -m_v g \frac{r}{R} \partial x - m_p g \frac{r}{R} \partial x - m_z g \frac{r}{R} \partial x - m_v \ddot{x} \partial x - m_p \ddot{x} \partial x - T_{v0} \partial x \\ + m_z \ddot{x} \frac{r}{R} \partial x - \frac{1}{r} I \ddot{x} \partial x = 0 \end{aligned} \quad (6.2.3.3)$$

Po úpravě vychází pohybová rovnice přímočarého dopravníku s protizávažím

$$\ddot{x} \left( \frac{r}{R} m_z - \frac{1}{r} I - m_v - m_p \right) - \frac{r}{R} g (m_v + m_p - m_z) - c_r g (m_v + m_p) = 0 \quad (6.2.3.4)$$

Daná rovnice charakterizuje a jejím matematickým řešením můžeme získat průběhy rychlosti pohybu vozíku na čase při zadaných hmotnostech systému a přepravovaného objektu.

## 6.2.4 Řešení přímočarého pohybu rovnoměrného na dopravníku s protizávažím

Obecně mají gravitační dopravníky nevýhodu v nárazech dopravovaného předmětu na konstrukci dráhy na jejím konci. To je důsledkem rovnoměrně zrychleného pohybu dopravovaného předmětu, jehož hnací silou je složka gravitační síly rovnoběžná se směrem pohybu přepravovaného předmětu na dráze.

Tuto charakteristickou vlastnost gravitačních dopravníků lze eliminovat několika známými konstrukčními způsoby a zajistit tak rovnoměrnou rychlost přepravovaného objektu bez zvýšených rázů na konci dopravní cesty.

Průběh rychlostí přepravovaného objektu na dopravníku s protizávažím pro případ klasické nebrzděné konstrukce (pohyb rovnoměrně zrychlený) a konstrukce dopravníku vybavené brzdícím systémem zajišťující rovnoměrnou rychlost přepravovaného předmětu znázorňuje Obr. 6.2.4-1: Průběh rychlostí na karakuri dopravníku s protizávažím

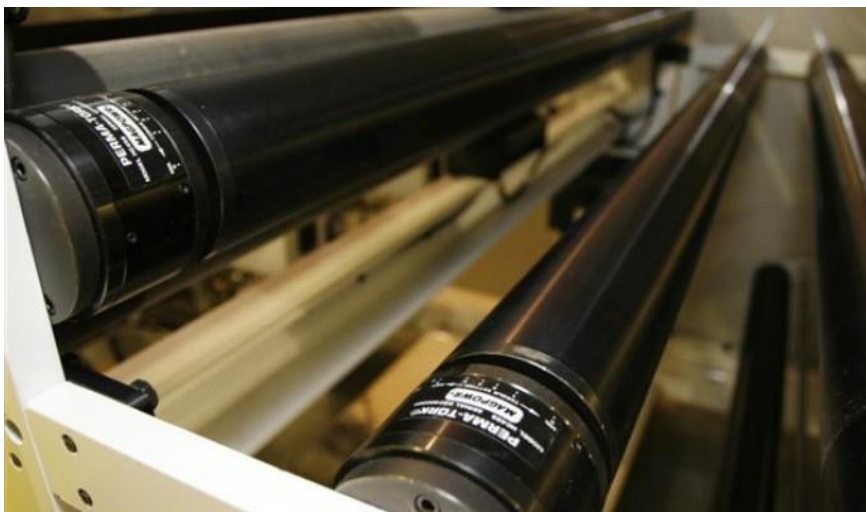


Obr. 6.2.4-1: Průběh rychlostí na karakuri dopravníku s protizávažím

Změnit tento pohyb na rovnoměrný přímočarý je možné různými způsoby. Dva z nich jsou popsány v následujícím textu:

- Mechanické brzdy na válečcích karakuri dopravníku

Použití magnetických brzd od výrobce [16] na válečkovém dopravníku je znázorněno na Obr. 6.2.4-2: Magnetické brzdy s permanentními magnety . Principem funkce je zajištění standardních otáček jednotlivých válečků při pohybu přepravovaného objektu gravitačním dopravníku. Toho je docíleno dovolením otáčení válečků předem nastaveným momentem sil na ně působící. Dle požadované přepravní rychlosti se nastaví tento moment na magnetických brzdách jednotlivých válečků. Ty mohou být rozmístěny po celé délce dopravníku nebo pouze v jeho koncové části a tím se zajistí požadovaný průběh přepravní rychlosti transferovaného objektu.



Obr. 6.2.4-2: Magnetické brzdy s permanentními magnety [16]

Základní charakteristiky magnetických brzd s permanentními magnety:

- ✓ zajištění konstantního točivého momentu nezávislém na přepravní rychlosti objektu
- ✓ rychlé, přesné a stabilní nastavení točivého momentu
- ✓ bez spotřeby externího ovládaní nebo zdroje energie
- ✓ minimální nároky na údržbu
- ✓ kompaktní rozměry umožňující zástavbu přímo do dopravníků

- Mechanický odstředivý regulátor s třecí plochou

Mechanický odstředivý regulátor je známou konstrukcí využívanou v období parních strojů, pro zajištění stabilizace jejich otáček [17].

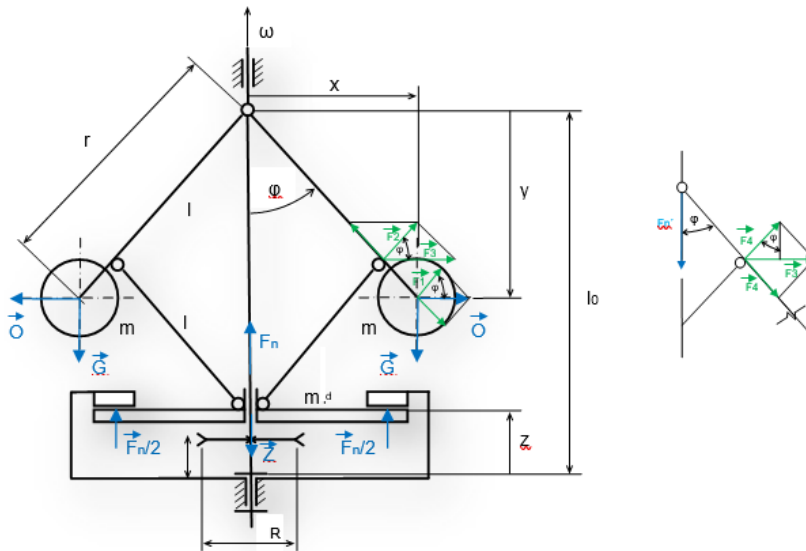
Princip jeho činnosti je založen na odstředivých silách působících na rotující dvě závaží. Ty se v závislosti na otáčkách vychylují od své svislé osy. Tento pohyb je převeden na regulující prvek – táhlo nebo přímo regulační prvek, který realizuje požadovanou funkci závislou na právě aktuálních otáčkách.

Cílem zkoumání této práce je realizace návrhu mechanického regulátoru, který bude doplňkem dopravníku s protizávažím. Zde bude sloužit k vyvozování třecí brzdící síly zajišťující rovnoměrný pohyb přepravovaného tělesa. Po jeho návrhu a matematickém výpočtu jeho vlastností bude realizován funkční model, který bude instalován na již existující dopravník s protizávažím. Dále bude provedena simulace funkce mechanického odstředivého regulátoru s třecí plochou pomocí systému Autodesk Inventor Professional 2012. Na závěr budou porovnány výsledky naměřených průběhů třecích sil na funkčním modelu dopravníku s protizávažím s výsledky získanými dynamickou simulací.

Mechanický regulátor s třecí deskou byl navržen s ohledem na použití na reálném modelu gravitačního dopravníku s protizávažím znázorněným na Obr. 6.2.4-5: Model gravitačního dopravníku s protizávažím

Pohon regulátoru je řešen lankem spojujícím přepravní box na dopravníku a protizávaží zajišťujícím jeho zpětnou dopravu do výchozí pozice. Závaží ramen regulátoru jsou výměnná a připravená závaží mají hmotnost 24 g, 48 g, 72 g a 96 g. Pro tyto hodnoty závaží regulátoru a pro přepravovanou hmotnost 10 kg budou provedeny výše uvedené testy.

Schéma regulátoru a silové poměry na něm uvádí Obr. 4.2.4-2



Obr. 6.2.4-3 Mechanický odstředivý regulátor s třecí plochou

Mezní rychlost otáčení pro počáteční reakci regulátoru:

Závislost úhlové výchylky  $\varphi$  na okamžité úhlové rychlosti regulátoru:  $\varphi = \varphi(\omega)$

Podle principu virtuálních prací uvedených v [18]:

$$2G \delta y - Z \delta z + 2O \delta x = 0 \quad (6.2.4.1)$$

$$O = mx\omega^2 \quad (6.2.4.2)$$

Za obecnou souřadnici zvolíme úhel  $\varphi$  ramene, pak

$$y = r \cos \varphi \quad (6.2.4.3)$$

$$\delta y = -r \sin \varphi \delta \varphi$$

$$z = l_0 - 2l \cos \varphi = 2l(1 - \cos \varphi) \quad (6.2.4.4)$$

$$\delta z = 2l \sin \varphi \delta \varphi$$

$$x = r \sin \varphi \quad (6.2.4.5)$$

$$\delta x = r \cos \varphi \delta \varphi$$

Po dosazení:

$$(-Gr - Zl + mr^2\omega^2 \cos \varphi) \sin \varphi \delta \varphi \quad (6.2.4.6)$$

Protože je  $\partial\varphi$  libovolné, a tedy obecně nenulové, musí být buď

$$\sin \varphi = 0 \quad (6.2.4.7)$$

Nebo

$$-Gr - Zl + mr^2\omega^2\cos\varphi = 0 \quad (6.2.4.8)$$

Odtud [18]

$\varphi = 0, \pi$  (tyto kořeny udávají polohy, kde je regulátor necitlivý na otáčky – konstrukci upravujeme tak, aby tyto polohy nebyly možné dosáhnout)

$$\cos\varphi = \frac{Gr + Zl}{m r^2 \omega^2} \quad (6.2.4.9)$$

Protože má ve volném stavu ramena svírají úhel  $\varphi_0$  (dáno konstrukcí regulátoru) a třecí deska je ve výšce  $h$

$h = 2l(1 - \cos \varphi_0)$  reaguje regulátor až od rychlosti

$$\omega = \frac{1}{r} \sqrt{\frac{1}{m} \frac{Gr + Zl}{\cos \varphi_0}} \quad (6.2.4.10)$$

Vztah odstředivé síly regulátoru a třecí síly na desce Obr. 6.2.4-3 Mechanický odstředivý regulátor s třecí plochou:

$$O = mr\omega^2$$

$$F1 = O \cos \varphi$$

$$F2 = F1 \frac{r}{l}$$

$$F3 = F2 \frac{1}{\cos \varphi} \quad (6.2.4.11)$$

$$F4 = F3 \frac{1}{2\cos \varphi}$$

$$F_n = F4 \cos \varphi$$

Po dosazení a úpravě

$$F_{nc} = 2F_n = 2 F4 \cos \varphi = F3 \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi} = F2 \frac{1}{\sin \varphi} = F1 \frac{1}{\sin \varphi} \frac{r}{l} = \quad (6.2.4.12)$$

$$O \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi} \frac{r}{l} = m \frac{r^2}{l} \omega^2 \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi}$$



Brzdící síla regulátoru:

$$F_b = F_n k = m \frac{r^2}{l} \omega^2 \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi} k \quad (6.2.4.13)$$

Regulátor tedy musí pro dosažení rovnoměrné rychlosti eliminovat složku gravitační síly ve směru pohybu vyvozenou hmotností přepravovaného tělesa a vozíku dopravníku -> podmínka pohybu přímočarého rovnoměrného.

Volba podmínek simulace:

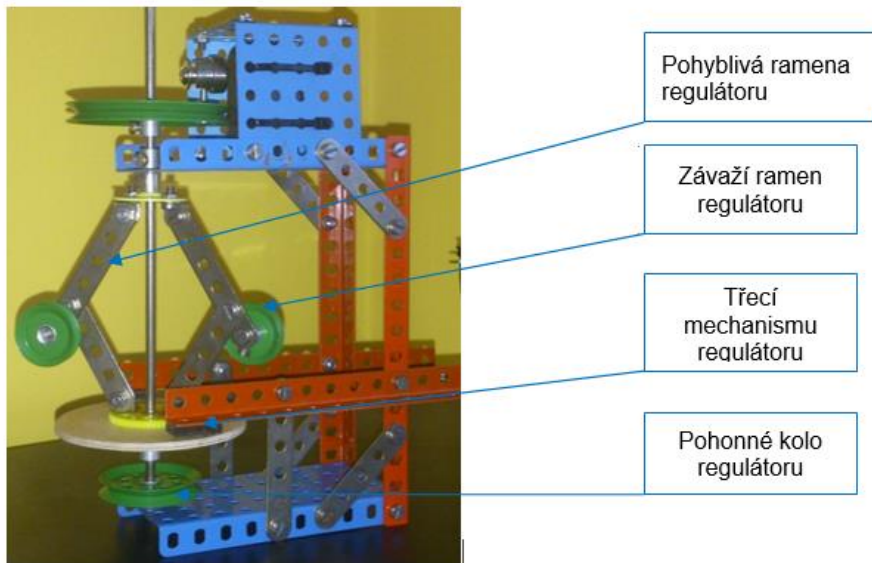
Dynamická simulace byla provedena pro změřené varianty:

1. Přepravovaná hmotnost 10 kg, hmotnost závaží regulátoru 24 g
2. Přepravovaná hmotnost 10 kg, hmotnost závaží regulátoru 48 g
3. Přepravovaná hmotnost 10 kg, hmotnost závaží regulátoru 72 g
4. Přepravovaná hmotnost 10 kg, hmotnost závaží regulátoru 96 g

Předpoklad závislosti rychlosti pohybu dopravovaného tělesa a hmotnosti závaží regulátoru při neměnném úhlu gravitačního dopravníku bude ověřen simulací na 3D modelu:

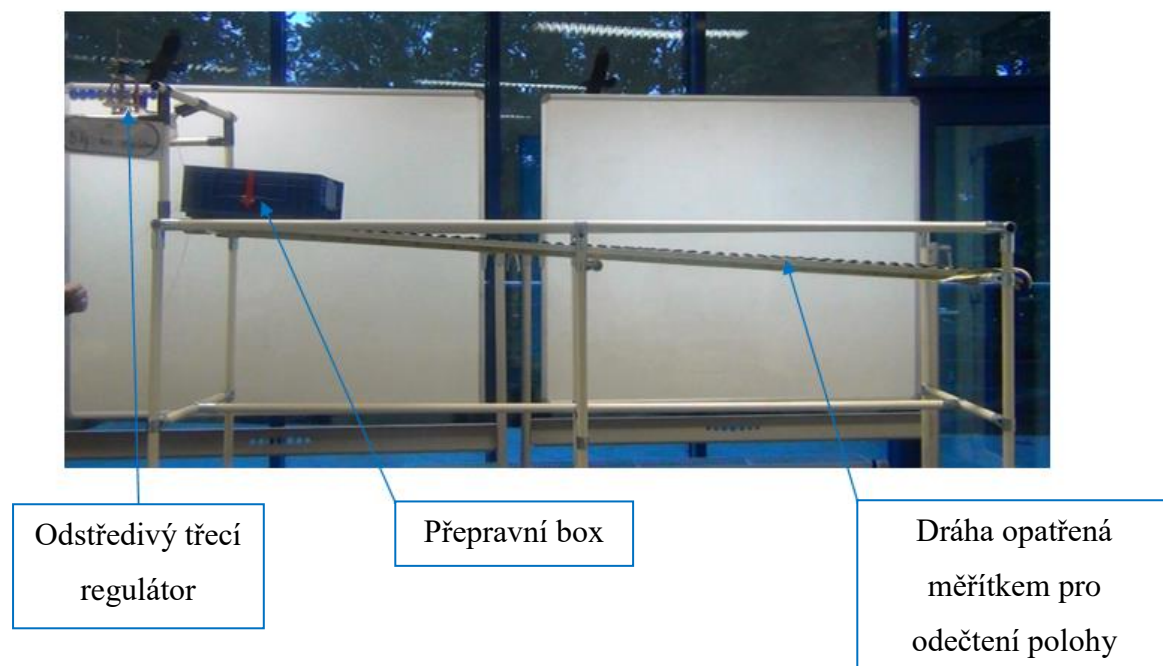
- výsledná rychlost regulovaného pohybu bude tím vyšší, čím vyšší bude hmotnost přepravovaného tělesa (při stejných hmotnostech závaží regulátoru)
- čím vyšší bude hmotnost závaží regulátoru, tím nižší bude rychlost pohybu při dopravě těles stejné hmotnosti

### Sestavený funkční model z komponentů stavebnice Merkur



Obr. 6.2.4-4: Funkční model mechanického odstředivého regulátoru

Instalace funkčního modelu odstředivého regulátoru do přímočarého dopravníku s protizávažím znázorňuje Obr.6.2.4-5.



Obr. 6.2.4-5: Model gravitačního dopravníku s protizávažím

Testy s časovými průběhy rychlostí na praktickém modelu gravitačního dopravníku s protizávažím byly provedeny na funkčním modelu dopravníku Obr. 6.2.4-5: Model gravitačního dopravníku s protizávažím.-5.

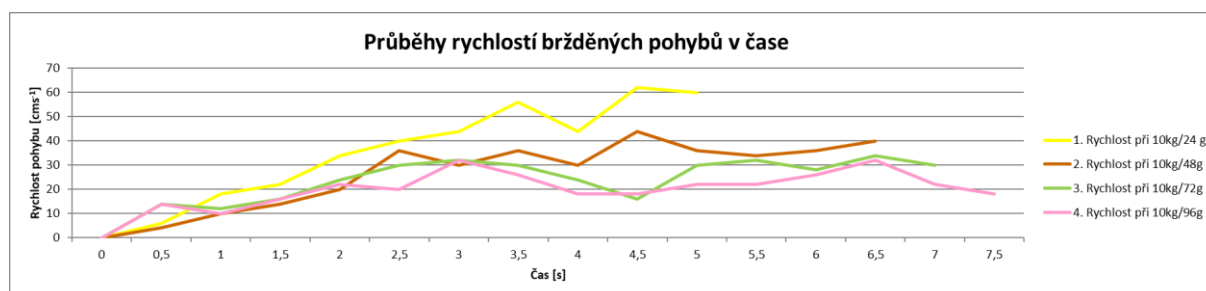
Testy byly provedeny s následujícími počátečními podmínkami:

- rychlost otáčení regulátoru: 0 - 3700° s<sup>-1</sup>(při zrychlení 3700°s<sup>-2</sup>)
- počáteční rychlost přepravovaného tělesa: 0 ms<sup>-1</sup>
- závaží regulátoru:
  - a) 24 g
  - b) 48 g
  - c) 72 g
  - d) 96 g
- Hmotnost přepravovaného tělesa: 10 kg

Průběhy rychlostí odměřeny na reálném modelu s danou zátěží a použitým závažím regulátoru jsou uvedené v Tab 1: Průběhy rychlostí na gravitačním dopravníku s protizávažím, grafické znázornění průběhů pak na Obr. 6.2.4-51

**Tab 1: Průběhy rychlostí na gravitačním dopravníku s protizávažím**

Čas (s)	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
1. Rychlost při 10kg/24 g	0	6	18	22	34	40	44	56	44	62	60					
2. Rychlost při 10kg/48g	0	4	10	14	20	36	30	36	30	44	36	34	36	40		
3. Rychlost při 10kg/72g	0	14	12	16	24	30	32	30	24	16	30	32	28	34	30	
4. Rychlost při 10kg/96g	0	14	10	16	22	20	32	26	18	18	22	22	26	32	22	18



**Obrázek 6.2.4-51 Průběhy rychlostí brzděných pohybů v čase**

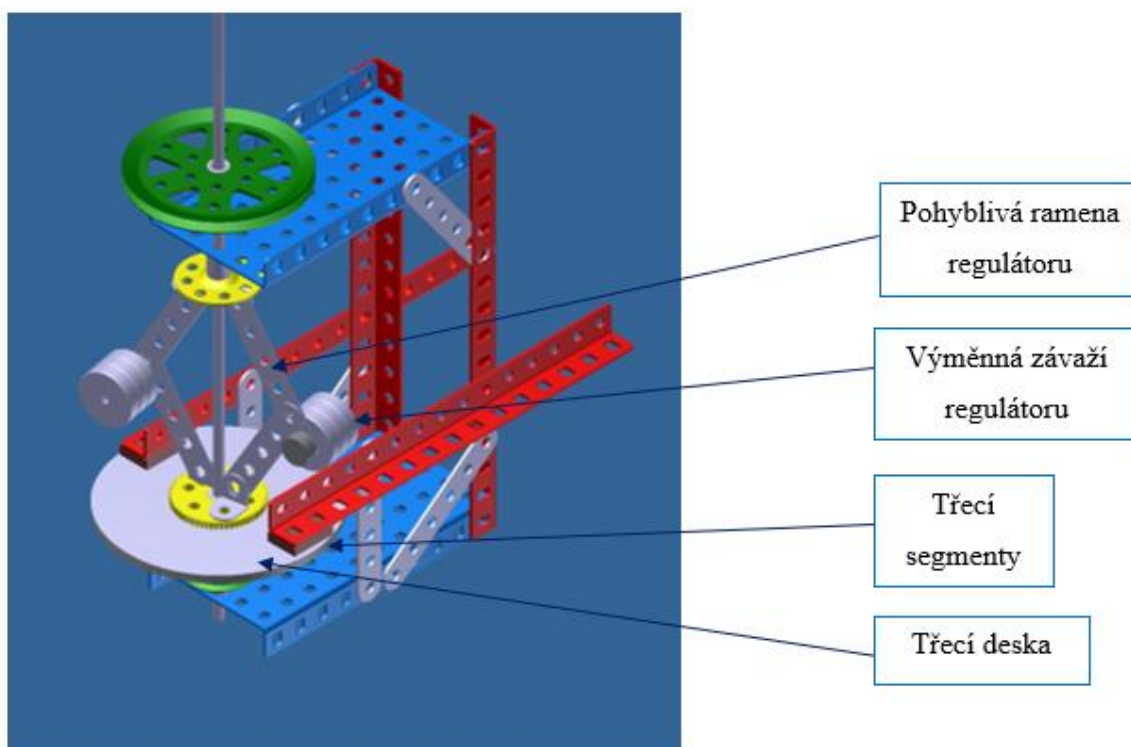
Z průběhů rychlostí je zřetelná předpokládaná funkce třecího regulátoru – čím vyšší je hmotnost závaží regulátoru, tím nižší a stabilnější je výsledná rychlost transferovaného předmětu.

Pro daný příklad dopravy objektu 10 kg měla stabilizovaná průměrná přepravní rychlost při použití závaží regulátoru o velikosti 24 g hodnotu 0,61 ms<sup>-1</sup> a byla dosažena po 4,5 s od začátku pohybu. Při použití závaží 96 g pak byla průměrná rychlost pouze 0,23 ms<sup>-1</sup> a byla dosažena pouze po 2 s od startu pohybu.

Modul dynamické simulace umožňuje rozpohybovat 3D modely mechanismů vytvořené v tomto software a provádět analýzy vzájemného silového působení jejich komponent. Dynamická simulace vyšetřuje dynamické veličiny mechanismů a je částí mechaniky, která se zabývá pohybem hmotných těles, a tedy veličinami spojenými s dynamikou pohybu kdy uvažuje jednotlivé použité komponenty za absolutně tuhá tělesa.

Pro vyšetření chování mechanismu regulátoru znázorněném na Obr. 6.2.4-4: Funkční model mechanického odstředivého regulátoru byl vytvořen 3D model s následujícími použitými typy vazeb jednotlivých součástí:

- a) Pevné
- b) Pohyblivé
- c) Posuvné
- d) Valivé
- e) Dotyk



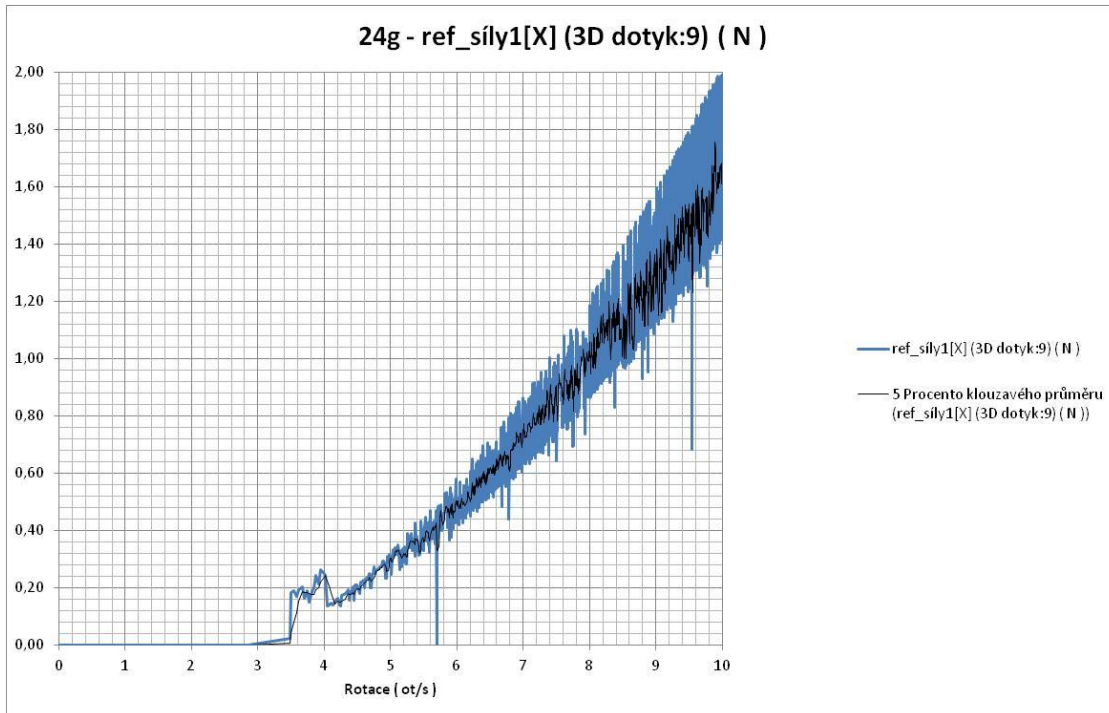
Obr. 6.2.4-6 3D model mechanického odstředivého třecího regulátoru

Pro simulační test byly zvoleny následující okrajové podmínky:

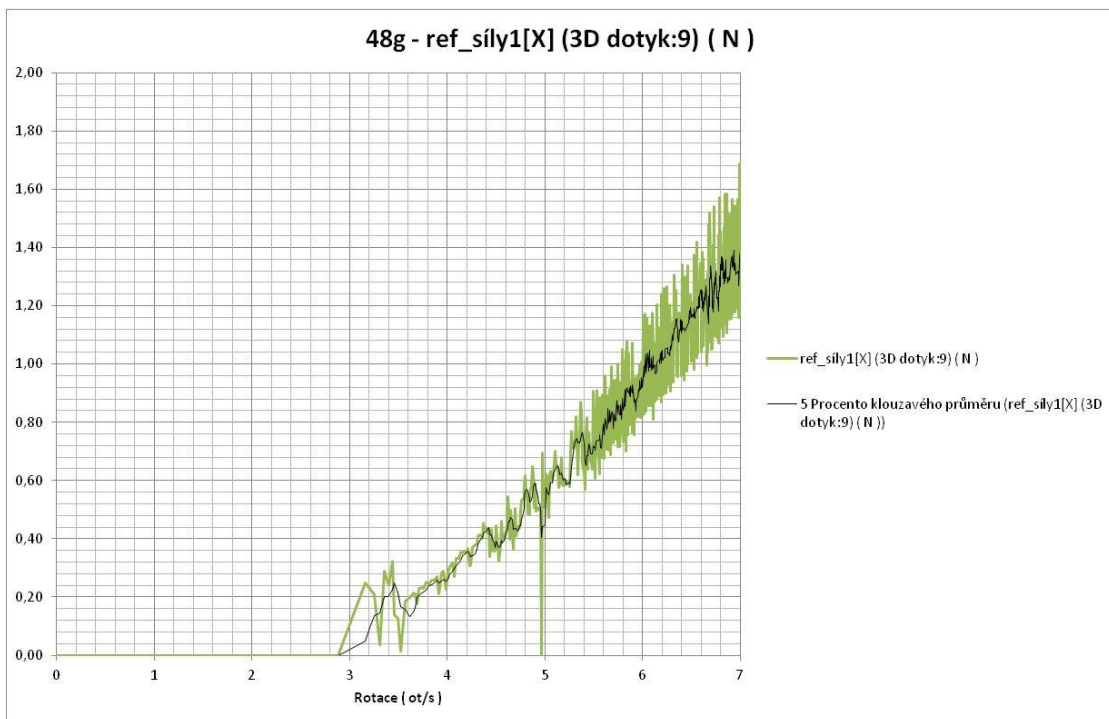
- rychlost otáčení regulátoru: 0 -  $3700^\circ\text{s}^{-1}$  (při zrychlení  $3700^\circ\text{s}^{-2}$ )
- závaží regulátoru:
  - a) 24 g
  - b) 48 g
  - c) 72 g
  - d) 96 g
- hmotnost přepravovaného tělesa: 10 kg
- tuhost třecího elementu:  $100 \text{ Nmm}^{-1}$
- tlumení systému  $10 \text{ Ns}^{-1}$

Výsledkem simulace bylo stanovení hodnot:

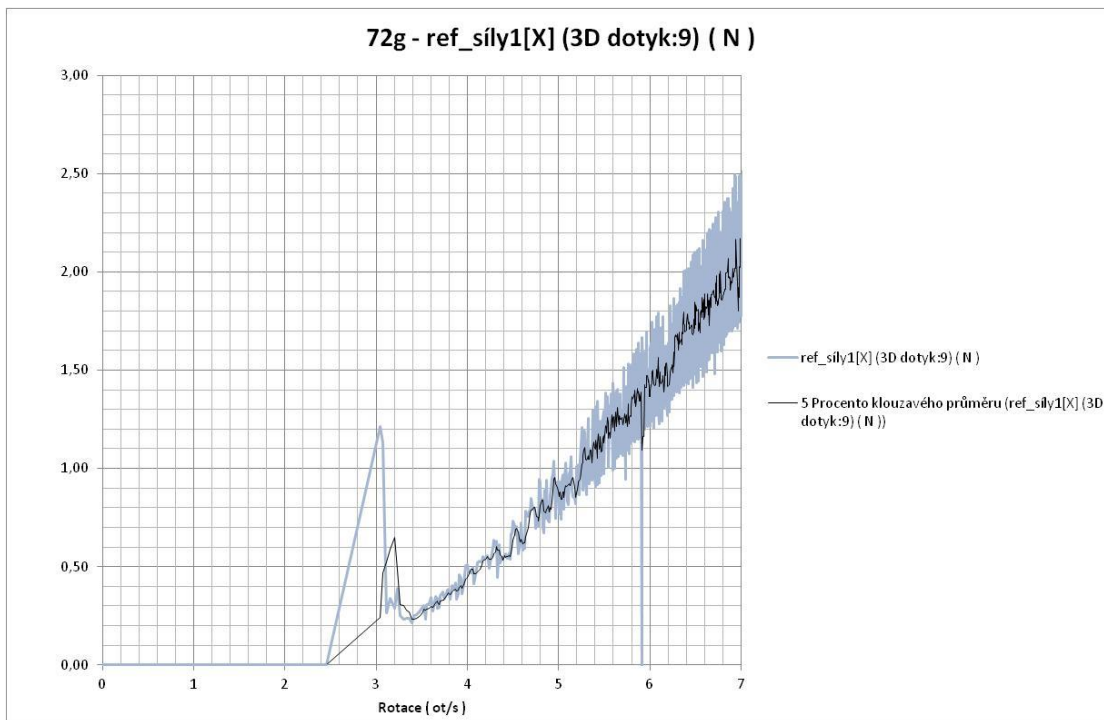
- otáček regulátoru, při kterém začne brzdit (a porovnání s vypočtenou hodnotou)
- porovnání třecích sil (brzdících sil) při různých otáčkách regulátoru (a porovnání těchto hodnot s hodnotami vypočtenými)
- grafy průběhu třecích sil v závislosti na otáčkách jsou vytvořeny z vypočtených hodnot získaných dynamickou simulací sil na regulátoru
- znázorní závislost vyvozené třecí síly (brzdící síly) na budících otáčkách (dle okrajových podmínek  $0-3700^\circ\text{s}^{-1} = 0-10,27 \text{ ot s}^{-1}$ )



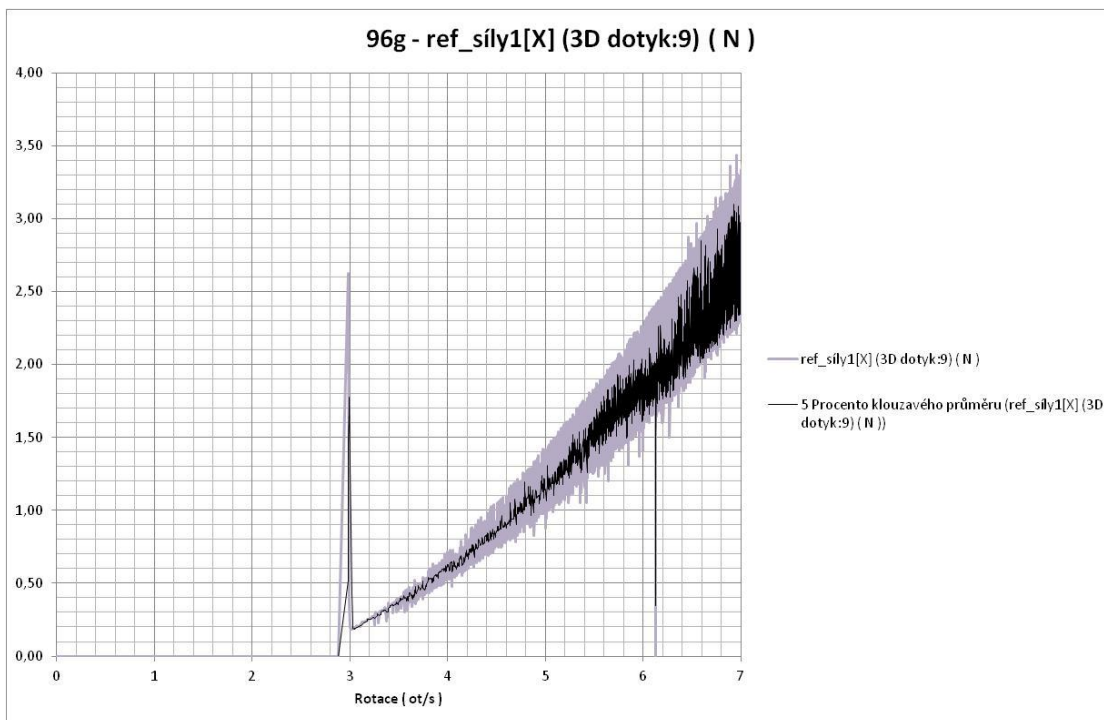
**Obr. 6.2.4-7: Průběh třecích sil v závislosti na otáčkách třecího regulátoru pro závaží regulátoru 24 g**



**Obr. 6.2.4-8: Průběh třecích sil v závislosti na otáčkách třecího regulátoru pro závaží regulátoru 48 g**



**Obr. 6.2.4-9:** Průběh třecích sil v závislosti na otáčkách třecího regulátoru pro závaží regulátoru 72 g



**Obr. 6.2.4-10:** Průběh třecích sil v závislosti na otáčkách třecího regulátoru pro závaží regulátoru 96 g

Z výše uvedených grafů jsou zřejmé hodnoty otáček, při kterých začal regulátor reagovat a dále pak průběhy třecích sil v závislosti na otáčkách. Uvedené hodnoty jsou pro jednotlivé velikosti závaží regulátoru zaznamenány v Tab.3 – Tab.6.

Naměřené hodnoty rychlostí pohybů transferovaného objektu o hmotnosti 10 kg pro jednotlivé použité hmotnosti jsou uvedeny v:

1. Tab. 3: Průběhy rychlostí a výsledek dynamické simulace pro závaží regulátoru 48 g
2. Tab. 3: Průběhy rychlostí a výsledek dynamické simulace pro závaží regulátoru 48 g
3. Tab. 4: Průběhy rychlostí a výsledek dynamické simulace pro závaží regulátoru 72 g
4. Tab. 5: Průběhy rychlostí a výsledek dynamické simulace pro závaží regulátoru 96 g.

Pro jednotlivé výpočty v tabulkách byly využity dříve odvozené vztahy pro:

Otáčky, při kterých začíná regulátor reagovat dle vztahu (6.2.4.10)

- Brzdící síla regulátoru dle (6.2.4.13)
- Síla pohonu vozíku dle vztahů z 6.2.2 s výslednou silou působící na přepravní box

$$F_p = (m_v + m_p)g \sin \alpha - c_R(m_v + m_p)g \cos \alpha - m_Z g \quad (6.2.4.14)$$

Poslední dva ohraničené řádky v každé tabulce udávají výsledky dynamických simulací na 3D modelu regulátoru, poslední řádek pak procentuální rozdíl velikostí brzdících sil naměřených a nasimulovaných.

**Tab. 2: Průběhy rychlostí a výsledek dynamické simulace pro závaží regulátoru 24 g**

Čas (s)	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
1. Rychlost při 10kg/24g	0	6	18	22	34	40	44	56	44	62	60
1. Síla pohonu vozíku $F_p$ [N]	1,570										
1. Start činnosti regulátoru [ $s^{-1}$ ]	18,995										
1. Start činnosti regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	3,023										
1. Úhlová rychlost regulátoru [ $s^{-1}$ ]	0,000	6,000	18,000	22,000	34,000	40,000	44,000	56,000	44,000	62,000	60,000
1. Otáčky regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	0,000	0,955	2,865	3,501	5,411	6,366	7,003	8,913	7,003	9,868	9,549
1. Vyvozená brzdící síla $F_b$ [N]	0,000	0,000	0,000	0,182	0,435	0,603	0,729	1,181	0,729	1,448	1,356
1. Start činnosti regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	3,455										
1. Brzdící síla $F_b$ [N] - dynamická simulace	0,000	0,000	0,000	0,147	0,429	0,577	0,741	1,172	0,741	1,456	1,369
1. Rozdíl $F_b$ dynamická simulace/výpočet [%]	0,00	0,00	0,00	-19,38	-1,49	-4,27	1,60	-0,80	1,60	0,54	0,94

**Tab. 3: Průběhy rychlostí a výsledek dynamické simulace pro závaží regulátoru 48 g**

Čas (s)	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5
2. Rychlost při 10kg/48g	0	4	10	14	20	36	30	36	30	44	36	34	36	40
2. Síla pohonu vozíku $F_p$ [N]	1,570													
2. Start činnosti regulátoru [ $s^{-1}$ ]	16,990													
2. Start činnosti regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	2,704													
2. Úhlová rychlost regulátoru [ $s^{-1}$ ]	0,000	4,000	10,000	14,000	20,000	36,000	30,000	36,000	30,000	44,000	36,000	34,000	36,000	40,000
2. Otáčky regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	0,000	0,637	1,592	2,228	3,183	5,730	4,775	5,730	4,775	7,003	5,730	5,411	5,730	6,366
2. Vyvozená brzdící síla $F_b$ [N]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,301	0,976	0,678	0,976	0,678	1,459	0,976	0,871	0,976	1,206
2. Start činnosti regulátoru [ $s^{-1}$ ]	2,881													
2. Brzdící síla $F_b$ [N] - dynamická simulace	0,000	0,000	0,000	0,000	0,226	1,206	0,860	1,206	0,860	1,330	1,206	1,156	1,206	1,638
2. Rozdíl $F_b$ dynamická simulace/výpočet [%]	0,00	0,00	0,00	0,00	-25,01	23,51	26,83	23,51	26,83	-8,82	23,51	32,72	23,51	35,88



**Tab. 4: Průběhy rychlostí a výsledek dynamické simulace pro závaží regulátoru 72 g**

Čas (s)	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
3. Rychlost při 10kg/72g	0	14	12	16	24	30	32	30	24	28	30	32	28	34	30
3. Síla pohonu vozíku $F_p$ [N]	1,570														
3. Start činnosti regulátoru [ $s^{-1}$ ]	16,266														
;	2,589														
3. Úhlová rychlost regulátoru [ $s^{-1}$ ]	0,000	14,000	12,000	16,000	24,000	30,000	32,000	30,000	24,000	28,000	30,000	32,000	28,000	34,000	30,000
3. Otáčky regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	0,000	2,228	1,910	2,546	3,820	4,775	5,093	4,775	3,820	4,456	4,775	5,093	4,456	5,411	4,775
3. Vyvozená brzdící síla $F_b$ [N]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,651	1,017	1,157	1,017	0,651	0,886	1,017	1,157	0,886	1,306	1,017
3. Start činnosti regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	2,825														
3. Brzdící síla $F_b$ [N] - dynamická simulace	0,000	0,000	0,000	0,000	0,516	0,958	1,187	0,958	0,516	0,843	0,958	1,187	0,843	1,348	0,958
3. Rozdíl $F_b$ dynamická simulace/výpočet [%]	0,00	0,00	0,00	0,00	-20,73	-5,81	2,57	-5,81	-20,73	-4,86	-5,81	2,57	-4,86	3,18	-5,81

**Tab. 5: Průběhy rychlostí a výsledek dynamické simulace pro závaží regulátoru 96 g**

Čas (s)	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
4. Rychlost při 10kg/96g [cm.s-1]	0	14	10	16	22	20	32	26	18	18	22	22	26	32	22	18
4. Síla pohonu vozíku $F_p$ [N]	1,570															
4. Start činnosti regulátoru [ $s^{-1}$ ]	15,892															
4. Start činnosti regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	2,529															
4. Úhlová rychlost regulátoru [ $s^{-1}$ ]	0,000	14,000	10,000	16,000	22,000	20,000	32,000	26,000	18,000	18,000	22,000	22,000	26,000	32,000	22,000	18,000
4. Otáčky regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	0,000	2,228	1,592	2,546	3,501	3,183	5,093	4,138	2,865	2,865	3,501	3,501	4,138	5,093	3,501	2,865
4. Vyvozená brzdící síla $F_b$ [N]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,729	0,603	1,543	1,019	0,488	0,488	0,729	0,729	1,019	1,543	0,729	0,488
4. Start činnosti regulátoru [ $ot\ s^{-1}$ ]	2,815															
4. Brzdící síla $F_b$ [N] - dynamická simulace	0,000	0,000	0,000	0,000	0,792	0,501	1,346	0,859	0,329	0,329	0,792	0,792	0,859	1,346	0,792	0,329
4. Rozdíl $F_b$ dynamická simulace/výpočet [%]	0,00	0,00	0,00	0,00	8,59	-16,88	-12,77	-15,67	-32,61	-32,61	8,59	8,59	-15,67	-12,77	8,59	-32,61

Dynamickou simulací byl ověřen matematický model regulátoru zajišťujícího rovnoměrný pohyb tělesa na gravitačním dopravníku s těmito výsledky:

- otáčky startu činnosti regulátoru naměřené na funkčním modelu se liší od hodnot otáček startu činnosti regulátoru získaných dynamickou simulací o max. 14,3 % (závaží regulátoru 24 g). Rozdíl hodnot je způsoben idealizováním 3D modelu oproti reálnému mechanismu (např. vůle vazeb) a zpožděním reakce dynamického modelu (simulace startu tření - matematický model počítá v okamžik zvednutí závaží). Dosažený rozdíl hodnot (změřená hodnota/hodnota získaná simulací) odpovídá nepřesnosti reálného modelu a podmínkám měření (odečítání dráhy ujeté vozíkem v čase)
- Průběh a velikost třecích sil – rozdíl až 35,88 % (závaží regulátoru 48 g) je dán nepřesností měření na reálném modelu vč. nestability třecího elementu (filc / dřevěný kotouč).

Celý systém mechanického tření je velice nestabilní a je velice citlivý na nastavení okrajových podmínek – součinitel tření, valivého odporu, hmotnosti protizávaží (ověřeno na reálném modelu). Není vhodný pro spolehlivě dlouhodobě fungující regulační systémy v praxi.

### **6.2.5 Zhodnocení poznatků o karakuri dopravníku s protizávažím**

Karakuri dopravník s protizávažím je jednoduchým a funkčním prostředkem pro přepravu objektů mezi dvěma stanovišti bez potřeby dodávky externí energie. Jeho jednoduchost je ale vyvážena nevýhodami, které je třeba zvážit na počátku projektu jeho využití:

- rovnoměrně zrychlený pohyb přepravovaného objektu s rázy na konci dráhy
- jednoúčelový velikost protizávaží a sklon dráhy právě jen pro realizovaný způsob přepravy

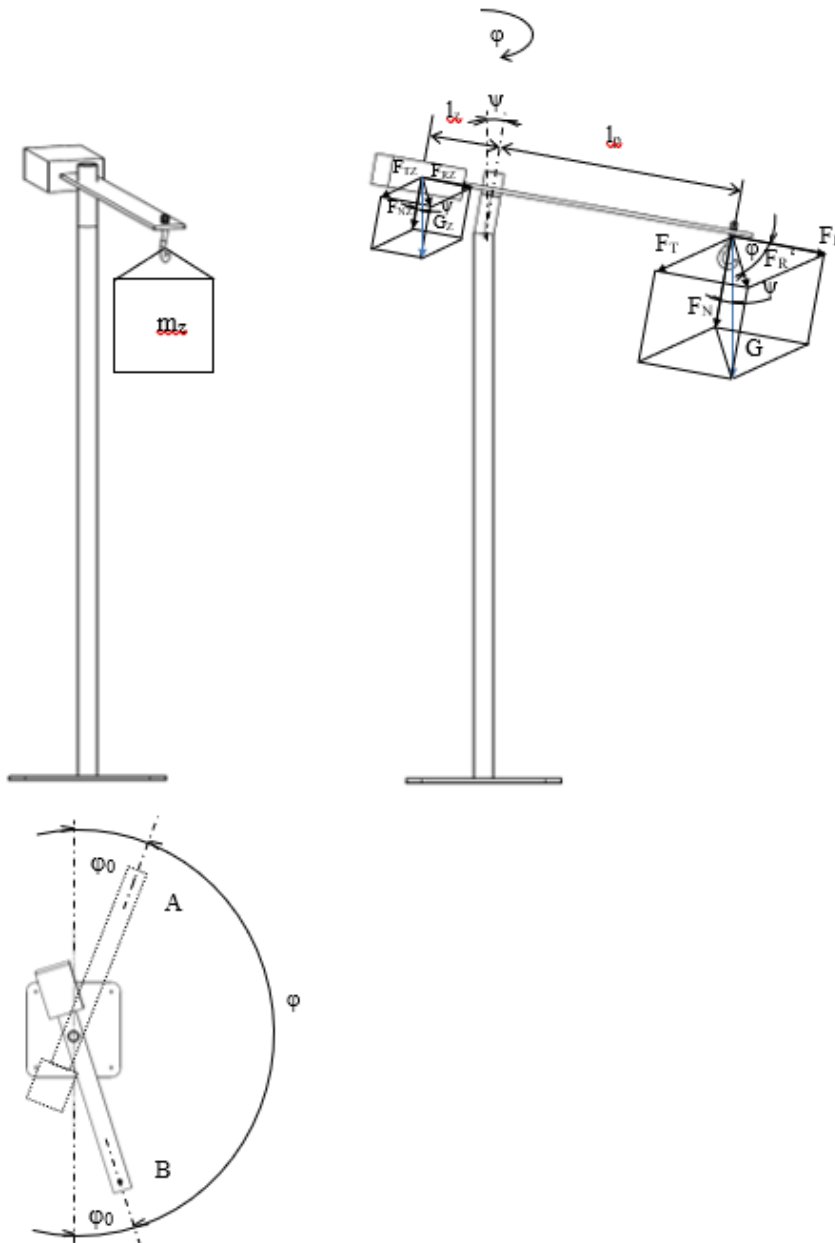
V případě požadavku na rovnoměrný pohyb přepravovaného objektu je možné použít v práci uvedené doplňkové komponenty, které zaručí tento pohyb. V případě zkoumaného odstředivého regulátoru s třecí plochou se ale jedná, ze svého principu, o nestabilní zařízení, které nelze doporučit.

### **6.3 Karakuri kyvadlo**

Karakuri kyvadlo s protizávažím je druhou konstrukcí využívající gravitačních sil působících na přepravované těleso a protizávaží. Slouží k přepravě předmětů mezi dvěma místy z jejichž vzdálenosti vychází i daná konstrukce. Jedná se tedy o jednoúčelové zařízení, jehož rozměry a hmotnost protizávaží vychází z požadované dopravní vzdálenosti a hmotnosti přepravovaného tělesa.

Silové a rozměrové poměry jsou uvedené na Obr. 6.3.1-1

### 6.3.1 Konstrukce a popis funkce



Obr. 6.3.1-1: Rozměrové a silové poměry na kyvném dopravníku

Rameno dopravníku o délce  $l_p$  je ve volném stavu vychýlené vlivem složky gravitační síly protizávaží  $F_{TZ}$  do výchozí pozice A definované mechanickým dorazem. Po zavěšení přepravovaného předmětu na rameno  $l_p$  dojde vlivem působení tečné složky gravitační síly zavěšeného tělesa  $F_T$  k nerovnováze sil na páce  $l_z - l_p$  a následnému pohybu ramene s přepravovaným tělesem z bodu A do bodu B opět definovaný pevným dorazem.

Převavní vzdálenost kyvného dopravníku mezi body A a B je dán vztahem

$$L = 2 l_p \cos\phi \cos\psi \quad (6.3.1.1)$$

Zde se rameno vlivem kontaktu s dorazem zastaví. Po odebrání dílu z ramene dojde vlivem opětovného působení tečné síly protizávaží  $F_{TZ}$  k přetočení ramene na doraz výchozí polohy A a celý cyklus se opakuje.

### 6.3.2 Zhodnocení poznatků o karakuri kyvadle

Karakuri kyvadlo je jednoduchým prostředkem pro transfer předmětu v materiálovém toku. Principiálně je obdobou válečkového dopravníku protizávažím. Přepravuje transferovaný objekt po kruhové dráze.

- ✓ Jednoduché řešení bez použití atypických konstrukčních prvků
- ✓ Nízké cena
- ✓ Snadné řešení pro požadovanou přepravovanou vzdálenost, hmotnost a rozměry přepravovaného tělesa
- ✓ Zajišťuje tok jednoho kusu

Nevýhody konstrukce:

- Pohyb přepravovaného tělesa je pohybem přímočarým, rovnoměrně zrychleným
- Přepravovaný předmět je vystaven rázům v krajních pozicích
- Nutnost ohrazení konstrukce z důvodu zamezení možnosti úrazu operátory pohybujícími se v blízkosti kyvného ramena
- Větší zástavbová plocha ve srovnání s přímočarým dopravníkem s protizávažím
- 

### 6.4 Karakuri vozík a jeho funkce

Další konstrukcí využívající prvky karakuri mechanismů je samočinný vozík pro dopravu objektů v materiálovém toku, který je jedním z karakuri řešení představeném na videu [19].

Daná konstrukce nebyla nikde identifikována, popsána a není tak možné dohledat více informací. Nejsou tedy k dispozici ani žádné teoretické a praktické výpočty nebo matematické vztahy charakterizující danou konstrukci.



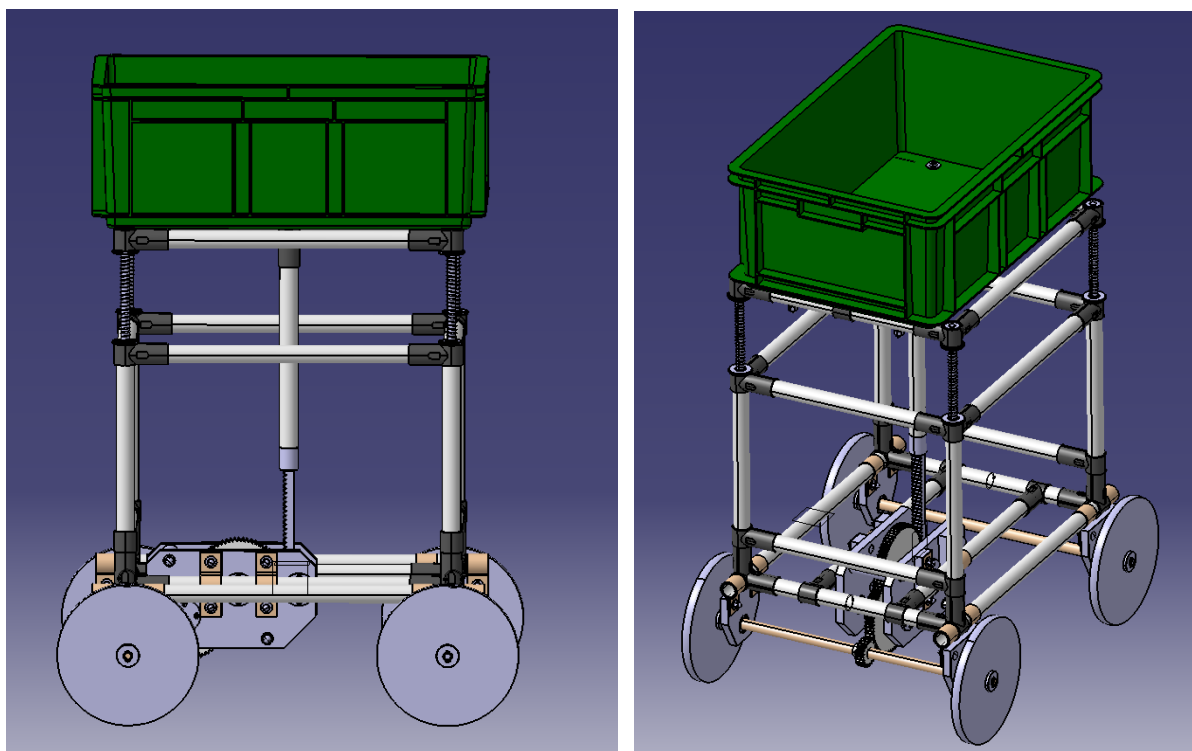
Obr 6.4-1: Samočinný vozík představený v [19]

Z výše uvedených důvodů je dalším obsahem překládané práce právě teoretický rozbor dané konstrukce s následným návrhem a realizací praktického modelu. Na něm bude následně provedeno i praktické měření jeho dynamických vlastností.

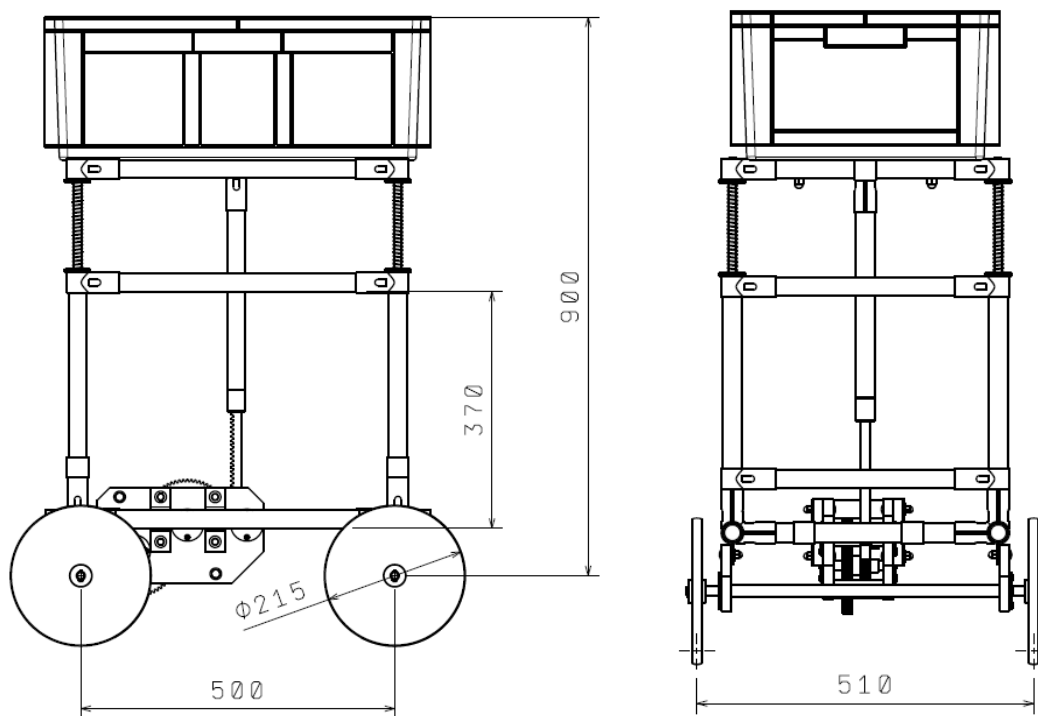
Karakuri vozík slouží k transferu objektu zvolené hmotnosti na vzdálenost definovanou svojí konstrukcí (geometrií převodů, zdvihem a tuhostí akumulčních pružin). Jeho následné zpětné navrácení do výchozí pozice probíhá bez nutnosti přivádění dodatečné externí energie.

Funkce mechanismu je velice jednoduchá. Po vložení přepravovaného předmětu do boxu vozíku dojde vlivem působení gravitační síly vloženého předmětu k silové nerovnováze ve vztahu k silám akumulčních pružin. Tato nerovnováha vede k rozjezdu vozíku. Po ujetí konstrukční vzdálenosti se vozík zastaví a po následném odebrání přepravovaného předmětu se karakuri vozík vrátí zpět do výchozí pozice. Ke zpětnému pohybu využije energie akumulovanou během dopředného pohybu do tlačných pružin umístěných ve svém rámu.

## 6.4.1 Konstrukce karakuri vozíku



Obr 6.4.1-1: Konstruční návrh gravitačního vozíku



Obr. 6.4.1-2: Základní rozměry gravitačního vozíku s vinutými pružinami

Při přípravě konstrukčního návrhu modelu gravitačního vozíku hledal autor předkládané práce jednoduše realizovatelné řešení spojující v sobě obecnou dostupnost jednotlivých konstrukčních prvků, jejich požadovanou funkci a přijatelnou cenu.

Cílem bylo vytvořit funkční model dle hodnot využitých pro ověření funkčních a dynamických vlastností dané konstrukce.

Celý návrh byl realizován pomocí 3D software CATIA viz návrhy na Obr. 6.4.1-1 a Obr.6.4.1-2.

Při návrhu byly použity následující konstrukční řešení:

- Rám vozíku

Rám vozíku je tvořen prostorovou konstrukcí z trubkového konstrukčního systému LOGIFORM [13]. Ten je určený pro stavbu regálů, stolů a podobných konstrukcí. Výhodou tohoto systému je vysoká variabilita použití a rozsáhlé příslušenství umožňující realizovat všechny typy požadovaných spojů trubek včetně válečkových tratí. Příklad sortimentu firmy Logiform je uveden na Obr. 6.4.1-3: Konstrukční systém Logiform. V horních rozích konstrukce jsou v rohových profilech sevřeny plastové vložky fixující válcové kuličkové lineární pouzdra KH12 vodících tyčí horního rámu.



Obr. 6.4.1-3: Konstrukční systém Logiform [13]

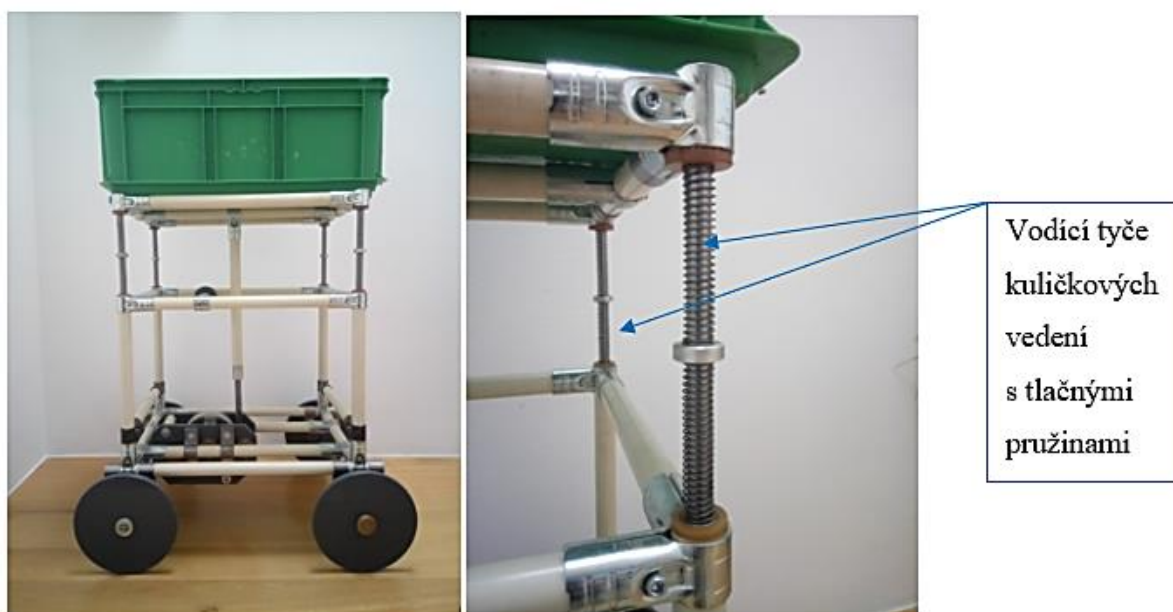
- Horní rám vozíku

Jedná se opět o sestavu z trubkového systému Logiform [13]. Ve všech rozích rámu jsou v rohových spojovacích profilech sevřeny plastové vložky držící vodící tyče W12 od výrobce FLI. Na horní části rámu je připevněn plastový box, do kterého se vkládá přepravovaný objekt. Horní nosný rám je pohyblivou součástí rámu vozíku. S hlavním rámem je spojen pomocí čtyř vodících tyčí, které jsou vedené v kuličkových vedeních umístěných ve vertikálních trubkách hlavního rámu. Vodící tyče slouží jako nosné prvky pro ocelové tlačné pružiny, do kterých se

akumuluje během pohybu vozíku část gravitační energie přepravovaného tělesa. Toto řešení umožňuje vertikální pohyb horního rámu nosícího i přepravní box. Na horním rámu je připevněn ozubený hřeben, který zapadá do ozubeného kola  $r_1$  převodovky a přenáší tak gravitační sílu vyvozenou přepravovaným předmětem na soustavu poháněcích kol.

Velikost použitých pružin u testovaného vzorku byla stanovena pomocí matematické simulace pohybu [20]: ocelové, tlačné, rozměr 1,25x15,3x137,  $k=385 \text{ Nm}^{-1}$  vždy 2 v sérii na každé vodící tyči (celkový dovolený zdvih pružin 200 mm).

Max. síla jedné pružiny při dovoleném zdvihu 100 mm – 38,5N [20]



Obr. 6.4.1-4: Horní rám vozíku s vinutými pružinami

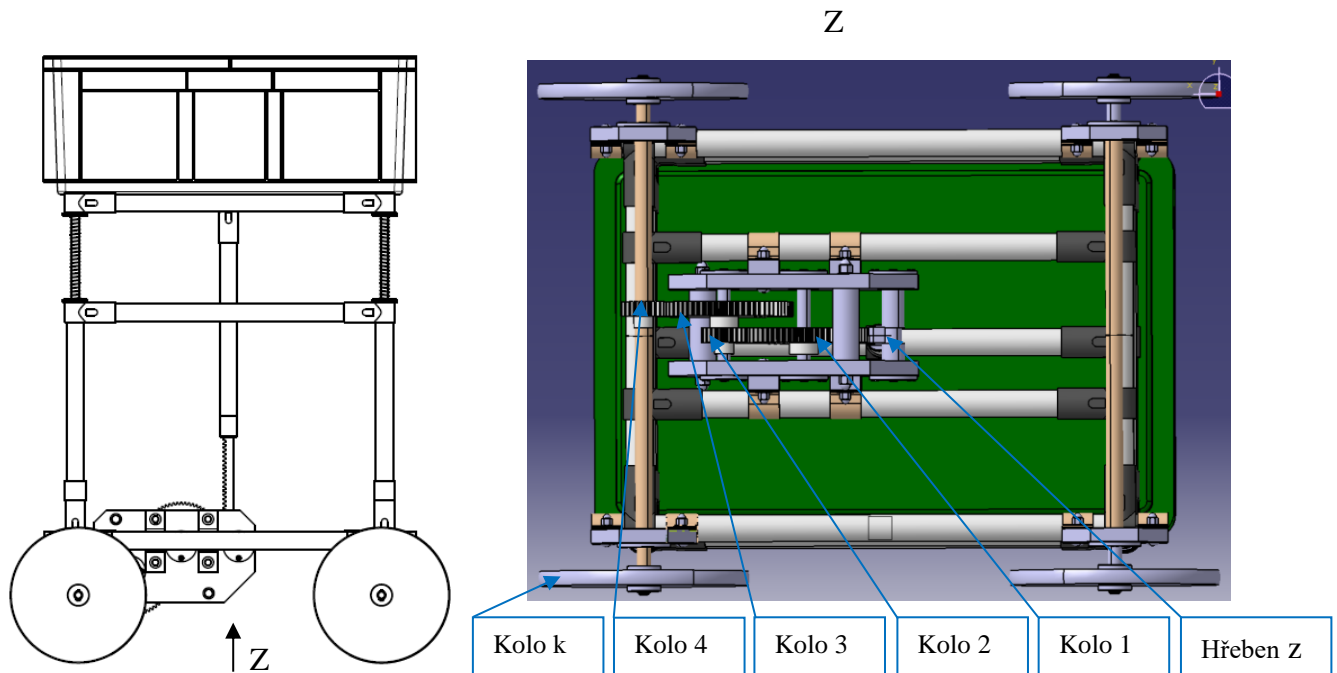
- Převodovka

Pro konstrukci převodovky byly použité standardně prodávaná plastová ozubená kola s modulem 2 a počtem zubů 22 s 70 od výrobce TEA. Ozubená kola jsou nasazena na hřídele pohybující se v klasických kuličkových ložiscích 6202. Ložiska jsou vsazena do bočnic převodovky vyrobené z plastových desek. Axiální pojištění ložisek v plastových bočnicích je zajištěno pomocí víček připevněných šrouby k plastovým bočnicím. Umístění převodovky ve vozíku je znázorněné na Obr. 6.4.1-5 a Obr. 6.4.1-6



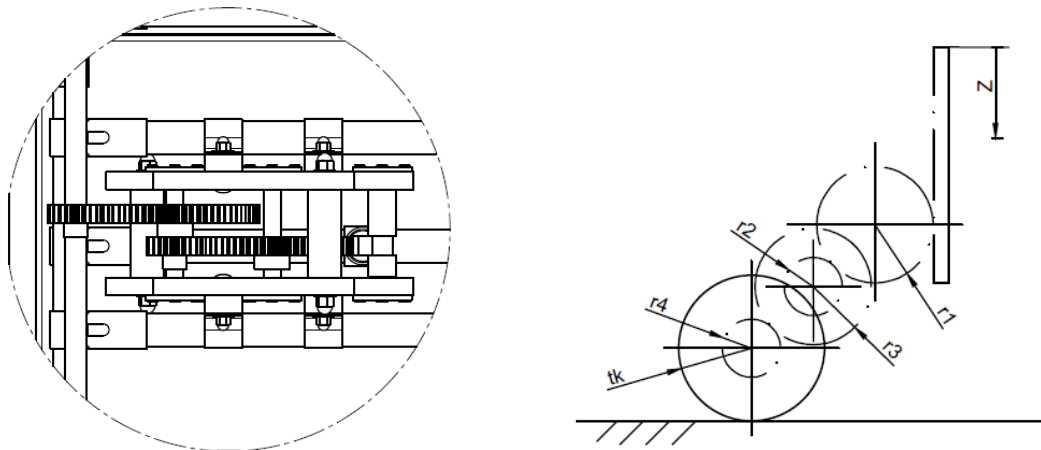
Převodovka je řešena jako dvouhřídelová s dvěma páry ozubených kol. Ozubené kolo  $Z_1$  je poháněno ozubeným hřebenem TEA P20250, na který působí gravitační síla horního rámu konstrukce s přepravní bednou a přepravovaným předmětem.

Volbou převodových poměrů lze dosáhnout požadované přepravní vzdálenosti předmětu.



Obr. 6.4.1-5: Umístění převodovky ve vozíku

Obr. 6.4.1-6: Převodovka sestava



Obr. 6.4.1-5: Schéma převodovky

Výpočet přepravní vzdálenosti při dané konstrukci převodovky:

$$z = r_1\varphi_1 = r_2\varphi_2 \quad (6.4.1.1)$$

$$r_3\varphi_2 = r_4\varphi_3 = r_k\varphi_3 = x \quad (6.4.1.2)$$

$$\frac{r_3}{r_2}z = r_4\varphi_3 \Rightarrow \varphi_3 = \frac{r_3r_k}{r_2r_4}z \quad (6.4.1.3)$$

Jak je výše uvedeno, pokud platí

$$x = r_k\varphi_3 \quad (6.4.1.4)$$

Proto

$$x = \frac{r_3r_k}{r_2r_4}z \quad (6.4.1.5)$$

Pro realizovaný model byly zvoleny následující poloměry roztečných kružnic ozubených a pojezdových kol:

$$r_1 = 70 \text{ mm}$$

$$r_2 = 44 \text{ mm}$$

$$r_3 = 140 \text{ mm}$$

$$r_4 = 70 \text{ mm}$$

$$r_k = 107,5 \text{ mm}$$

$$z = 200 \text{ mm}$$

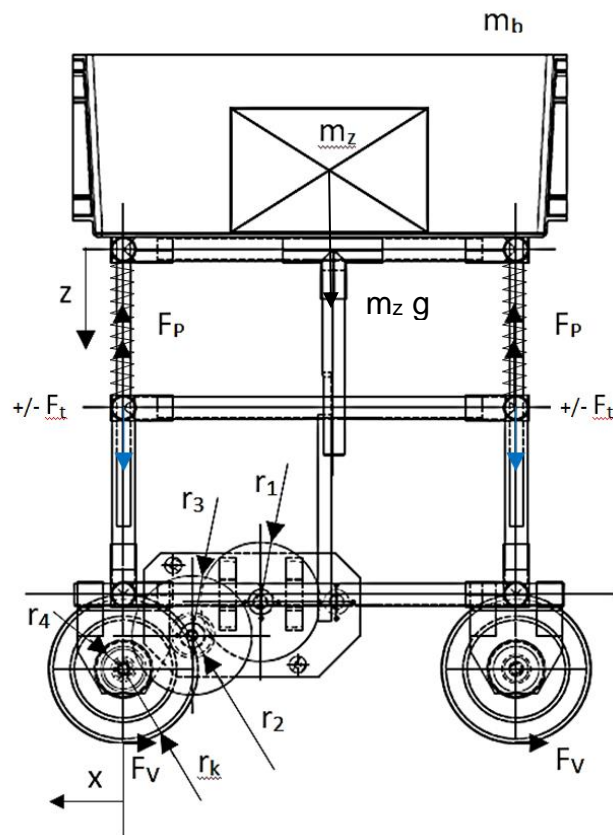
$$x = \frac{70 \cdot 107,5}{22 \cdot 22} 200 = 3109,5 \text{ mm} \quad (6.4.1.6)$$

Z uvedeného výpočtu získáváme teoretickou dráhu vozíku, který je schopný ujet při použití převodových kol daných rozměrů a vinutých ocelových pružin s pracovním zdvihem 200 mm vzdálenost 3109,5 mm.

Daná vypočtená dráha bude ověřena měřením na funkčním modelu

## 6.4.2 Aplikace pokročilých metod mechaniky na karakuri vozíku

Na Obr. 6.4.2-1. jsou označeny směry působících sil, hlavní geometrické rozměry pohonu a uvažované osy směrů pohybů. V Tab.6: Pohybové charakteristiky vozíku jsou poté uvedené pohybové charakteristiky vozíku. Tab. 7: Silové účinky na vozíku použitých pro výpočet.



Obr. 6.4.2-1 Rozměrové a funkční schéma karakuri vozíku

Dynamické chování nové konstrukce je zkoumáno pomocí metody redukce hmotností jednotlivých částí mechanismu na jeho rám.

Dle [18] platí pro obecnou souřadnici  $q$ :

$$P = \frac{dE_k}{dt} \quad (6.4.2.1)$$

kde

$$\frac{dE_k}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dm^*}{dq} \dot{q}^3 + m^* \dot{q} \ddot{q} \quad (6.4.2.2)$$

Vlastní pohybová rovnice soustavy s 1°volnosti při redukované síle  $F_r$  :

$$m^* \ddot{q} + \frac{1}{2} \frac{dm^*}{dx} \dot{q}^2 = F_r \quad (6.4.2.3)$$

A pro  $m^* = konst.$

$$m^* \ddot{q} = F_r \quad (6.4.2.4)$$

Tab.6: Pohybové charakteristiky vozíku

Kusů	Název části	Hmotnost	MOI	Rychlost		
				Posuv X	Posuv Z	Rotace
1	Bedna + pohyblivý horní rám + hřeben	$m_b$	-	$\dot{x}$	$\dot{z}$	0
1	Přepřavovaný předmět	$m_z$	-	$\dot{x}$	$\dot{z}$	0
1	Rám vozíku	$m_r$	-	$\dot{x}$	0	0
1	Ozubené kolo 1	$m_1$	$J_1$	$\dot{x}$	0	$\dot{\varphi}_1$
1	Ozubené kolo 2	$m_2$	$J_2$	$\dot{x}$	0	$\dot{\varphi}_2$
1	Hnané pojezdové soukolí vč. pastorku	$m_{s1}$	$J_{s1}$	$\dot{x}$	0	$\dot{\varphi}_s$
1	Nehnané pojezdové soukolí	$m_{s2}$	$J_{s2}$	$\dot{x}$	0	$\dot{\varphi}_s$

Obecnou redukovanou hmotu určíme z rovnosti kinetické energie zkoumané soustavy a kinetické energie hledané obecné redukované hmoty

Kinetická energie daného mechanismu se poté rovná

$$E_k = \sum_{i=0}^n \frac{1}{2} m_i v_i^2 + \sum_{j=0}^n \frac{1}{2} J_j \omega_j^2 = \frac{1}{2} m_r^* \dot{x}^2 \quad (6.4.2.5)$$

$$\begin{aligned}
E_k = & \frac{1}{2}(m_b + m_z)(\dot{x}^2 + \dot{z}^2) + \frac{1}{2}m_r\dot{x}^2 \\
& + \frac{1}{2}(m_1 + m_2 + m_{s1} + m_{s2})\dot{x}^2 + \frac{1}{2}J_1\dot{\phi}_1^2 \quad (6.4.2.6) \\
& + \frac{1}{2}J_2\dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2}J_{s1}\dot{\phi}_s^2 + \frac{1}{2}J_{s2}\dot{\phi}_s^2 = \frac{1}{2}m_r^*\dot{x}^2
\end{aligned}$$

Kde po úpravách a využití kinematických vazeb mezi úhlovými rychlostmi jednotlivých pohybujících se částí vozíku na souřadnici x dostáváme redukovanou hmotnost celé soustavy na rám

$$\begin{aligned}
m_r^* = & (m_b + m_z) \left[ 1 + \left( \frac{r_2 r_4}{r_3 r_k} \right)^2 \right] + m_r + m_1 + m_2 + m_{s1} + m_{s2} + \frac{J_1}{r_k^2} \left( \frac{r_2 r_4}{r_1 r_3} \right)^2 \\
& + \frac{J_2}{r_k^2} \left( \frac{r_4}{r_3} \right)^2 + \frac{J_{s1} + J_{s2}}{r_k^2} \quad (6.4.2.7)
\end{aligned}$$

Obecnou redukovanou sílu určíme z rovnosti okamžitého výkonu pracovních sil na soustavu působících a výkonu hledané obecné redukované síly

$$P = \sum_{i=0}^n F_i v_i + \sum_{j=0}^n J_j \omega_j^2 = F_r \dot{x} \quad (6.4.2.8)$$

Tab. 7: Silové účinky na vozíku

Silové účinky	Výkon
Tíha	$(m_b + m_z) g \dot{z}$
Síly pružin	$-4 k z \dot{z}$
Tření v lineárním vedení	$-4 F_t \dot{z}$
Odpor proti valení	$-4 \frac{m_{celk}}{4} g \frac{\xi}{r_k} \dot{\phi}_s$

Celkový výkon sil vozíku:

$$P = [(m_b + m_z)g - 4kz - 4F_t]\dot{z} - m_{celk}g \frac{\xi}{r_k} \dot{\phi}_s = F_r \dot{x} \quad (6.4.2.9)$$

Kdy po převedení pomocí kinematických vazem na  $x$  je

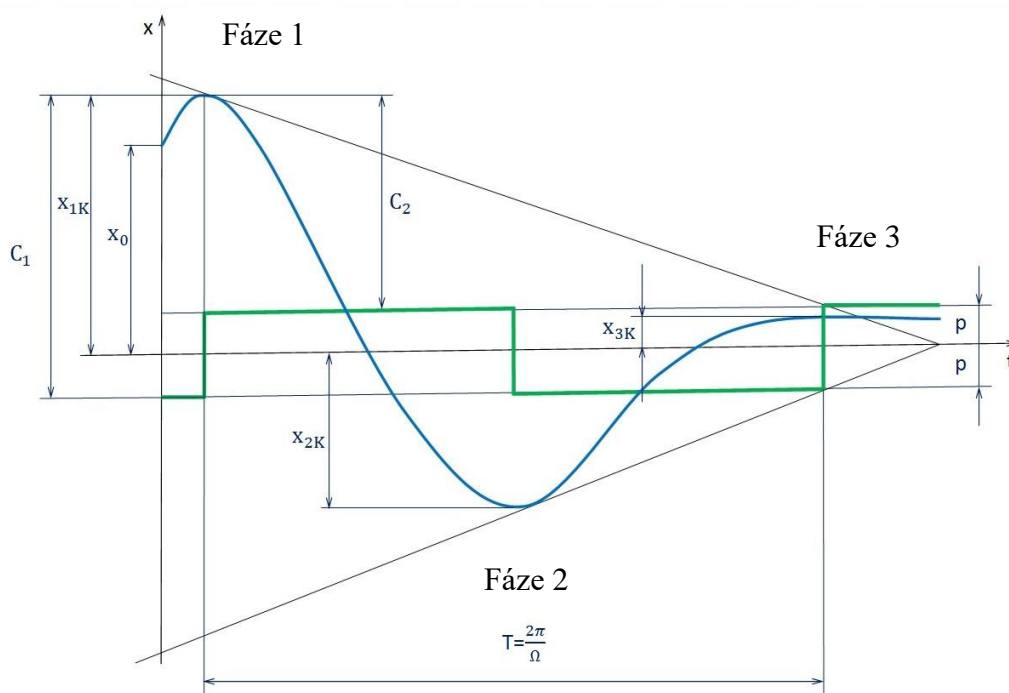
$$F_r = [(m_b + m_z)g - 4kz - 4F_t] \frac{r_2 r_4}{r_3 r_k} - m_{celk} g \frac{\xi}{r_k} \quad (6.4.2.10)$$

Dosazením rovnic (6.4.2.10) a (6.4.2.7) do (6.4.2.4) a po úpravách dostáváme pohybovou rovnici vozíku

$$m_r^* \ddot{x} + 4k \left( \frac{r_2 r_4}{r_3 r_k} \right)^2 x = [(m_b + m_z)g - 4F_t] \frac{r_2 r_4}{r_3 r_k} - m_{celk} g \frac{\xi}{r_k} \quad (6.4.2.11)$$

- Využití funkce signum pro řešení pohybové rovnice kmitavého pohybu tlumeného smykovým (Coulombovým třením)

Praktické řešení rovnice (6.4.2.11) je velice zajímavou úlohou mechaniky, neboť se jedná o pohybovou rovnici soustavy kmitavého pohybu tlumeného smykovým (Coulombovým) třením, u kterého je třecí síla konstantní velikosti a mění směr svého působení v závislosti na směru pohybu soustavy [17]. Dle vztahů uvedených v [18] je pro stanovení průběhů dráhy a rychlostí nutný opakovaný výpočet jednotlivých etap kmitavého pohybu až do jeho celkového utlumení – viz etapy 1-3 na Obr. 6.4.2-2: Průběh kmitavého pohybu tlumeného smykovým třením



Obr. 6.4.2-2: Průběh kmitavého pohybu tlumeného smykovým třením [18]

Znamená to tedy postupné výpočty velikostí výchylek a rychlostí, kdy vždy následující etapa má za počáteční podmínky (počáteční výchylku a rychlost) výsledek výpočtu parametrů etapy předcházející.

Takový výpočet je velice zdlouhavý.

Z tohoto důvodu byl hledán způsob, jak daný výpočet zjednodušit a moci tak i využít matematický software Maple. To bylo vyřešeno použitím funkce *signum*. Ta v rovnici (6.4.2.12) zohledňuje směr působení třecí síly vždy proti aktuálnímu směru pohybu mechanismu a platí:

$$m_r^* \ddot{x} + 4k \left( \frac{r_2 r_4}{r_3 r_k} \right)^2 x + \text{sign}(\dot{x}) \left( 4 F_t \frac{r_2 r_4}{r_3 r_k} \right) = (m_b + m_z) g \frac{r_2 r_4}{r_3 r_k} - m_{\text{celk}} g \frac{\xi}{r_k} \quad (6.4.2.12)$$

Pro řešení rovnice (6.4.2.12) byl poté použit matematický software Maple [21].

Velice zajímavá je otázka počátečních podmínek použitých v řešení (6.4.2.12). Co vlastně iniciuje vlastní pohyb mechanismu vozíku? Je to vložená přepravovaná hmotnost  $m_z$ , která zruší do té doby platnou rovnováhu sil hmotností horní části rámu a opačným směrem působící síly vinutých pružin. Systém se uvede do pohybu, který trvá až do jeho utlumení.

Pohyb vozíku tak zajistí vložení přepravované hmotnosti  $m_z$  a nárůst velikosti pravé části rovnice (6.4.2.12)

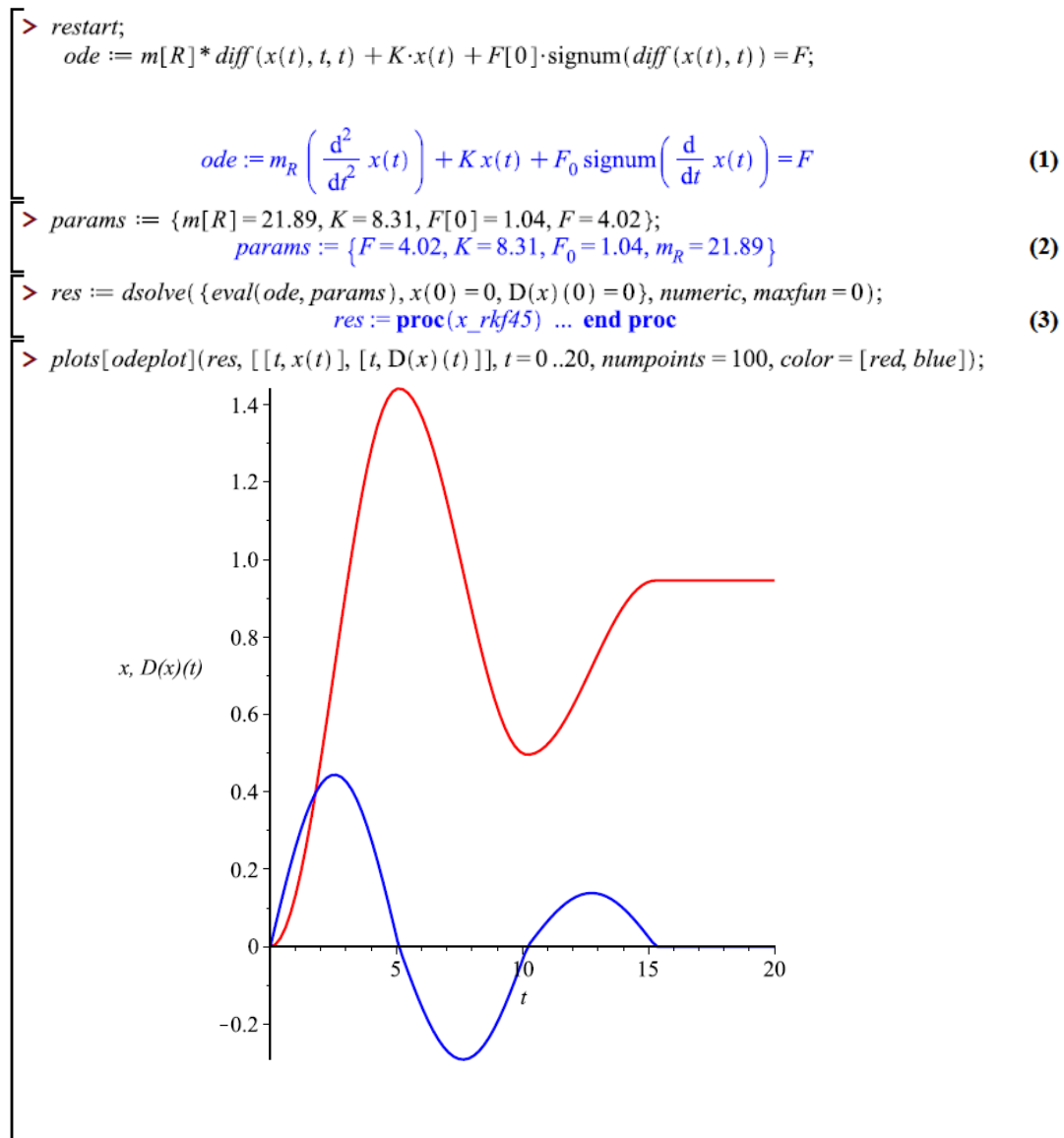
Grafickým řešením rovnice (6.4.2.12) pomocí systému Maple byl získán časový průběh dráhy a rychlosti od rozjedu vozíku v čase  $t=0$  po dosažení max. ujeté vzdálenosti, překmitnutí zpět a konečném ustálení soustavy ve výsledné vzdálenosti 1,45m (Obr.4.1.1)

Za počáteční podmínky výpočtu byly dosazeny hodnoty hmotností, rozměrů převodových kol a tuhostí pružin reálného modelu vozíku.

Hmotnosti a základní rozměry:

- přepravního boxu:  $m_b = 5,5$  kg
- přepravovaného předmětu:  $m_z = 12$  kg
- rámu vozíku:  $m_r = 21,6$  kg
- tuhost pružin:  $k_p = 770$  Nm<sup>-1</sup> (4 x paralelně v sérii spojené pružiny s  $k = 385$  Nm<sup>-1</sup>)

- třecí síla v lineárních vedeních:  $F_t = 5 \text{ N}$  (získáno měřením siloměrem na reálném vozíku)
- součinitel valivého odporu:  $\psi = 0,008$
- poloměry ozubených kol  $r_1$  a  $r_3 = 0,07 \text{ m}$
- poloměry ozubených kol  $r_2$  a  $r_4 = 0,02 \text{ m}$
- poloměr pojezdového kola  $r_k = 0,1075 \text{ m}$



Obr. 6.4.2-3: Časový průběh dráhy a rychlosti vozíku

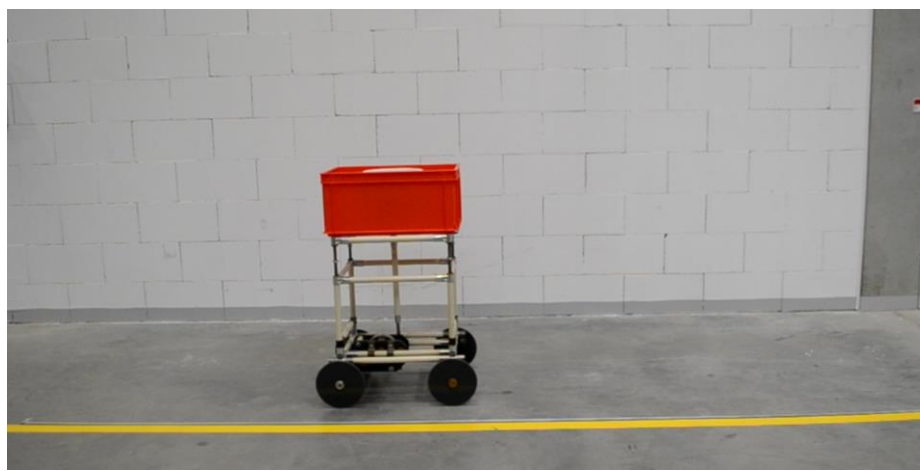
Z vypočteného časového průběhu ujeté dráhy a rychlosti vozíku na Obr. 6.4.2-3 jsou zřejmé následující fakta potvrzující správnost vypočtených hodnot.



Maximum rychlosti bylo dosaženo v polovině dráhy a poté rychlost klesá a k nule ve vrcholu dráhy. V místě nové rychlosti má její graf lomený tvar, který je dán vlivem zvýšeného tření při změně směru pohybu mechanismu. Ověření výsledků výpočtů bylo provedeno na funkčním modelu gravitačního vozíku.

### 6.4.3 Experimentální analýza dynamického chování karakuri vozíku

Měření bylo provedeno na funkčním modelu systémem snímání kamerou a současným odečítáním ujeté vzdálenosti na přiloženém měřicím pásnu.



Obr. 6.4.3-1: Měření dynamických vlastností vozíku

Měření proběhlo na nově vybroušené vodorovné betonové podlaze při hmotnosti přepravovaného objektu 12 kg. Pohyb karakuri vozíku byl snímán kamerou Obrázek 6.4.3-2. Měření ujeté dráhy a času kamerou a následným vyhodnocením ujeté vzdálenosti z počtu otáček kol v daném naměřeném čase byly získány výsledky uvedené v Tab. 8: Naměřené hodnoty průběhu volného pohybu vozíku.



Obrázek 6.4.3-2 Měření ujeté dráhy a času kamerou

Hodnoty z Tab. 8: Naměřené hodnoty průběhu volného pohybu vozíku byly dále graficky zpracovány – viz Obr. 6.4.3-3: Průběh volného pohybu vozíku.

Tab. 8: Naměřené hodnoty průběhu volného pohybu vozíku

Měření bod	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Dráha [m]	0	1,00	1,40	1,18	1,18	1,18	1,18	0,18	-0,72	0,20	0	0	0
Čas [s]	0	4	8	15	20	25	30	35	38	45	55	60	65

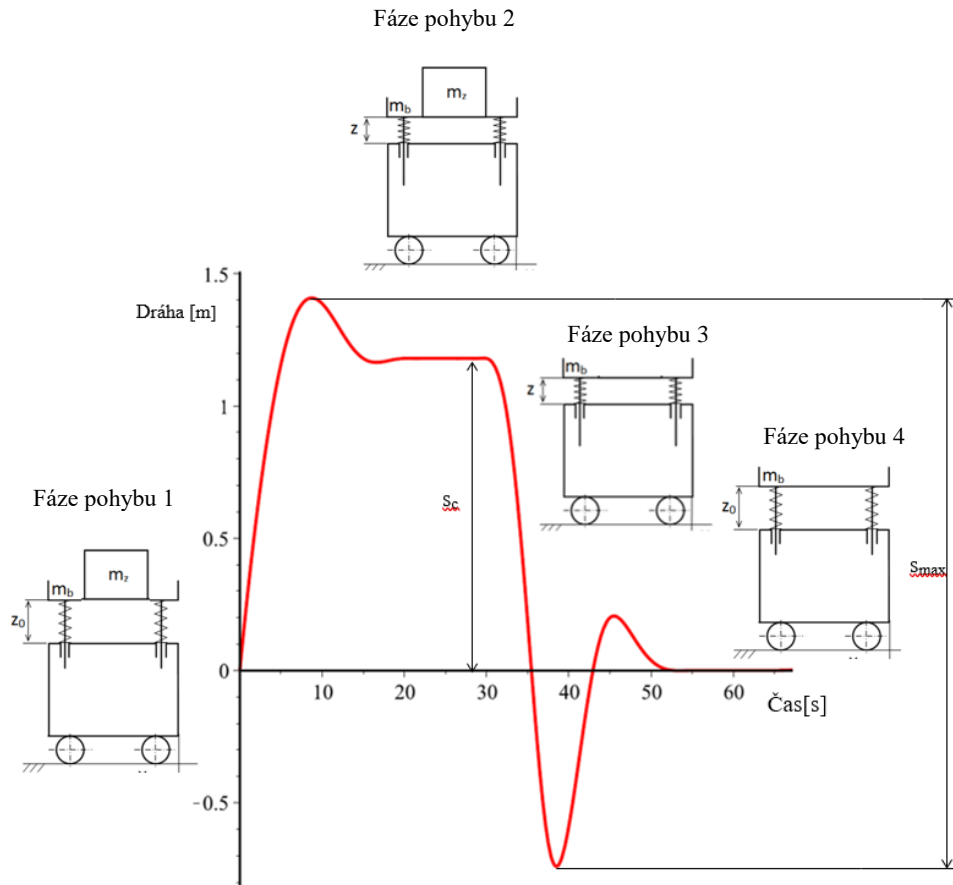
Z Tab. 8: Naměřené hodnoty průběhu volného pohybu vozíku vyplývají i průměrné rychlosti pohybů:

- Pro dopředný pohyb (fáze pohybu 1):  $0,175 \text{ ms}^{-1}$
- Pro zpětný pohyb (fáze pohybu 3):  $0,237 \text{ ms}^{-1}$

Grafické znázornění průběhu ujeté dráhy na čase z Tab. 8: Naměřené hodnoty průběhu volného pohybu vozíku je uvedeno na Obr. 6.4.3-3: Průběh volného pohybu vozíku kde jednotlivé fáze pohybu znamenají následující stav karakuri vozíku:

- Fáze 1 – vozík je ve výchozím bodě dopravy a do jeho boxu je vložen přepravovaný předmět. Akumulační pružiny jsou ve výchozím stavu – délce  $Z_0$
- Fáze 2 – vozík dosáhl rovnovážného klidového stavu ve vzdálenosti  $S_c = 1,18 \text{ m}$ , když předtím překmitl ve vzdálenosti  $1,4 \text{ m}$ . Přepravovaný materiál je stále v boxu a akumulaciční pružiny jsou stlačeny na min. dovolený rozměr  $Z$
- Fáze 3 – po odebrání předmětu z boxu vozíku se vozík dává, vlivem převládajících sil do zpětného pohybu. Akumulační pružiny mění svoji stlačenou délku

- Fáze 4 – vozík se dostává do výchozího bodu přepravy. Akumulační pružiny jsou stlačeny na výchozí vzdálenost  $Z_0$



Obr. 6.4.3-3: Průběh volného pohybu vozíku

#### 6.4.4 Analýza naměřených hodnot a návrh dalšího směru vývoje:

Provedeným experimentem a analýzou z něho získaných hodnot, včetně grafického vyjádření, je zřejmá možnost podstatného zvýšení přepravní vzdálenosti karakuri vozíku, pokud by bylo možné využít jeho krajních mezních úvatí pohybu – maximum ujeté vzdálenosti by poté bylo s velikostí  $S_{max}$ .

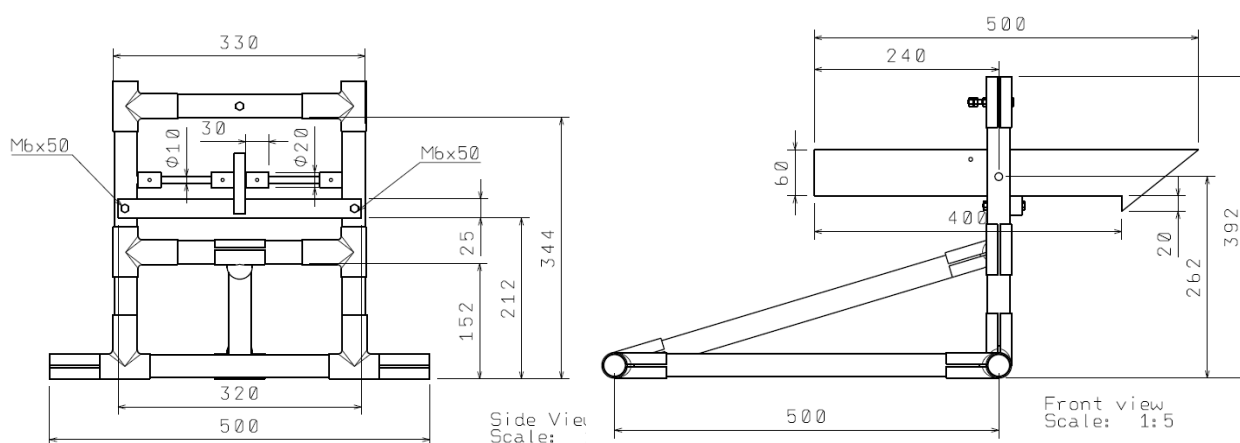
Díky setrvačným silám se vozík po startu a dosažení maximální dojezdové vzdálenosti – v uvedeném příkladu tato hodnota činí 1,4 m – následně vrací zpět, aby se jeho pohyb ustálil na konečné hodnotě  $s_c = 1,18$  m od místa rozjezdu (rovnováha gravitační síly přepravovaného

tělesa a sil akumulčních pružin). Toto chování je nevýhodné a znamená významnou ztrátu dopravní vzdálenosti a navýšení času potřebného k zastavení v ustálené poloze. V případě plného využití maximálně dosažených vzdáleností, kterých vozík během pohybů dosáhl, bychom mohli přepravní vzdálenost zvýšit až na hodnotu  $S_{\max} = 2,12 \text{ m}$  ( $1,4 \text{ m} + 0,72 \text{ m}$ ). To by znamenalo nárůst původně dosažené vzdálenosti  $S_c$  o 79,6 %. Z vypočtených průměrných rychlostí pohybu vozíku je zřejmý rozdíl ve fázi pohybu 1, kdy gravitační složka síly přepravovaného tělesa se postupně vyrovnává se silou vyvozenou akumulčními pružinami a fázi 3, kdy předepnuté pružiny, po odejmutí přepravovaného tělesa, pohání bez větších silových proti složek vozík zpět.

Řešením možnosti, jak zvýšit přepravní vzdálenosti karakuri vozíku se zabývá následující kapitola.

## 7. Návrh mechanismu pro zvýšení dojezdové vzdálenost karakuri vozíku

Jak vyplývá z výsledků experimentu provedeného v minulé kapitole, pro zvýšení dojezdové vzdálenosti karakuri vozíku je třeba vyřešit jeho zastavení v krajních úvratích jeho pohybu. Za tímto účelem byly zkonstruovány záchytné mechanismy, které je možné to těchto míst umístit a zajistit tak zastavení vozíku na požadovaném místě viz Obr. 7-1: Konstrukční návrh záchytných mechanismů.



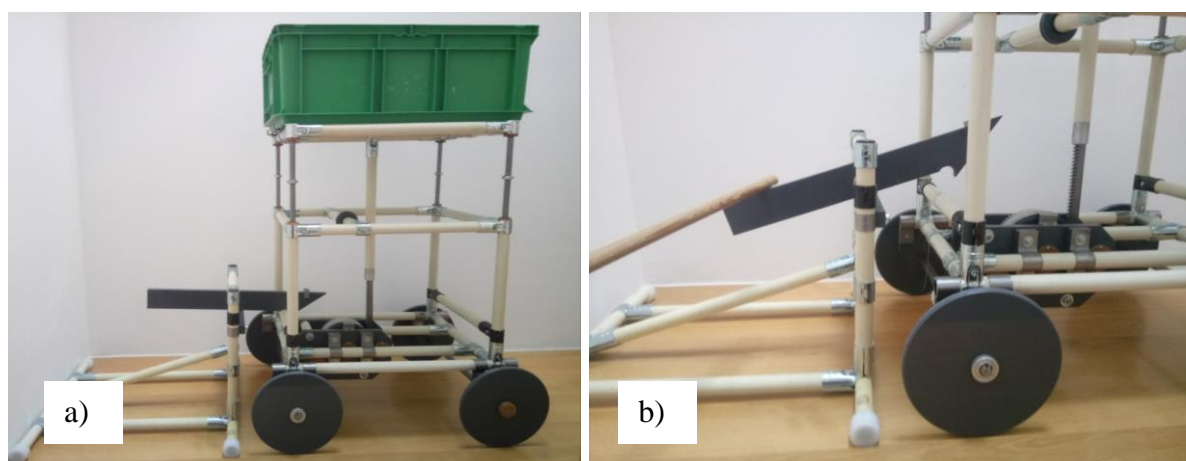
Obr. 7-1: Konstrukční návrh záchytných mechanismů

Dle daného konstrukčního návrhu byly vyrobeny dva kusy záchyťů. Jejich konstrukce byla opět přizpůsobena dostupným materiálům zaručujícím ale spolehlivou funkci. Rám záchyťů je vyroben, stejně jako v případě karakuri vozíku, z trubkového systému Logiform [13]. Záchytný

element (háček) pak z plastové desky tloušťky 15 mm. Je otočně uložen na čepu procházejícím bočními profily konstrukce a tvarově přizpůsoben pro zachycení rámové trubky karakuri vozíku.

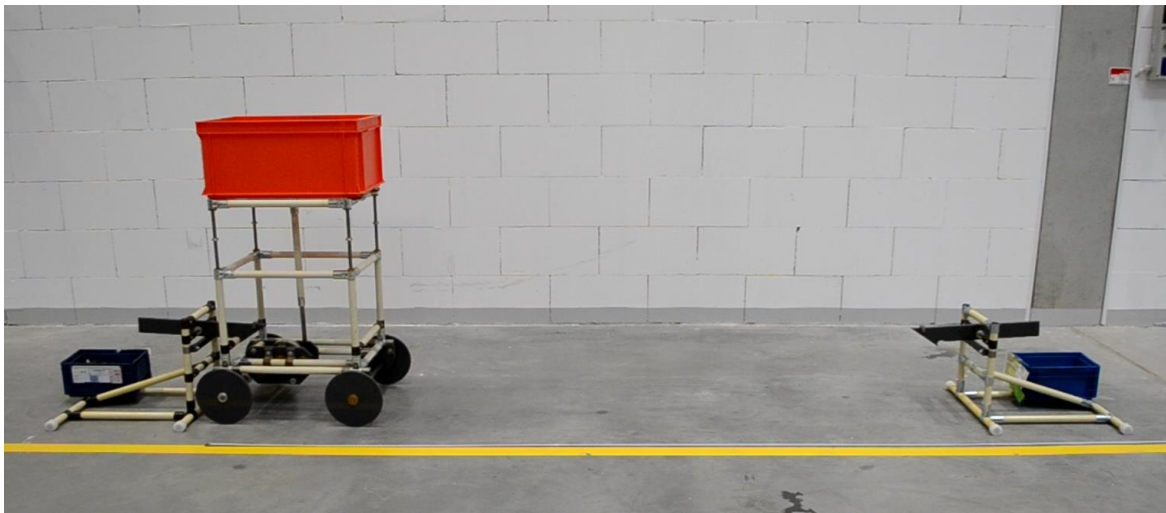
Funkce záchytných mechanismů vyplývá z Obr. 7-2: Model záchytného mechanismu pro dosažení max. přepravní dráhy. Po dosažení mezního krajního bodu pohybu karakuri vozíku, dojde k jeho zachycení záchytným elementem Obr. 7-2: Model záchytného mechanismu pro dosažení max. přepravní dráhy. Tím je karakuri vozík blokován v požadované mezní pozici. Po jeho uvolnění – manuálním odjištění záchytného elementu Obr. 7-2: Model záchytného mechanismu pro dosažení max. přepravní dráhy, karakuri vozík pokračuje v následném pohybu.

Výhodou navrženého řešení je jeho jednoduchost, robustnost a možnost variabilního nastavení dorazů dle zkoumaných parametrů pohybu.

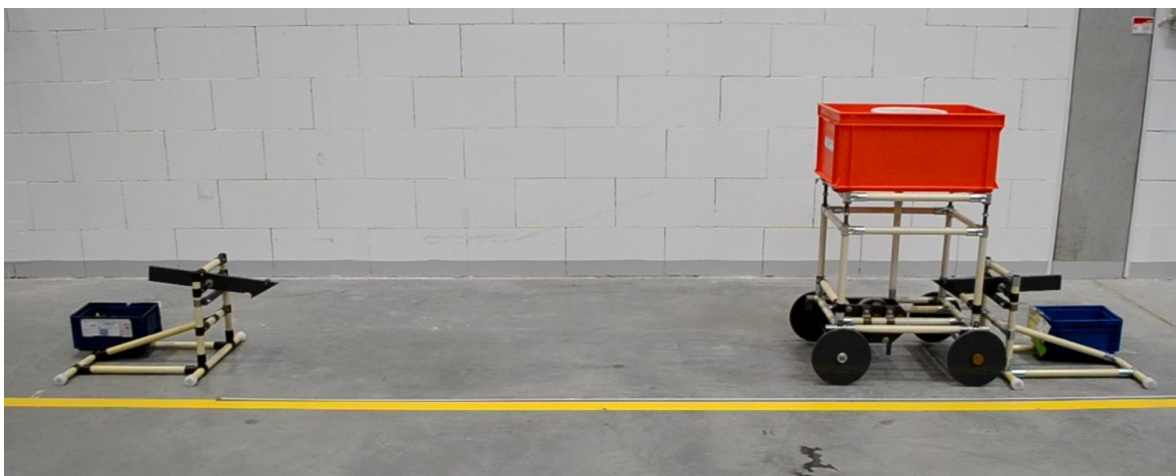


**Obr. 7-2: Model záchytného mechanismu pro dosažení max. přepravní dráhy**

Praktickou instalaci a použití záchytných mechanismů v obou krajních bodech pohybu znázorňují Obr. 7-3: Celková dráha se záchytným mechanismem - start pro výchozí pozici a Obr. 7-4: Celková dráha se záchytným mechanismem - cílové místo pro cílové místo přepravy (s přepravovaným objektem umístěným v přepravním boxu vozíku).



Obr. 7-3: Celková dráha se záchytným mechanismem - start



Obr. 7-4: Celková dráha se záchytným mechanismem - cílové místo

Praktická zkouška funkčnosti záchytných mechanismů společně s již existujícím karakuri vozíkem byla provedena za stejných okolních podmínek již popsanych v 6.4.3 a výsledky vč. jejich analýzy uvádí následující kapitola této práce.

## 7.1 Experimentální analýza dynamického chování karakuri vozíku se záchytnými mechanismy

Měření proběhlo na nově vybroušené vodorovné betonové podlaze při hmotnosti přepravovaného objektu 12 kg. Pohyb karakuri vozíku byl opět snímán kamerou Obrázek 6.4.3-2 Měření ujeté dráhy a času kamerou následným vyhodnocením ujeté vzdálenosti a z počtu otáček kol v daném naměřeném čase byly získány výsledky uvedené v Tab. 9: Naměřené hodnoty pohybu karakuri vozíku se záchytnými mechanismy

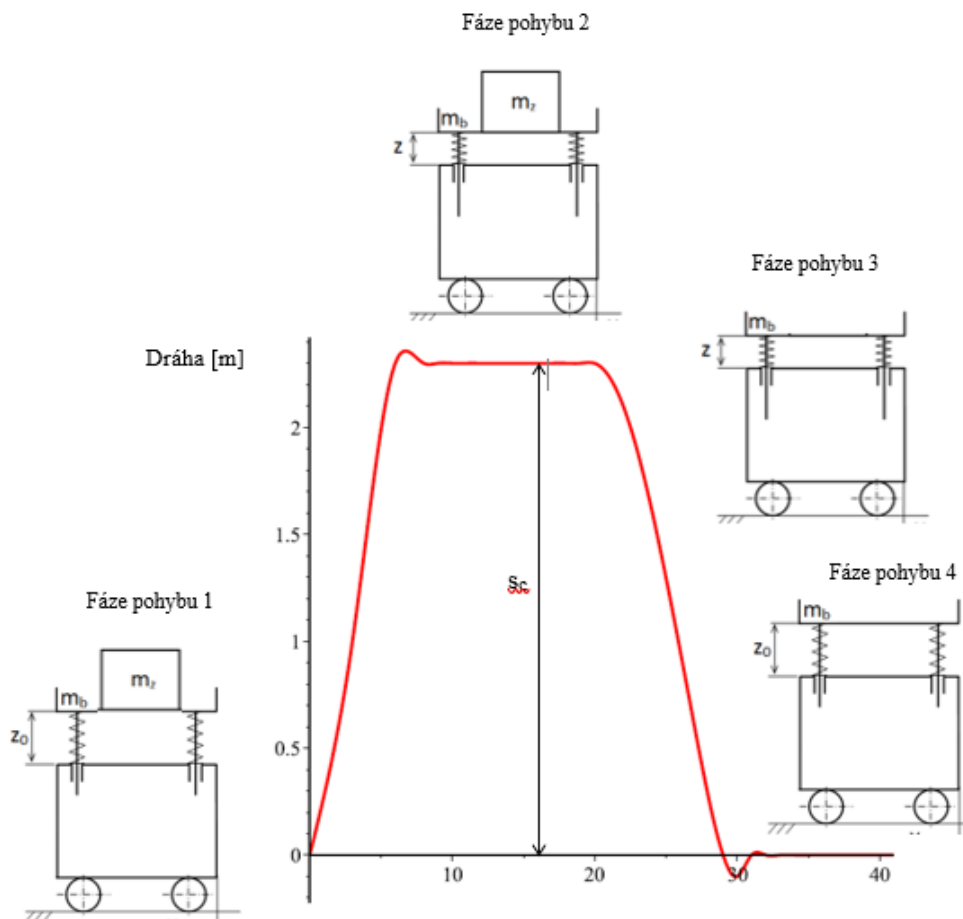
Tab. 9: Naměřené hodnoty pohybu karakuri vozíku se záchytnými mechanismy

Měření bod	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Dráha [m]	0	1,00	2,30	2,30	2,30	2,30	2,30	2,10	0,60	0,00	-0,1	0	0
Čas [s]	0	3	6	8	10	15	20	22	27	29	30	35	40

Z naměřených hodnot vyplývají i průměrné rychlosti pohybů:

- Pro dopředný pohyb (fáze pohybu 1):  $0,38 \text{ ms}^{-1}$
- Pro zpětný pohyb (fáze pohybu 3):  $0,24 \text{ ms}^{-1}$

Grafické znázornění výsledků z Tab. 9: Naměřené hodnoty pohybu karakuri vozíku se záchytnými mechanismy jsou znázorněné na Obr. 7.1-1: Průběh pohybu karakuri vozíku s využitím záchytů v krajních bodech.



Obr. 7.1-1: Průběh pohybu karakuri vozíku s využitím záchytů v krajních bodech

Průběh ujeté dráhy v závislosti na čase odpovídá požadovanému zadání. Pohyb se uskutečňuje mezi dvěma body, vzdálenými  $S_c = 2,3$  m. Malé překmity ujeté dráhy viditelné na obou její mezích jsou způsobeny vůlí v záchytném mechanismu při kontaktu s karakuri vozíkem.

## **7.2 Analýza naměření hodnot experimentu zvýšení přepravní vzdálenosti karakuri vozíků použitím záchytných mechanismů**

Z naměřených hodnot uvedených v Tab. 9: Naměřené hodnoty pohybu karakuri vozíku se záchytnými mechanismy je zřejmé splnění předpokladu podstatného prodloužení přepravní vzdálenosti, která v případě použití záchytných mechanismů činí  $S_c = 2,3$  m. Tato hodnota je ještě větší než původně očekávaná -  $S_{max} = 2,12$  m. Nárůst přepravní vzdálenosti je způsoben dalším využitím setrvačných hmot vozíku při zpětném pohybu, kdy na počátku odjištění záchytného mechanismu je vozík ve stavu s maximálně stlačenými akumulacími pružinami a proto je po jeho odjištění dojezdová vzdálenost větší o další 0,18 m. Při startu jsou pružiny maximálně uvolněny a rozměr  $Z_0$  je větší než v případě volného pohybu vozíku. To umožní rychlejší nárůst jeho rychlosti po vložení přepravovaného předmětu do boxu. Naopak ve fázi 3 se po uvolnění prázdného karakuri vozíku jeho rychlost po počátečním zvýšení snižuje - > projíždí delší vzdálenost a na konci se před zachycením pohybuje s volnými pružinami pouze setrvačnou silou (viz zvýšený rozměr  $Z_0$  ).

## **7.3 Zhodnocení výsledků experimentu zvýšení přepravní vzdálenosti karakuri vozíků použitím záchytných mechanismů**

Předkládaná práce v kapitolách 6.4 a 7 detailně analyzovala teoretickou i praktickou problematiku konstrukce karakuri vozíku a jeho možnost zvýšené přepravní vzdálenosti. V teoretické části byla sestavena jeho pohybová rovnice a zcela nově bylo definováno její matematické řešení pomocí funkce signum.

Dále byla realizována praktická konstrukce karakuri vozíku s použitím snadno dostupných konstrukčních materiálů. Takto vyrobený karakuri vozík byl dále testován v praktickém použití, při kterém byla objevena jeho vlastnost možného podstatného zvýšení dojezdu pomocí koncových záchyťů. Tento poznatek byl potvrzen opakovaným měřením dynamických vlastností vozíku s použitím pro tento účel zkonstruovanými záchyty umístěnými v jeho krajních bodech pohybu.



V případě zkoušeného karakuri vozíku byl nárůst přepravní vzdálenosti 95 % oproti stavu bez zmíněných záchyťů a bylo dosaženo spolehlivé přepravy objektu o hmotnosti 12 kg na vzdálenost 2,3 m bez přivedené jakékoliv externí energie.

## **8. Návrh modifikovaného prostředku pro transfer objektů v materiálovém toku pomocí metod inovačního inženýrství**

Zásadním východiskem inovační kreativity využitě pro návrh nového prostředku pro transfer objektů v materiálovém toku je metoda označovaná jako TRIZ [7]. Pod touto celosvětově používanou zkratkou se skrývá teorie, metodologie a soubor nástrojů pro řešení vynálezeckých (inovačních) úloh, kterou vyvinul G. S. Altšuller. TRIZ poskytuje nástroje a metody pro formulaci problému, systémovou analýzu, analýzu nedostatků a selhání i vývojové modely technických systémů. TRIZ na rozdíl od kreativních technik jako je např. brainstorming, založených na náhodném generování myšlenek, využívá určitých algoritmů pro „vynález“ nového systému a zlepšení systémů současných. Termín "teorie" v názvu si tato metoda skutečně zaslouží, neboť byla odvozena ze zákonitostí o vynalézání při studiu desetitisíců patentových spisů s cílem najít, co je v nich společného. Altšuller usiloval o získání silného řešení bez opakování velkých počtů neúspěšných řešení metodou „pokus – omyl“. Protože jeho zkoumání patentů sledovalo cestu mnoha vynálezců, kteří, na rozdíl od jiných, uspěli, mohl učinit závěry o způsobech, které vedou k úspěchu při hledání nových myšlenek. Z této náročné analýzy potom byla odvozena obecně použitelná teorie pro řešení technických úloh různé složitosti. Cílem metody TRIZ je dosažení tzv. ideálního výsledku odstraněním psychologické setrvačnosti a maximálním využitím všech systémových zdrojů [7].

Autor na ní pracoval od roku 1946 do konce života v roce 1998 a stále ji vylepšoval a mnoha publikacemi propagoval. Základním cílem jeho snah bylo odhalit zákony platné při rozvíjení technických systémů a využít je k vynalézání bez náhodného bloudění. TRIZ je v současnosti významným způsobem řešení inženýrských inovačních úloh se dvěma zásadními efekty:

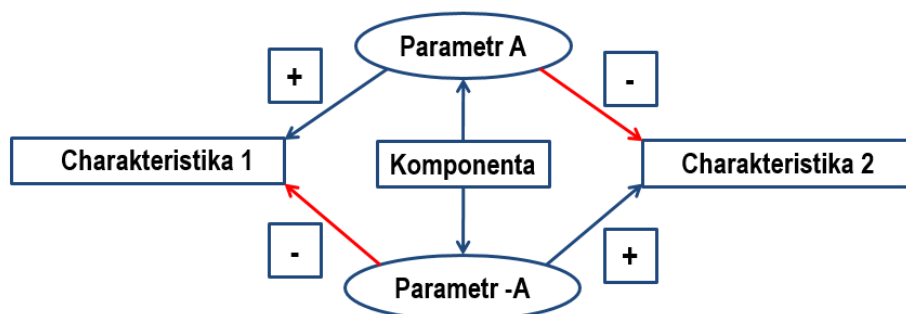
- zvyšuje kreativitu lidí a překonávat bariéry psychologické setrvačnosti
- dává nám možnost předvídat vývoj budoucí generace výrobků a systémů

Metoda TRIZ vychází ze dvou zásad [7]:

vznik a rozvoj technických systémů probíhá ve shodě s objektivními trendy rozvoje techniky

1. technické systémy se rozvíjejí vždy překonáváním technického nebo fyzikálního konfliktu či rozporu.

Technický systém se při postupu k ideálu kvalitativně mění. Veškeré inovativní změny provází vznik protikladných požadavků (rozporů) jak na jednotlivé komponenty, tak i na komplexní produkt a následně i vznik požadavků na jejich odstranění. Každý inovační problém obsahuje minimálně jeden rozpor. Překonání rozporů je proto hybnou silou inovace jakéhokoli technického systému. Rozpory se zpravidla nejdříve objevují ze strany nadsystému, potom se upřesňují na úrovni inovovaného systému a nakonec se rozporné požadavky nejjasněji projevují na úrovni prvků podsystému. Formulování rozporů (modelování inovačních problémů) i jejich překonání znamená ve skutečnosti překonání bariér souvisejících s vektorem psychologické setrvačnosti řešitelů. Metody inovační kreativity nám pro tuto inovační úlohu nabízí nástroje, pomocí kterých lze řešit inženýrské úlohy bez využití kompromisních řešení. Je nutné zde zdůraznit, že uvedené nástroje však jen naznačují obecné směry řešení a neosvobozují inovátory a řešitele od nutnosti abstraktně a kreativně přemýšlet. V případě úspěšného překonání technických a zejména fyzikálních rozporů se většinou jedná o silná inovativní řešení.



Obr. 8-1: Formulace (sestavění) technického rozporu [7]

Technický rozpor je rozpor, který vzniká tak, že zlepšením jedné části systému známým (obvyklým) způsobem se nepřípustně zhoršuje jiná část systému a naopak. Jinými slovy:

- dosažení požadovaného výsledku známým způsobem způsobuje nepřípustný vedlejší následek
- zlepšení jednoho parametru systému známým způsobem se zhoršuje jiný parametr systému.

Pro definování a následné překonávání technického rozporu je vhodné využít tzv. standardní charakteristiky, které vznikly zobecněním technických řešení vyššího stupně (vynálezů) popsanych v desetitisících analyzovaných patentových dokumentů.

**Tab 10: Standardní charakteristiky pro definování technického rozporu [8]**

Standardní technické charakteristiky		20	energie (pohybující se předmět)
1	hmotnost (pohybující se předmět)	21	výkon
2	hmotnost (nepohybující se předmět)	22	vyplývaná energie
3	rozměr (pohybující se předmět)	23	vyplývaná hmota
4	rozměr (nepohybující se předmět)	24	ztráta informace
5	plocha, rozsah (pohybující se předmět)	25	proplývaný čas
6	plocha, rozsah (nepohybující se předmět)	26	množství materiálu
7	objem (pohybující se předmět)	27	spolehlivost
8	objem (nepohybující se předmět)	28	přesnost měření
9	rychlost	29	přesnost výroby
10	síla	30	škodlivý efekt
11	tlak – tah	31	vedlejší škodlivý efekt
12	tvar	32	výrobitelnost
13	stabilita	33	snadnost použití
14	pevnost	34	snadnost opravy
15	trvanlivost (pohybující se předmět)	35	přízpusobivost
16	trvanlivost (nepohybující se předmět)	36	systémová komplexita
17	teplota	37	komplexita řízení a ovládání
18	jas	38	stupeň automatizace
19	energie (pohybující se předmět)	39	produktivita

Při překonávání TR se zaměřujeme na „změnu“ charakteristik komponent, kterými lze realizovat zlepšení systému.

1. určení požadované charakteristiky pro spotřebitele, kterou je potřeba zlepšit a komponenty, která realizuje toto zlepšení.
2. určení parametru komponenty-změny, která vede k požadovanému zlepšení hodnoty/charakteristiky
3. ověření – provedení obrácenou změnu parametru komponenty (přitom by mělo dojít ke zlepšení charakteristiky 2 a zhoršení charakteristiky 1.

Pro překonání technických rozporů, tj. rozporů vznikající mezi technickými systémy nebo mezi jejich základními částmi, se používají tzv. invenční principy.

**Tab. 11: Invenční principy pro překonání technických rozporů**

Č.	Invenční princip	Č.	Invenční princip	Č.	Invenční princip	Č.	Invenční princip
1	segmentace	11	předem položená poduška	21	přeskok	31	použití pórovitých materiálů
2	oddělení	12	ekvipotenciálnost	22	„Zvrátit škodu v užitek“	32	změny barvy, optických vlastností
3	místní kvalita	13	obrácení	23	zpětná vazba	33	homogenita
4	asymetrie	14	sféroidizace	24	využití prostředníka	34	odhození a regenerace částí

5	sloučení (integrace)	15	dynamičnost	25	samo-obslužnost	35	změny fyzikálně chemických parametrů
6	univerzálnost	16	částečné nebo nadbytečné působení	26	kopírování	36	využití fázových přechodů
7	jeden objekt v druhém	17	přechod na jiný rozměr	27	levný krátkodobý objekt	37	využití teplotní roztažnosti
8	anti-tíže	18	využití mechanických kmitů	28	náhrada mechaniky	38	využití silných oxidáčidel
9	předběžné anti-působení	19	periodické působení	29	využití pneumatiky a hydrauliky	39	využití inertního prostředí
10	předběžné působení	20	plynulé užitečné působení	30	pružné pláště a tenké vrstvy	40	použití kompozitních materiálů

Invenční principy představují koncepty nebo ideje, které mohou být aplikovány na řešení problémové situace. Altšullerova analýza mnoha tisíců patentů ukázala, že při vši mnohotvárnosti technických rozporů se většina z nich řeší omezeným počtem opakujících se principů.

V současné době je odhaleno tzv. 40 invenčních (heuristických) principů, které mohou být použity na řešení invenčních úloh zformulovaných na úrovni technického rozporu. Tyto invenční principy pomáhají překonat technické rozpory a mohou být použity jak individuálně, tak i v kombinaci. Každý invenční princip je vlastně „nápověda“, jak řešit technický problém bez kompromisů.

Pro řešení úloh, ve kterých se vyskytuje technický rozpor, tj. rozpor vznikající mezi technickými systémy nebo mezi jejich základními částmi, se používají uvedené invenční principy, které Altšuller zpracoval do tzv. tabulky invenčních principů pro překonání technických rozporů, jejíž část je uvedena na obrázku.

		Zhoršující se charakteristika					
		hmotnost (pohybující se předmět)	hmotnost (nepohybující se předmět)	rozměr (pohybující se předmět)	rozměr (nepohybující se předmět)	rozsah (pohybující se předmět)	rozsah (nepohybující se předmět)
Zlepšující se charakteristika		1	2	3	4	5	6
1	hmotnost (pohybující se předmět)		-	15, 8 29, 34	-	29, 34	-
2	hmotnost (nepohybující se předmět)	-		-	10, 4 29, 35	-	35, 30 13, 2
3	rozměr (pohybující se předmět)	8, 15 29, 34	-		-	15, 17 4	-
4	rozměr (nepohybující se předmět)	-	35, 28 40, 29	-		-	17, 7 10, 40
5	rozsah (pohybující se předmět)	2, 17 29, 4	-	14, 15 18, 4	-		-
6	rozsah (nepohybující se předmět)	-	30, 2 14, 18	-	26, 7 9, 39	-	

Obr. 8-2 Část tabulky invenčních principů pro překonání technických rozporů [8]

V prvním vertikálním sloupci tabulky se nachází standardní charakteristiky, které je nutné změnit (zlepšit) podle podmínek úlohy, a v prvním horizontálním řádku se nachází charakteristiky, které se v technickém systému zhoršují, jestliže se použijí známé (obvyklé) způsoby řešení rozporu (heuristiky). Doporučené invenční principy ukazují jen obecné směry, kde se nachází řešení, ale neosvobozují od nutnosti přemýšlet.

Pro použití tabulky s doporučenými invenčními principy platí následující zobecněný postup:

- identifikujte problém (technický systém, funkce, ideální výsledek)
- pomocí standardní technické charakteristiky popište tzv. zlepšující se standardní charakteristiku (improving feature)
- pomocí dalšího standardní technické charakteristiky popište zhoršující se standardní charakteristiku (worsening feature), jako důsledek zvoleného obvyklého řešení daného problému

1. definujte technický rozpor (technical contradiction)
2. prozkoumejte tabulku doporučených směrů řešení (heuristik), které jsou specifikovaný technický rozpor schopny překonat – tj. vyberte uvedené inovační princip (inventive principles)
3. transformujte obecné směry řešení do specifického řešení daného problému, které uspokojivě splní požadavky a potřebné funkce.

## 8.1 Technický rozpor v konstrukci gravitačního vozíku určeného pro transfer objektů v materiálovém toku

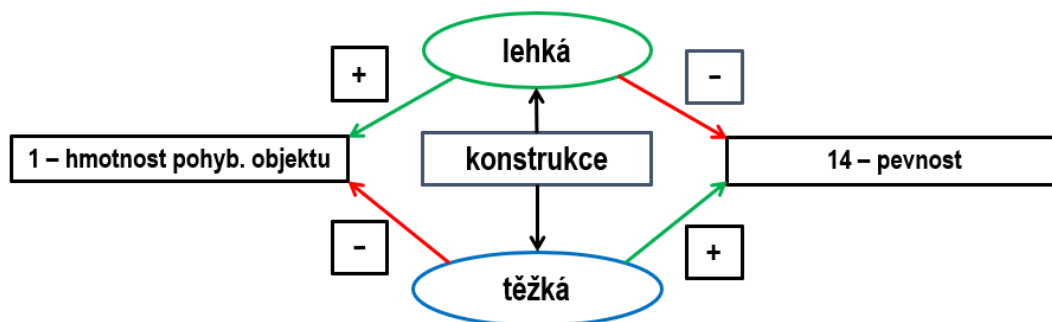
Základní komponentou nutnou pro vlastní funkci vozíku popsanou v 6.4 je jeho rám. Ten je na funkčním modelu vytvořen jako sestava vzájemně spojených trubek stavebnicového systému Logiform [13].

Z pohledu dalšího zlepšování funkčních vlastností vozíku jsou na tuto konstrukční část kladeny vzájemně protichůdné požadavky.

Na jedné straně je požadovaná co nejmenší hmotnost rámu pro snížení energie potřebné pro jeho pohon, na druhé straně tato úspora hmotnosti vede, při použití klasických technických řešení, ke snížení jeho pevnosti. Tato souvislost je nazývána technickým rozporům.

Popisem řešení problematiky technických rozporů se zabývá literatura [7] a [8].

Právě popsaný technický rozpor je možné graficky znázornit jak je uvedené na Obr. 8.1-1



#### Relevantní technický rozpor TR

**Jestli** bude konstrukce vozíku lehká (subtilní), **tak** bude hmotnost pohybující se konstrukce vozíku menší, **ale** bude nižší pevnost konstrukce vozíku.

Doporučené invenční principy pro překonání technického rozporu TR (1 vs 14):

28 - náhrada mechaniky	27 - levný krátkodobý objekt	18 - využití vibrací	40 - kompozity
------------------------	------------------------------	----------------------	----------------

Obrázek 8.1-1 Technický rozpor na rámu vozíku

Z dané analýzy vyplývají následující fakta:

Parametr, který požadujeme zlepšit – hmotnost pohyblivého předmětu – č. 1 tabulky invenčních principů na Obr. 8.2.

Parametr, který se při nepřípustně zhoršuje při použití známých řešení zlepšení – pevnost rámu – pevnost – č. 14 tabulky invenčních principů na Obr. 8.2.

Pro výše uvedené parametry vyplývají z tab. následující doporučené inovační principy vedoucí ke snížení hmotnosti a současně zachování pevnosti konstrukce:

28 Princip náhrady mechanického systému

27 Princip lacinější zničitelnosti místo drahé trvanlivosti

18 Princip využití mechanických vibrací

40 Princip použití kompozitních materiálů

Dle příkladů vysvětlení jednotlivých doporučených principů uvedených v [22] lze jednotlivé principy pro řešený případ vyložit následovně:

Princip 28 – náhrada mechanického systému – řešení pomocí změny klasického nosného rámu vozíku jiným principem dopravy předmětu např. využitím magnetického pole

Princip 27 – využití lacinější zničitelnosti místo drahé trvanlivosti – řešit rám vozíku jednoduchou konstrukcí, která by neměla dlouhou životnost, ale přiměřeně nízkou cenu a splňovala by požadavek snížené hmotnosti při stejné pevnosti

Princip 18 – využití mechanických vibrací – využití vibrací pro dopravu daných objektů při použití relativně jednoduchých vibračních dopravníků

Princip 40 – použití kompozitních materiálů – náhrada stávajících konstrukčních ocelových prvků prvky kompozitními. Využití vlastností kompozitních materiálů charakteristických nízkou hmotností a vysokou pevností

Analýzou výše uvedených navrhovaných principů řešení technického rozporu byl pro další práci zvolen princip 40 – použití kompozitních materiálů.

## **8.2 Aplikace pokročilých materiálů v konstrukcích pro transfer objektů**

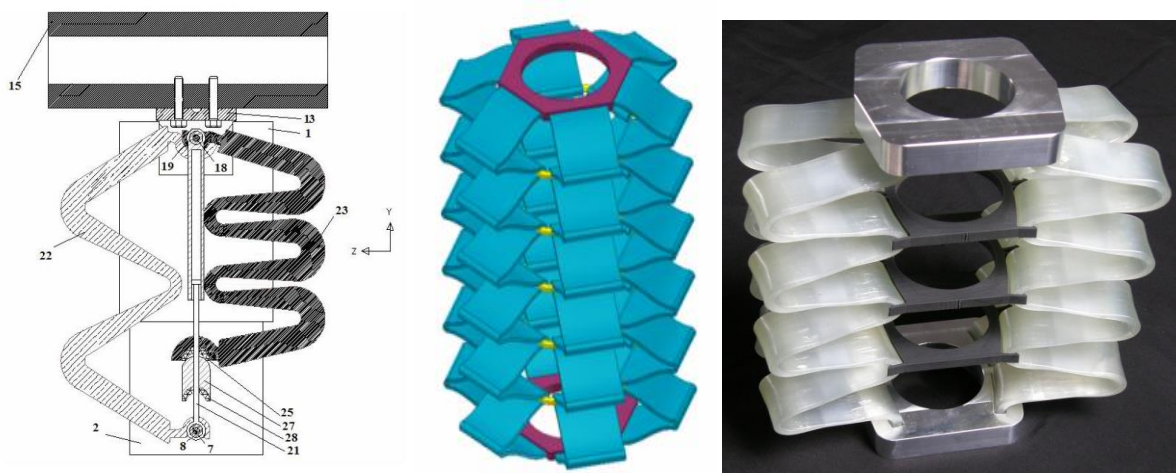
Vývoj nových materiálů-kovů i plastů – v současnosti otevírá nové možnosti jejich použití i v dosud netypických aplikacích.

Na základě studia literatury [23] a [24] podávající základní informace o využití nových „smart“ materiálů v technické praxi byly zvoleny za vhodný inovační prvek inovovaného nízkoenergetického zařízení plastové kompozitní pružiny. Ty mohou nahradit dosud použité pružiny ocelové, akumulující energii pro zajištění zpětného pohybu mechanismu. Navíc svým

vhodně navrženým tvarem mohou vykonávat i funkci nosnou. To může přispět ke zjednodušení celé konstrukce daného pohybového mechanismu.

### 8.3 Plastové pružiny

Použitím vhodných plastových materiálů v konstrukci pružin se otevírá dosud nedostatečně probádané prostředí pro jejich využití. Zde se kombinují materiálové vlastnosti společně s jejich tvarem. Tím mohou být pružiny navrženy nejen tvarově odpovídající zástavbovému prostoru, ale i s požadovanou charakteristikou, hmotností a životností. Příklady různých konstrukčních provedení plastových pružin znázorňuje Obr. 5.1.1.



Obr. 8.3-1 Příklady konstrukcí tvarových plastových pružin [25],[26]

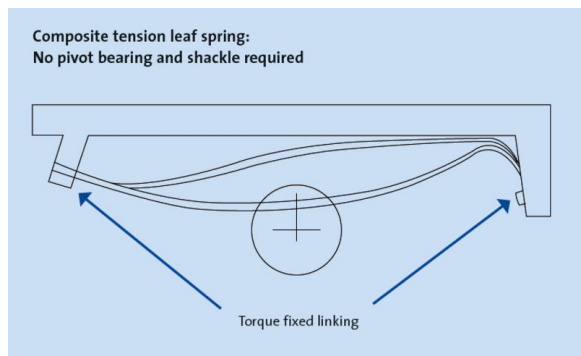
Hlavní přednosti plastových pružin [26]

- Nízká hmotnost – až o 25% méně oproti ocelovým vinutým pružinám
- Tvar možno přizpůsobit zástavbovému prostoru
- Nižší cena – např. u větších rozměrů nahrazující listové pružiny až -30% oproti klasickým pružinám ocelovým
- Možnosti volby charakteristiky tuhosti a vlastní frekvence návrhem jejího tvaru
- Schopnost přenosu bočních sil
- Možnost použití nejen jako pružného elementu, ale i jako nosné části konstrukce
- Odolnost proti korozi
- Elektrická nevodivost materiálu
- Zlepšení únavové životnosti vhodnou volbou materiálu
- Jednoduchá výroba v případě sériové výroby

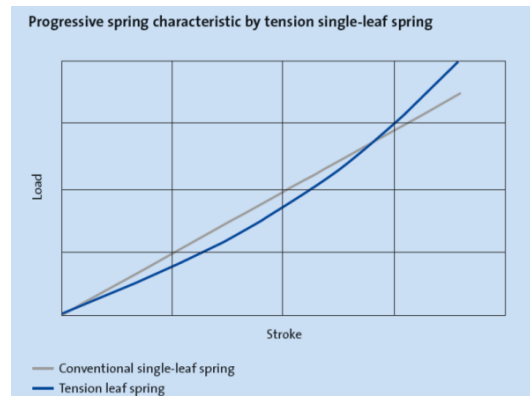


- Tichý chod

Příklad použití odlehčené kompozitní listové pružiny s progresivní charakteristikou vyráběnou firmou Mubea [27] znázorňuje Obr.: 8.3-2. Její charakteristiku pak Obr. 7.1-3.



Obr.: 8.3-2 Listová kompozitní pružina Mubea [18]



Obr. 8.3-3: Progresivní charakteristika kompozitní pružiny Mubea [18]

### 8.3.1 Kompozitní materiály

Dle literatury je obecně kompozitní materiál definován jako materiál skládající se ze dvou nebo více chemicky odlišných složek-fází [28]. Složka plnící funkci pojiva se nazývá matrice. Druhá složka, která je tvrdší, pevnější, je výztuž. Vzájemnou kombinací různých druhů matic a výplní, jejich poměrů či tvarovým uspořádání dostáváme materiál, jehož výsledné vlastnosti jsou výrazně vyšší, než by odpovídalo prostému sečtení vlastností jednotlivých fází. Kompozitní materiály mohou obsahovat různé tvary výztuže:

- Vláknové kompozity s kontinuálními nebo krátkými vlákny
- Částicové kompozity s částicemi sférickými (izometrické) nebo destičkovitými (anizometrické)

Z důvodu dostupnosti a možnosti výroby požadovaných tvarů, využijeme pro konstrukci plastových pružin kompozity s kontinuálními vlákny [29], [30] ve formě laminátů.

Dle [24] je jednou z největších výhod vláknových kompozitů možnost účinného řízení jejich anizotropie (rozdílných vlastností v různých směrech zatěžování) a celkových charakteristik změnami materiálových a výrobních proměnných (objemovým podílem vláken, vlastnostmi matrice, typem a směrem kladení výztuže). Laminát je následně tvořen z více navzájem spojených vrstev (laminami) tak, aby společně vytvářely jeden prvek. Možnost orientovat hlavní směry

jednotlivých vrstev laminátu využijeme pro konstrukci tvarových pružin s požadovanými vlastnostmi.

Vlastnosti vybraných matric a výztuží uvádí Tab.13 a Tab. 14 použitých pro návrh kompozitních pružin byly převzaty z [31].

**Tab. 12: Mechanické vlastnosti vybraných termosetů [31]**

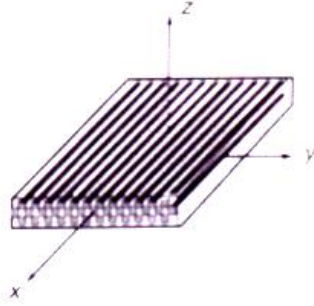
	$\rho$	$E_t$	$\sigma_{Pt}$	$\varepsilon_{m,krit}$
	$10^3 \text{ kgm}^{-3}$	$GPa$	$MPa$	%
Epoxidová pryskyřice	1,1-1,4	2,1-6,0	35-90	1-10
Polyestery	1,1-1,5	1,3-4,5	45-85	1-5
Fenolické pryskyřice	1,3	4,4	50-60	1-3
Polyamidy (až do teploty 350 °C)	1,2-1,9	3,0-3,1	80-190	2-40

**Tab. 13 Mechanické vlastnosti vybraných vláken [31]**

	$E_t$	$\sigma_{Pt}$	$\rho$	$\sigma_{Pt} / \rho$	$\varepsilon_{f,krit}$
	$GPa$	$MPa$	$10^3 \text{ kgm}^{-3}$	$MPa / \text{kgm}^{-3}$	%
Sklo - E	72,4	3500	2,54	1,38	2,5
Sklo - S	85,5	4600	2,48	1,85	2,5
Grafit - E	390	2100	1,9	1,1	0,7
Grafit - S	240	2500	1,9	1,3	0,7
Bor	385	2800	2,63	1,1	0,8
W	414	4200	19,3	0,22	
Aramid Kevlar 49	130	2800	1,5	1,87	2,5
Azbest	160	3100	2,56	1,21	1,9
SiC	250	2200	2,6	0,85	0,9
Polyethylen PE Spektra	172	3000	0,97	3,09	1,7
Ocel	210	340-2500	7,8	0,0440-0,321	

Na základě analýz výše uvedených mechanických vlastností jednotlivých materiálů byly pro první pokusy s tvarovými pružinami zvoleny kompozity z polyesterové pryskyřice vyztužené skelnou tkaninou z vláken E.

Návrh tvaru a parametrů laminátu vychází z jeho vztahů mezi napětími a deformacemi počítané na základě jejich směrové ortotropie. Dle [31] je z mechanického pohledu vrstva vyztužená tkaninou ortotropní materiál, kde směry osnovy a útku tvoří osy ortotropie. Zvlněnost vláken ve tkanině omezuje efektivní tuhost a pevnost. Je ale možné laminát s tkaninou modelovat jako křížně vrstvený kompozit s přímými vlákny kde platí Obr. 8.3.1-1



Obr. 8.3.1-1: Hlavní ortotropní souřadnicový systém [15]

V laminátu se napětí mění v každé vrstvě. Výsledné síly a momenty působící na příčný průřez laminátu jsou definovány vztahy

$$N_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_x dz$$

$$N_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_y dz \quad (8.3.1.1)$$

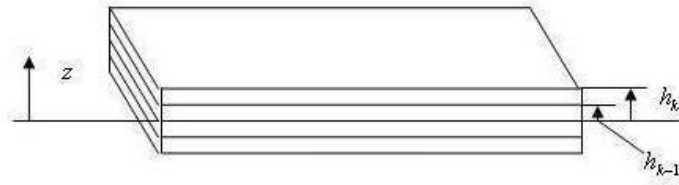
$$N_{xy} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xy} dz$$

$$M_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_x z dz$$

$$M_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_y z dz \quad (8.3.1.2)$$

$$M_{xy} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xy} z dz$$

Při uvažované geometrii vícevrstvého laminátu



Obr. 8.3.1-2 Vícevrstvý laminát [32]

Platí výsledné vztahy mezi zatíženími a deformacemi

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^s \\ \varepsilon_y^s \\ \gamma_{xy}^s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix} \quad (8.3.1.3)$$

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^s \\ \varepsilon_y^s \\ \gamma_{xy}^s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix} \quad (8.3.1.4)$$

Kde

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \sum_{k=1}^n (\overline{Q_{ij}})_k (h_k - h_{k-1}) \\ B_{ij} &= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (\overline{Q_{ij}})_k (h_k^2 - h_{k-1}^2) \\ D_{ij} &= \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n (\overline{Q_{ij}})_k (h_k^3 - h_{k-1}^3) \end{aligned} \quad (8.3.1.5)$$

Ve vztazích (8.3.1.3) a (8.3.1.4) se vyskytují matice tuhostí tahové A, vazební B a ohybové D

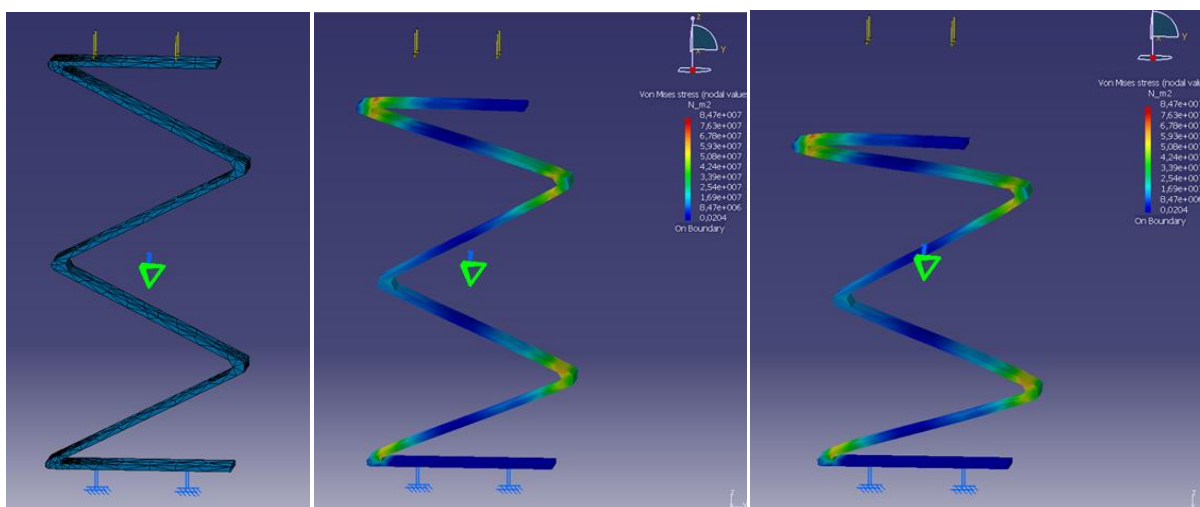
### 8.3.2 Vyhodnocení poznatků o plastových pružinách

Plastové tvarové pružiny jsou progresivním novým typem součástí jejichž vývoj je teprve na začátku a bude jistě celosvětově pokračovat. Dosud se jedná o nedostatečně prozkoumanou oblast využití plastů ve funkci pružin [33].

Specifickým směrem vývoje plastových tvarových pružin jsou jejich varianty používající kompozitní materiály. I v tomto případě se jedná o nově vznikající a dosud bez praktických zkušeností existující obor. Z tohoto důvodu bude návrh nového nízkoenergetického zařízení pro transfer objektů v materiálovém toku zaměřen právě na využití tvarových kompozitních pružin v jeho konstrukci. Očekávaným jejich přínosem je zjednodušení konstrukce tohoto prostředku a tím úspora hmotnosti.

### 8.4 Návrh tvaru a FEM analýza kompozitních pružin

Pro první návrhy tvarů kompozitních pružin a jejich následnou FEM analýzu chování byl použit software využívající metody konečných prvků v běžně dostupném software Catia V5 R19.



Obr. 8.4-1 Simulace zatížení kompozitní pružiny

Na Obr. 8.4-1 je znázorněn průběh simulace zatížení a deformace jednoho z prvních návrhů kompozitní pružiny. Software Catia V5 umožňuje návrh tvaru pružiny dle požadavků průběhů zatěžovacích sil a velikosti jejího zástavbového prostoru. Po následném přiřazení typu materiálu, volbě ukotvení pružiny, místa, směru a velikosti zatížení je možné simulovat průběhy deformací a napětí v jednotlivých bodech navrženého dílu.

Bohužel software Catia V5 R19 není schopen zpracovat úlohy ortotropních materiálů, tedy pro požadovaný návrh nepotřebný.

Z tohoto důvodu byl pro návrh rozměrů a simulace chování navrhované kompozitní pružiny použit software Ansys 2019 R1. Popis návrhu parametrů pružiny a simulace jejího chování bude popsán v kap. 8.4.2.

### **8.4.1 Stanovení mechanických vlastností použitého kompozitního materiálu**

Ke správnému návrhu kompozitní pružiny s požadovanými vlastnostmi je třeba použít reálných hodnot pevnostních vlastností použitého kompozitu. Ty je nutné získat měřením vzorků realizovaných dle [34],[35],[36] připravených v souladu s ČSN EN ISO 527-1 až 5 (Obr.5.3.2)

Dle normy ČSN 527-4 byly trhací zkoušky vyrobeny vzorky následujících předepsaných parametrů:

- Délka vzorku 250 mm
- Šířka vzorku 25 mm
- Tloušťky jednotlivých vzorků
  - 1,5 mm pro vzorky složené z pěti vrstev
    - Orientace kladení tkaniny 90°
    - Orientace kladení tkaniny 45°
  - 2,5 mm pro vzorky s 9 vrstev
    - Orientace kladení tkaniny 90°
    - Orientace kladení tkaniny 45°

Komponenty použité k výrobě vzorků:

- Matrice-polyesterová pryskyřice Havel Pol,2 - Standardní ortoftalová polyesterová pryskyřice, předem urychlená vyvinutá pro ruční laminaci, nebo stříkání.
- Výztuž-skelná tkanina AEROGLOSS 220 g/m<sup>2</sup>plátno – vysokopevnostní, 6x4,5/cm

Vzorky byly vyrobeny technologií ručního laminování [37].



Obr. 8.4.1-1: Výroba kompozitních vzorků pro pevnostní testy



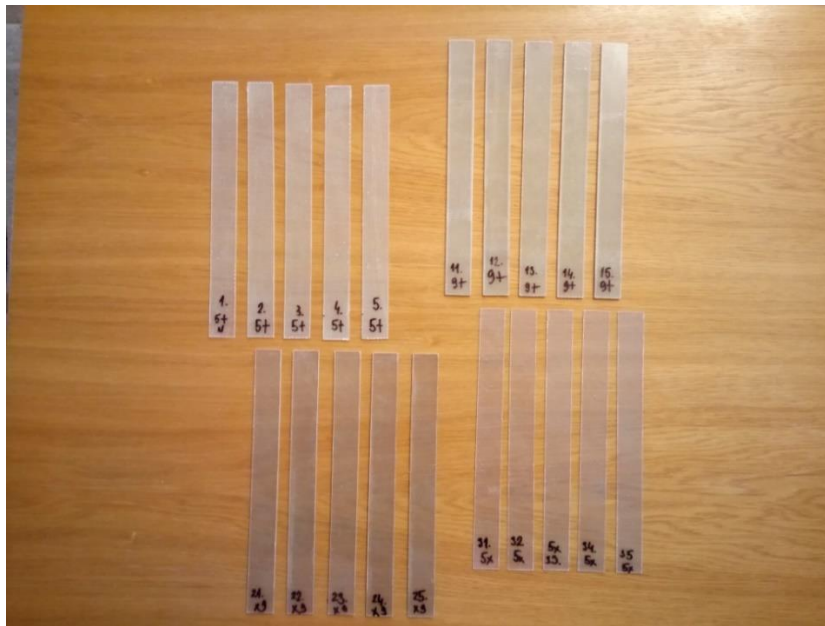
Obr. 8.4.1-2: Vážení poměrů komponent v kompozitním materiálu

Poměr matrice / výztuž byla volena 50 % a zjišťována vážením jednotlivých složek kompozitního materiálu.

Kombinace polyesterové pryskyřice Havel Pol,2 a skelné tkaniny AEROGLOSS 220 g/m<sup>2</sup> plátno byla vybrána dle doporučení [36] jako vhodná soustava pro pružné konstrukce.

Celkem bylo připraveno následující množství vzorků:

- 5 vrstev 90° - 5 ks
- 5 vrstev 45° - 5 ks
- 9 vrstev 90° - 5 ks
- 9 vrstev 45° - 5 ks



Obr. 8.4.1-3: Vzorčky kompozitního materiálu pro trhací zkoušku

Statická zkouška tahem pro zjištění modulu pružnosti  $E_1$  připravených vzorků kompozitních materiálů bylo použito trhací zařízení Tira Test 2300 laboratoře mechanických zkoušek a tribologie katedry strojírenské technologie TUL Obr. 8.4.1-4.

Parametry statické zkoušky tahem:

- Rychlost pohybu čelistí  $2 \text{ mm min}^{-1}$
- Upnutí vzorku pomocí kleštin šíře 50 mm



Obr. 8.4.1-4 Zkouška tahem





Relativní prodloužení vzorků při zatížení bylo měřeno pomocí extenzometru Epsilon 3542 Obr. 8.4.1-5. Jedná se o univerzální tenzometrický snímač pro axiální tahové, kompresní a cyklické zkoušky. Rozsah délky na kterém je možné měřit prodloužení je 10 - 80 mm.

**Obr. 8.4.1-5: Měření průtahu**

Výsledky měření vzorků jsou uvedeny v Tab. 14: Výsledky měření modulu  $E_1$  vzorků kompozitních materiálů.

**Tab. 14: Výsledky měření modulu  $E_1$  vzorků kompozitních materiálů**

Vzorek č.	Rozměr vzorku			Počet vrstev	Orientace výztuže [°]	Modul pružnosti v tahu $E_1$ [MPa] (průměrná hodnota z 5 měření)
	Délka [mm]	Šířka [mm]	Tloušťka [mm]			
1	250	25	1,5	5	90	14 686,82
2	250	25	1,5	5	45	4 727,42
3	250	25	2,5	9	90	15 575,93
4	250	25	2,5	9	45	6 877,03

Z důvodu záměru využít anizotropní vlastnost navrhované kompozitní pružiny, kdy požadujeme pružnou deformaci v jejím ohybu a zvýšenou tuhost v krutu, volíme pro další práci materiál vzorku 4.

## 8.4.2 Modelování požadovaného tvaru pružiny v software ANSYS 2019 R1

Zjištěné mechanické vlastnosti použitého kompozitního materiálu byly použity v definici materiálu v software ANSYS.

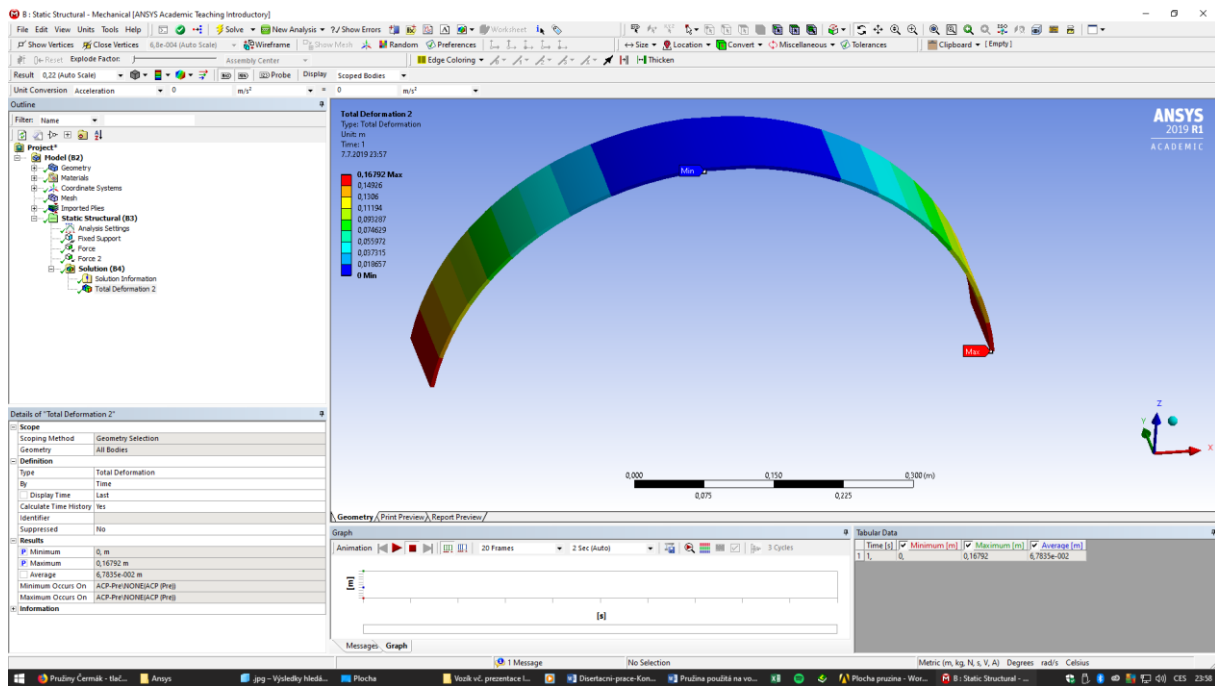
Cílem simulace chování kompozitní pružiny v software ANSYS bylo definování takového tvaru, které by nahradilo v samočinném vozíku původní ocelové tlačné pružiny.

Základní požadované parametry pro navrhovanou pružinu:

- Tuhost  $770 \text{ Nm}^{-1}$
- Max. zdvih: 200 mm
- Vnější poloměr pružiny: 550 mm

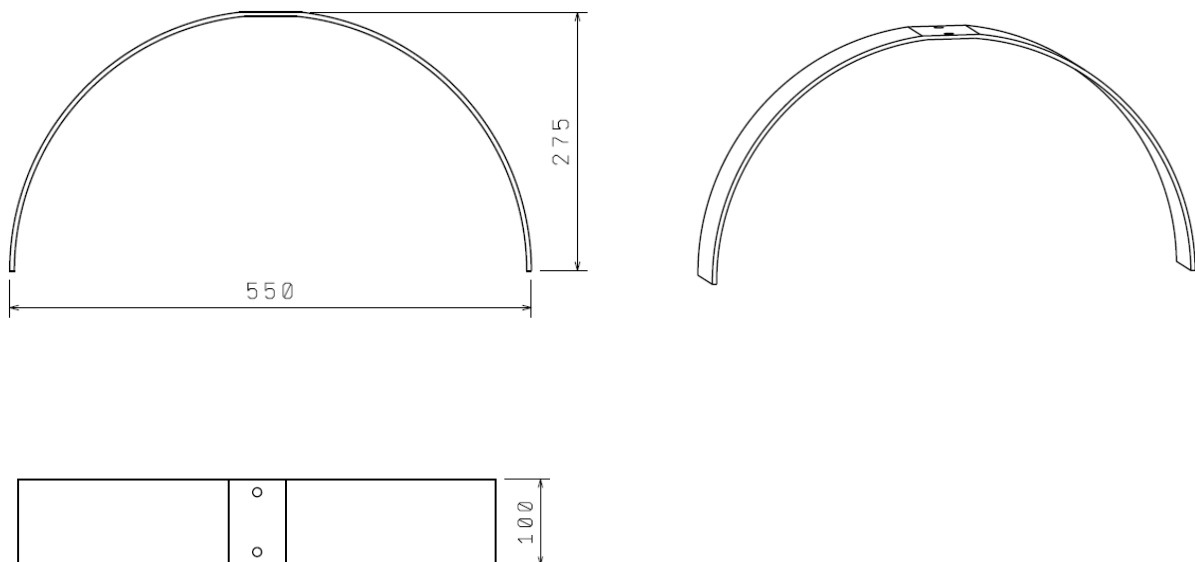
Pro simulaci byly použity následující okrajové podmínky:

- Zatěžovací síla na obou koncích pružiny 77N
- Použité charakteristiky kompozitního materiálu:
  - E1: 6877,03 Mpa
  - E2: 6877,03 MPa
  - E3: 3000,00 MPa
  - $\mu_{xy}$ : 0,28
  - $\mu_{yz}$ : 0,4
  - $\mu_{xz}$ : 0,28



Obr. 8.4.2-1: Návrh tvaru pružiny v ANSYS

Výsledkem analýzy je plastová kompozitní pružina následující



Obr. 8.4.2-2: Konstrukční návrh ploché pružiny z kompozitního materiálu

Vlastnosti pružiny dle simulovaných podmínek:

- Tloušťka pružiny pro požadované okrajové podmínky: 4,2 mm
- Průhyb pružiny při aplikaci sil 77 N: 180 mm

## 8.5 Výroba navržené kompozitní pružiny

Pro výrobu tvarových kompozitních pružin byl vyvinut postup jejich výroby bez potřeby použití klasických pevných laminovacích forem. Cílem vývoje bylo navrhnout takový proces, který by s minimálními nároky umožnil opakovanou výrobu tvarových kompozitních pružin dle výsledků rozměrových návrhů ze software ANSYS.

Pro daný proces bylo navrženo použití polystyrenového kopyta, na které budou kladeny jednotlivé vrstvy kompozitního materiálu. Za materiál polystyrenového kopyta byl zvolen pěnový polystyren Bachl EPS 100 S Stabil (tloušťka 100mm) ve formě desky velikosti 1000 x 500 mm.

### 8.5.1 Výroba formy

Pro výrobu formy – kopyta pro výrobu kompozitní pružiny byl zvolen následující postup:

- Vyříznutí 2 kusů překližkové šablony dle tvaru požadované budoucí pružiny viz Obr. 8.5.1-2 (tloušťka překližky 3 mm)



Obr. 8.5.1-1: Šablona pro výrobu tvarové kompozitní pružiny

- Vyříznutí polystyrenového tvaru kopyta pro laminování tvarové kompozitní pružiny znázorněné na Obr. 8.5.1-2: Řezání kopyta pro laminování
  - Použití řezačky polystyrenu pomocí ohřátého odporového drátu
  - Typ odporového drátu a jeho délka: Kanthal průměr 0,35 mm, 300 mm
  - Nastavený proud: 1,5 A



Obr. 8.5.1-2: Řezání kopyta pro laminování

## 8.5.2 Ruční laminování

Vlastní výroba kompozitní pružiny byla provedena metodou postupného ručního laminování válečkem s použitím předem nastříhaných pruhů Obr. 8.5.2-1: Materiály pro ruční laminování.

- Použitá polyesterová pryskyřice Havel Pol,2 + 3% Peroxid K1
- Použitá výztuž skelná tkanina AEROGLOSS 220g/m<sup>2</sup>plátno – vysokopevnostní, 6x4,5/cm
- Separování kopyta od pomoci PVC pásky TESA 4843 (tloušťka 122 μm), odolné proti polyesterové pryskyřici
- Váleček pro ruční laminování



Obr. 8.5.2-1: Materiály pro ruční laminování

- Po nanesení všech vrstev je celá sestava stažena plastovou fólií ALUFIX (výrobce Alufix GmbH, Neudorf)
  - Fólie plní funkci separátoru – po vytvrzení pryskyřice ji lze snadno odstranit a její rovnoměrná podélná pružnost zajišťuje stejnou sílu působící na laminát a tedy výslednou rovnoměrnou tloušťku výsledné pružiny viz Obr.8.5.2-2



Obr. 8.5.2-2: Vrchní fólie kopyta kompozitní pružiny

- Po vytvrzení pryskyřice a odstranění vrchní fólie získáváme požadovanou pružinu s technologickými okraji, které je nutné oříznout – viz Obr. 8.5.2-3



Obr. 8.5.2-3: Kompozitní pružina po vyjmutí z laminovacího kopyta

### 8.5.3 Ořez technologických okrajů

Pro ořez kompozitní pružiny byla použita kmitací pila Ferm JSV – 600P připevněná na vodorovnou desku čtyřmi stolovými nohami. Výhodou tohoto řešení je možnosti použití výměnných listů, které se velice rychle při řezu daného typu laminátu tupí. Jako nejvhodnější typ se osvědčily listy Craft Omat U2 s roztečí zubů 1,2 mm.

Nastavené otáčky –  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Pro boční vedení řezaného dílu slouží příložné pravítko.

Proces ořezu je zřejmý z Obr. 8.5.3-1.



Obr. 8.5.3-1: Ořez technologických okrajů kompozitní pružiny

Výsledná přesnost šířky řezu byla měřením zjištěna na  $100 \pm 1 \text{ mm}$ . Tato přesnost je pro daný účel využití pružiny dostačující.

### 8.5.4 Ověření výsledné tuhosti kompozitní pružiny

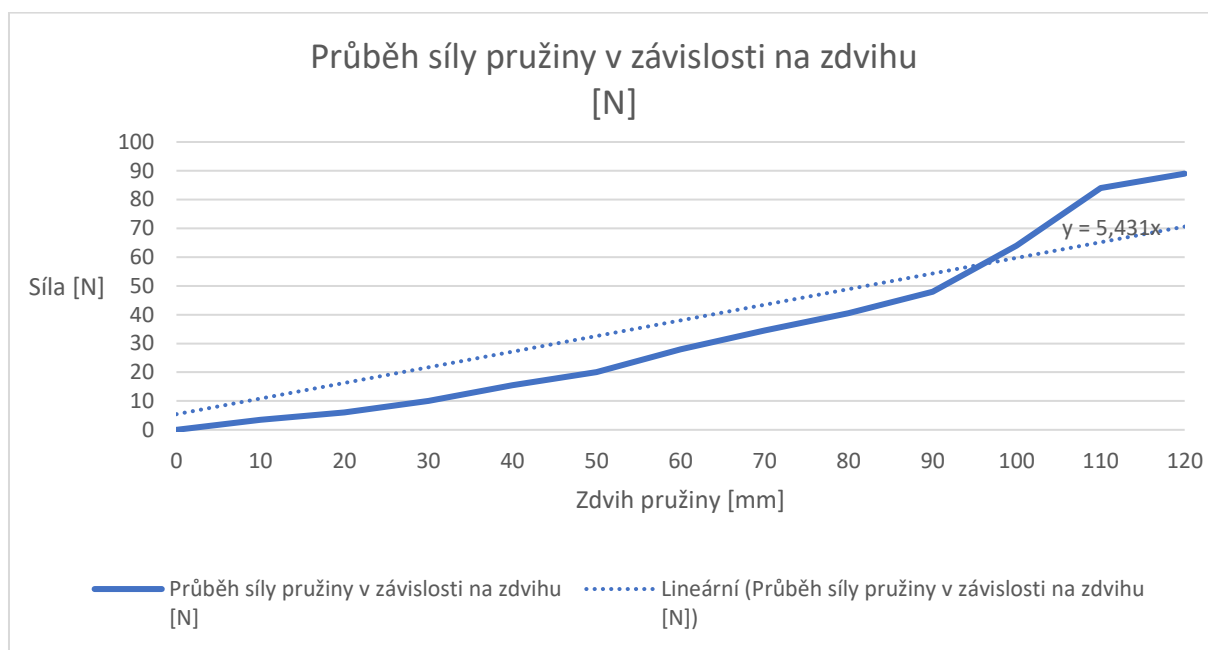
Měření tuhosti vyrobených 2 ks kompozitních pružin bylo provedeno na přípravku znázorněném na Obr. 8.5.4-1: Přípravek pro měření tuhosti kompozitní pružiny. Po upnutí přípravku k pracovnímu stolu byl záchyt pružiny spojen se siloměrem a následně měřena závislost síly a zdvihu v siloměru upnutého držáku pružiny.





Obr. 8.5.4-1: Přípravek pro měření tuhosti kompozitní pružiny

Získaný průběh síly v závislosti na zdvihu byl u obou pružin prakticky totožný se stejnou spojnicí trendu udávající hodnotu tuhosti  $k = 534,1 \text{ Nm}^{-1}$  Obrázek 8.5.4-2 Průběh síly kompozitní pružiny v závislosti na zdvihu



Obrázek 8.5.4-2 Průběh síly kompozitní pružiny v závislosti na zdvihu

Výsledná tuhost sestavy dvou pružin tedy činí

$$K_c = 2K = 1068,2 \text{ Nm}^{-1} \quad (8.5.4.1)$$

Tato hodnota je o 37,8 % vyšší než byla původně plánovaná a než je celková hodnota tuhosti tlačných ocelových pružin použitých v původním karakuri vozíku ( $770 \text{ Nm}^{-1}$ ). Tento rozdíl



byl zřejmě způsobem nepřesností v simulování vlastností kompozitní pružiny v software ANSYS 2019 R1.

## **8.6 Návrh nového typu nízkoenergetického zařízení pro transfer objektů v materiálovém toku**

Využitím závěrů analýz z kap. 8.1 a 8.2 bude navržena inovovaná konstrukce gravitačního vozíku s použitím nového konstrukčního prvku-kompozitních pružin. Ty umožní navrhnout novou konstrukci horního rámu využívající jejich anizotropních vlastností – vlivem vhodného směru kladení výztuže při výrobě pružin, bude dosaženo příznivých směrových deformačních vlastností pružin -> Směr požadované pružné deformace v jejich podélném směru a naopak zvýšená tuhost v krutu. Těto vlastnosti bude využito při zjednodušení celé konstrukce vozíku. Cílem návrhu je tedy inovace již realizovaného modelu gravitačního vozíku přinášející zjednodušení celé konstrukce, snížení počtu součástí a tím i redukce vlastní hmotnosti [38].

### **8.6.1 Konstrukční návrh inovace vozíku s použitím kompozitních pružin**

Při návrhu bylo vycházeno z požadavku na přepravu rozměrově i hmotnostně stejného objektu jako v případě již realizovaného karakuri vozíku.

Cílem je realizace funkčního modelu inovovaného prostředku pro transfer objektů v materiálovém toku a jeho srovnání s konstrukcí původního karakuri vozíku při dynamických testech provedených za stejných podmínek, jako testy v kap. 6.4 a 7.

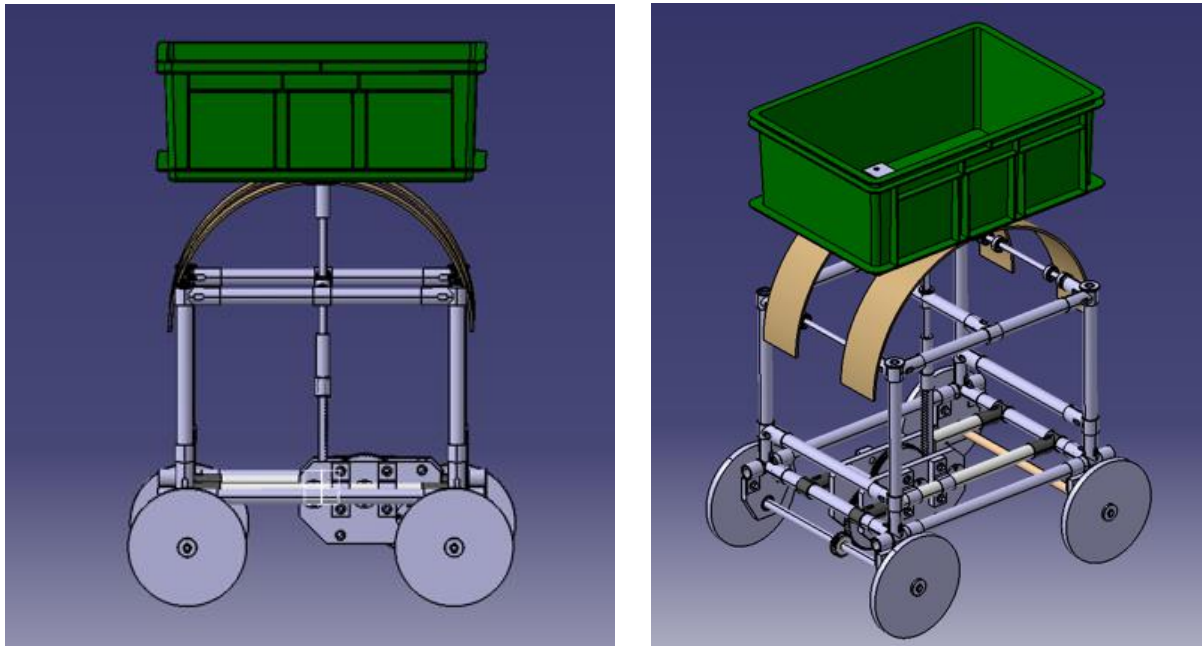
Návrh vychází z následujících podmínek zadání:

- Transfer objektu o hmotnosti 12 kg
- Využití stávající převodovky a jejího pohonu ozubeným hřebenem
- Maximální zjednodušení konstrukce

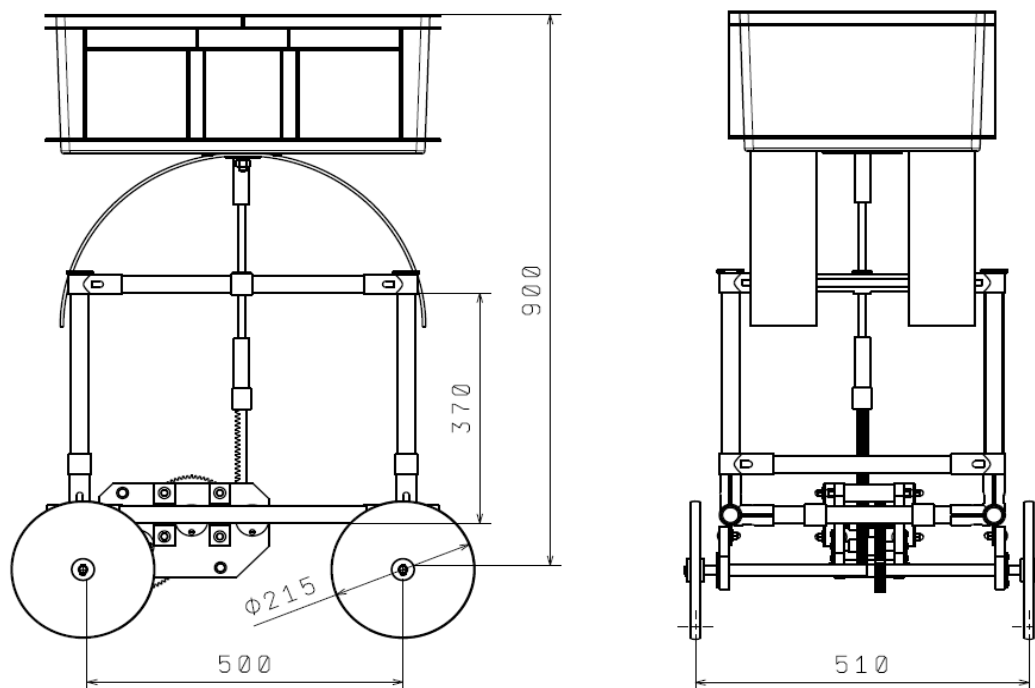
Využitím získaných poznatků analýz a návrhů tvarových kompozitních pružin v kap.8.4 byl zpracován návrh inovované konstrukce gravitačního vozíku s následujícími charakteristikami Obr. 8.6.1-1, 8.6.1-2:

- Nahrazení klasických ocelových vinutých tlačných pružin pružinami tvarovými, kompozitními

- Zjednodušení horního rámu vozíku díky využití rozdílných mechanických vlastností kompozitních pružin v různých směrech zatížení (pružina na sebe přenáší funkci bočního vedení přepravního boxu)
- Redukcí počtu použitých konstrukčních komponent, ze kterých se inovovaný vozík skládá a s tím související snížení jeho hmotnosti ve srovnání s původní variantou dané konstrukce



Obr. 8.6.1-1: Konstrukční návrh inovovaného gravitačního vozíku



Obr. 8.6.1-2: Základní rozměry gravitačního vozíku s tvarovou pružinou

Popis konstrukce modifikovaného samočinného vozíku:

V nové verzi samočinného vozíku byly nahrazeny čtyři klasické ocelové vinuté tlačné pružiny dvěma plochými pružinami vyrobenými z kompozitních materiálů.

V dané konstrukci bylo využito anizotropní vlastnosti zvoleného kompozitního materiálu, který dovolil redukovat původní čtveřici vodících tyčí horního rámu na jedinou (kompozitní pružina plní funkci bočního vedení přepravního boxu).

Funkce vozíku zůstává nezměněna. Po vložení transferovaného předmětu do přepravního boxu dojde k nerovnováze sil mezi pružinami a přepravovaným objektem. Následuje stlačení pružin a přenosu tohoto pohybu přes ozubený hřeben a převodovku na pár poháněných pojezdových kol. Po stlačení pružin, při kterém se vyrovná síla gravitační daná hmotností přepravovaného objektu se silou pružin, se vozík zastaví.

Následuje odebrání transferovaného objektu z přepravního boxu, což způsobí nerovnováhu sil ve prospěch stlačených pružin a ty svým zpětným pohybem přenášeným na hnací pár kol opět prostřednictvím ozubeného hřebenu a převodovky, dopraví vozík do výchozí polohy.

## 8.6.2 Měření dynamického chování funkčního modelu samočinného vozíku s tvarovými kompozitními pružinami

Měření bylo provedeno stejnou metodou jako v kap. 6.4.3. pro:

- Volný pohyb vozíku při přepravě předmětu o  $m_z = 12$  kg

Tab. 15: Naměřené hodnoty průběhu volného pohybu inovovaného vozíku

Měření bod	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Dráha [m]	0	0,61	0,49	0,47	0,47	0,47	0,45	0,32	-0,23	0,20	0	0	0
Čas [s]	0	4	7	10	15	18	19	20	23	26	27	30	35

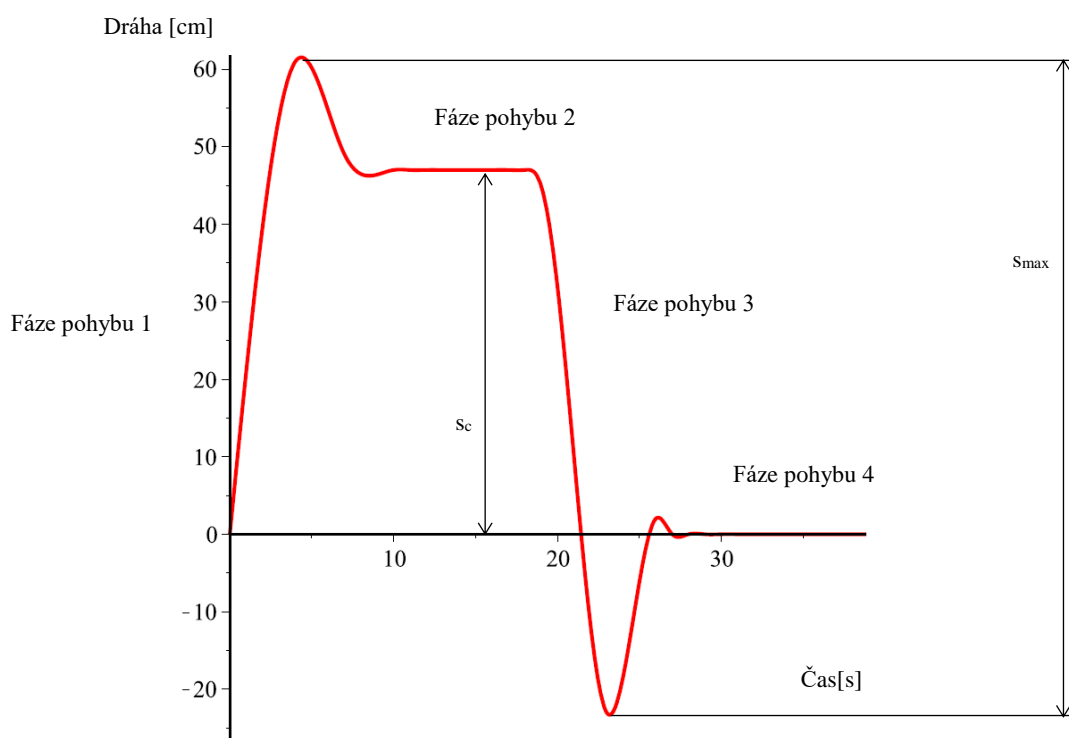
Z Tab. 15: Naměřené hodnoty průběhu volného pohybu inovovaného vozíku vyplívají i průměrné rychlosti pohybů:

Pro dopředný pohyb (fáze pohybu 1):  $0,152 \text{ m s}^{-1}$

Pro zpětný pohyb (fáze pohybu 3):  $0,14 \text{ m s}^{-1}$

Grafické znázornění průběhu ujeté dráhy na čase z Tab. 15: Naměřené hodnoty průběhu volného pohybu inovovaného vozíku je na Obrázek 8.6.2-1 Průběh volného pohybu inovovaného vozíku kde jednotlivé fáze pohybu znamenají následující stav karakuri vozíku:

- Fáze 1 – vozík je ve výchozím bodě dopravy a do jeho boxu je vložen přepravovaný předmět. Akumulační plastové pružiny jsou ve výchozím stavu – délce  $Z_0$
- Fáze 2 – vozík dosáhl rovnovážného klidového stavu ve vzdálenosti  $S_c=0,47m$ , když předtím překmitl ve vzdálenosti  $0,49m$ . Přepravovaný materiál je stále v boxu a akumulaciční plastové pružiny jsou stlačeny na min. dovolený rozměr  $Z$
- Fáze 3 – po odebrání předmětu z boxu vozíku se vozík dává, vlivem převládajících sil do zpětného pohybu. Akumulační plastové pružiny mění svoji stlačenou délku
- Fáze 4 – vozík se dostává do výchozího bodu přepravy. Akumulační plastové pružiny jsou stlačeny na výchozí vzdálenost  $Z_0$



Obrázek 8.6.2-1 Průběh volného pohybu inovovaného vozíku

Graf ujeté vzdálenosti inovovaným gravitačním vozíkem v závislosti na čase znázorňuje Obrázek 8.6.2-1 Průběh volného pohybu inovovaného vozíku Pro případ jeho volného pohybu

vykazuje stejný průběh jako u původní varianty s ocelovými pružinami. Celková ujetá vzdálenost po ustálení pohybů je pouhých  $s_c = 0,47\text{m}$ . To ukazuje na použití pružiny s vyšší tuhostí, než bylo původně plánované. Při použití záchyťů na obou koncích drah by výsledná přepravovaná vzdálenost mohla vzrůst na hodnotu  $s_{\text{max}} = 0,7\text{ m}$ . To je ve srovnání s variantou gravitačního vozíku s vinutými ocelovými pružinami nižší hodnota o 63,2 %. Důvodem tohoto nepříznivého výsledku je použití pružiny s příliš vysokým  $k$  vzhledem k hmotnosti přepravovaného objektu  $m_z = 12\text{ kg}$  viz kap. 8.5.4.

- Pohyb inovovaného vozíku se záchyty v krajních bodech při přepravě předmětu o  $m_p = 12\text{ kg}$

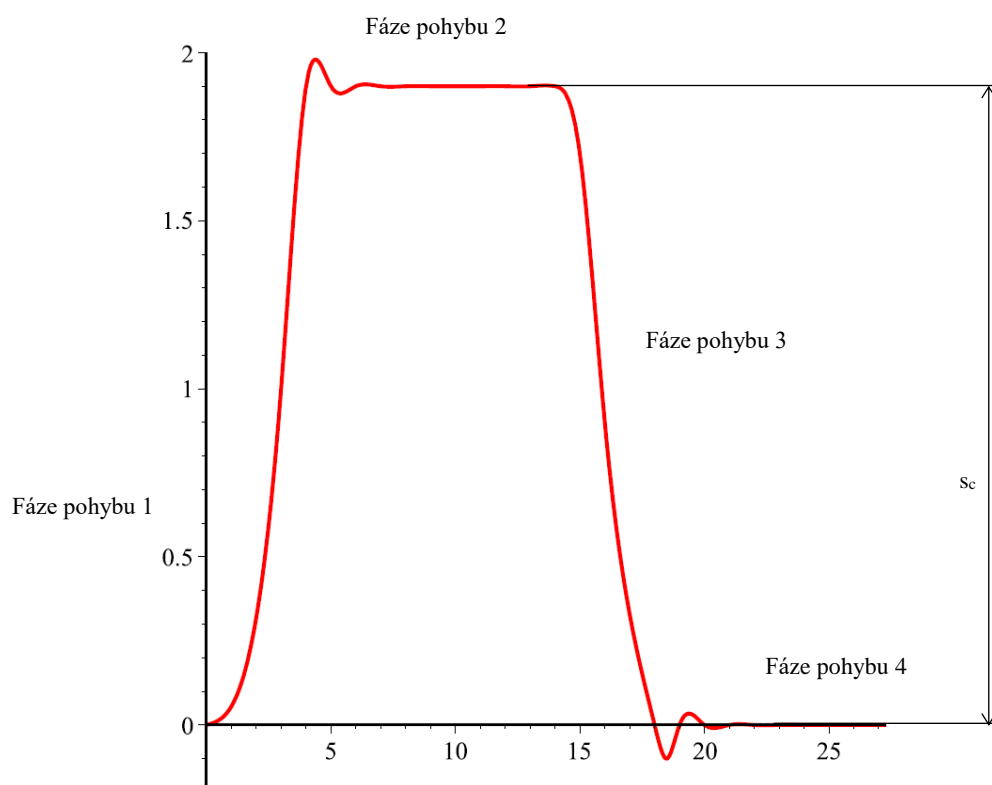
**Tab. 16: Naměřené hodnoty pohybu inovovaného vozíku se záchyty v krajních bodech**

Měření bod	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Dráha [m]	0	1,00	1,90	1,90	1,90	1,90	1,70	0,90	0,00	-0,10	0	0	0
Čas [s]	0	3	4	5	10	14	15	16	18	19	20	25	30

Z Tab. 16: Naměřené hodnoty pohybu inovovaného vozíku se záchyty v krajních bodech vyplívají i průměrné rychlosti pohybů:

Pro dopředný pohyb (fáze pohybu 1):  $0,475\text{ m s}^{-1}$

Pro zpětný pohyb (fáze pohybu 3):  $0,4\text{ m s}^{-1}$



**Obrázek 8.6.2-2 Pohyb inovovaného vozíku se záchyty**

Průběh ujeté dráhy v závislosti na čase odpovídá požadovanému zadání. Pohyb se uskutečňuje mezi dvěma záchytnými body, vzdálenými  $s_c = 1,9$  m. Malé překmity ujeté dráhy viditelné na obou jejích krajních mezích jsou způsobeny vůlí v záchytném mechanismu při kontaktu s vozíkem.

### **8.6.3 Analýza naměřených hodnot dynamického chování vozíku s kompozitními pružinami**

Graf ujeté vzdálenosti inovovaným gravitačním vozíkem s kompozitními pružinami v závislosti na čase znázorňuje Obrázek 8.6.2-1 Průběh volného pohybu inovovaného vozíku pro případ pohybu s využitím záchytných bodů na obou koncích zobrazuje konečnou hodnotu ujeté vzdálenosti  $s_c = 1,9$  m. Tento zajímavý výsledek vzhledem k hodnotě  $0,47$  m ujeté vzdálenosti v případě volného pohybu ukazuje přínos blokování gravitačního vozíku v jeho krajních polohách a využití jeho setrvačných sil při pohybu.

V tomto případě je vozík zachycen ve fázi pohybu 2 při max. možném stlačení pružiny, které vyvolá po jeho opětovném uvolnění okamžitý start jízdy dosažení vyšší rychlosti a tím i delší ujeté vzdálenosti pomocí využití setrvačných sil.

Měření hodnot ujeté vzdálenosti v závislosti na čase bylo provedeno stejně jako v případě původního samočinného karakuri vozíku s tlačnými ocelovými pružinami pro variantu volného pohybu vozíku a variantu s použitím záchytných prvků vozíku v jeho krajních bodech dráhy.

Naměřené výsledky  $s_c = 0,47$  m ve variantě volného pohybu a následně  $s_c = 1,9$  m při použití záchytných bodů jasně ukazují výhodu a nutnost použití těchto záchytných bodů v praktickém použití. Rozdíl v dojezdové vzdálenosti oproti variantě s vinutými pružinami je daná větší tuhostí plastových pružin ( $k$ ) při použití stejné hmotnosti přepravovaného objektu  $12$  kg.

Oproti volnému pohybu vozíku, se díky využití setrvačných hmot při jeho pohybu prodloužila přepravní vzdálenost  $4x$ ! Toto značné navýšení vzdálenosti je výsledkem vlivu setrvačných hmot pohybujícího se vozíku, které ho ve fázi 3 dokáží dopravit až do  $1,9$  m vzdáleného záchytného mechanismu. V této chvíli jsou ploché pružiny zcela volné. Po vložení přepravovaného předmětu o hmotnosti  $12$  kg do přepravního boxu vozíku dojde k jeho rozjezdu opačným směrem. Vlivem krátkodobého nepůsobení síly plastových pružin dosáhne

vozík rychlosti, která mu vlivem jeho setrvačné síly umožní dosáhnout druhý záchytný mechanismus. Takto se celý cyklus opakuje.

## 8.7 Porovnání výsledků měření na obou typech realizovaných verzí gravitačního vozíku

Výsledkem práce je porovnání funkčních vlastností obou typů gravitačního vozíku. Porovnány budou hmotnostní charakteristiky obou variant a dynamické vlastnosti získané měřeními funkčních modelů (průměrné rychlosti pohybu a ujeté vzdálenosti).

### 8.7.1 Srovnání hmotností

V tabulce Tab: 17: Porovnání hmotností obou variant gravitačního vozíku

Tab: 17: Porovnání hmotností obou variant gravitačního vozíku

Díl	Hmotnost [kg]		Rozdíl [%]
	Vozík s vinutými pružinami	Vozík s kompozitními pružinami	
Rám s převodovkou a pojezdovými koly a pouzdry vodících tyčí	16,4	16,7	1,83
Horní rám s ozubeným hřebenem, nesoucí přepravní box	5,2	3,6	-30,77
Pružiny	0,1	1,2	1100,00
Přepravní box	1,95	1,95	0,00
<b>Hmotnost celkem</b>	<b>23,65</b>	<b>23,45</b>	<b>-0,85</b>

Jak je zřejmé z Tab: 17: Porovnání hmotností obou variant gravitačního vozíku, nebyl splněn předpoklad podstatné snížení hmotnosti nové verze vozíku. Hmotnost inovované konstrukce s kompozitními pružinami je pouze o 0,59 kg nižší oproti hmotnosti původní verze karakuri vozíku s pružinami ocelovými. Zjednodušení konstrukce vozíku a snížení hmotnosti horního rámu díky použití kompozitních pružin s jejich vlastnostmi bočního vedení přepravního boxu nevyrovnalo hmotnostní nárůst konstrukce právě použitím těchto pružin.

Celkově je inovovaný vozík lehčí pouze o 0,85% hmotnosti jeho původní karakuri verze. Z daného výsledku je zřejmé, že pokud chceme plně využít příznivých vlastností kompozitních pružin, je nutné počítat s jejich vyšší hmotností v porovnání s klasickými

pružinami. K jejich budoucímu širšímu rozšíření je tak nutný další vývoj a poznání jejich skutečných konstrukčních i funkčních vlastností.

## 8.7.2 Srovnání dynamických vlastností

V tab. 19 je uveden přehled porovnání dojezdových vzdáleností a rychlostí klasického karakuri vozíku a inovovaného vozíku s kompozitními pružinami.

Tab. 18: Porovnání kinematických vlastností

Typ pohybu	Měřená hodnota	Karakuri vozík	Vozík s kompozitními pružinami	Rozdíl [%]
Volný pohyb	Rychlost fáze 1 [ms <sup>-1</sup> ]	0,175	0,152	-13,14
	Rychlost fáze 3 [ms <sup>-1</sup> ]	0,237	0,14	-40,93
	Dosažená přepravní vzdálenost [m]	1,18	0,47	-60,17
Pohyb se záchytným mechanismem v koncových bodech dráhy	Rychlost fáze 1 [ms <sup>-1</sup> ]	0,38	0,475	25,00
	Rychlost fáze 3 [ms <sup>-1</sup> ]	0,24	0,4	66,67
	Dosažená přepravní vzdálenost [m]	2,3	1,9	-17,39

Z výsledků měření je zřejmý přínos použití záchytných mechanismů k prodloužení vzdáleností, na které jsou schopné dané mechanismy obou variant přepravit zadaný předmět o hmotnosti 12 kg. Srovnáním rychlostí jednotlivých fází pohybu je zřejmý vliv vyšší hodnoty tuhosti k u kompozitních pružin a tím menší dojezdové vzdálenosti v případě volného pohybu vozíku s kompozitními pružinami.



## 9. Závěr

Předložená disertační práce zaměřená na návrh konstrukce nízkoenergetického zařízení pro transfer objektů v materiálovém toku představuje souhrnný pohled na současnou problematiku interní přepravy objektů v materiálovém toku. Jak u názvu práce vyplývá, hlavním tématem všech aktivit v práci uvedených, zkoumaných a ve funkčních modelech následně ověřených je snaha o nalezení nových technických řešení, které by ve výsledku vedli k úsporám energií, zlepšení ergonomie jejich obsluhy nebo k návrhům nových typů manipulačních prostředků, které požadují pro svoji funkci minimální nebo žádnou dodávku externí energie.

Práce seznamuje s procesem tvorby funkčně objektové analýzy na v současnosti běžně používaných manipulačních prostředcích, která vedla k definování inovačního problému těchto zařízení. Tím je zlepšení ergonomie a v případě elektricky poháněných systémů a zajištění jejich funkce při minimální nebo žádné potřebě přiváděné vnější energie. Práce teoreticky popisuje celý proces tvorby funkčně objektové analýzy, jejích výstupů a současně na praktickém příkladu ukazuje i použití následného procesu „zideálnění“ konstrukce, tzv. Trimmingu. Tímto práce přináší nové, dosud v oblasti konstrukce zařízení pro interní přepravu materiálu nepublikované poznatky.

Dalším krokem a výsledkem prezentovaným v práci bylo studium dostupné literatury a rešerší existujících technický řešení, jejímž cílem bylo nalezení možných existujících mechanismů, splňujícími podmínky energetické beznáročnosti. Výsledkem studia dostupných materiálů bylo nalezení karakuri mechanismů.

Karakuri mechanismy představují perspektivní zdroj řešení mechanismů využívající gravitačních sil nebo sil akumulovaných do pružin.

Zkoumání karakuri mechanismů bylo dalším tématem, které práce řeší a stalo se klíčovým pro další její postup. Nejdříve byly klasifikovány jednotlivé karakuri mechanismy s potenciálem použití v procesu transferu objektů v materiálovém toku. Rešerší aktuálně existujících karakuri systémů byl nalezen princip samočinného vozíku, potřebujícího ke své funkci pouze gravitační síly přepravovaného tělesa. Protože neexistuje teoretický rozbor ani popis této konstrukce, byl princip tohoto mechanismu v této práci detailně teoreticky prostudován a byly definovány teoretické vztahy platné pro daný druh mechanismu. Mimo jiné byla v teoretické části sestavena pohybová rovnice daného karakuri mechanismu a zcela nově bylo definováno její matematické řešení pomocí funkce signum.

Následně byl popsán karakuri vozík konstrukčně zpracován a vyroben ve formě funkčního vzorku. Opět práce přináší zatím nepublikované postupy pro relativně jednoduchou praktickou realizaci daného mechanismu. Po úspěšné stavbě karakuri vozíku byl připraven experiment pro otestování funkčních a dynamických vlastností tohoto mechanismu. Při těchto testech byla detekována potenciální možnost zvětšení dojezdové vzdálenosti dané konstrukce. Na základě detailní analýzy byl navržen systém záchytných mechanismů, s jejichž pomocí lze zvětšit využitím setrvačných hmot karakuri vozíku jeho dojezdovou vzdálenost až o 95 % oproti původnímu stavu. Tento předpoklad byl ověřen měřeními na praktickém modelu.

Na základě poznatků ze zkoušek výše uvedeného karakuri vozíku, byl definován technický rozpor v jeho konstrukci. Ten byl následně použit po konstrukci nového nízkoenergetického prostředku pro transfer objektů v mezioperačním toku.

V práci je představen proces návrhu a konstrukce nového nízkoenergetického prostředku pro transfer objektů v mezioperačním toku. Novým prvkem konstrukce je využití tvarových kompozitních pružin, které svými mechanickými vlastnostmi umožnily zjednodušení konstrukce rámu inovovaného přepravního mechanismu a tím i snížení jeho hmotnosti a podílu na spotřebě pohybové energie.

Pro použití tvarových kompozitních pružin v nové konstrukci byl v práci zpracován proces konstrukčního návrhu těchto pružin a byl vyvinut i proces jejich prototypové výroby a zkoušení.

Po sestavení funkčního vzorku inovovaného vozíku byly provedeny dynamické a hmotnostní testy s výsledky uvedenými na konci práce.

Obecně nedošlo k naplnění očekávaných zlepšení v oblasti redukce hmotnosti – důvodem je vysoká hmotnost použitých kompozitních pružin ve srovnání s pružinami klasickými a zjednodušení konstrukce s redukcí některých částí, jejichž funkci na sebe převzala kompozitní pružina.

Důležitý je ale celkový závěr práce – všechny prakticky zkoušené karakuri mechanismy byly funkční. V případě nově navržené konstrukce vozíku s kompozitními pružinami je výsledkem manipulační prostředek, který BEZ potřeby přivedení externí energie je schopen opakovaně dopravit předmět o hmotnosti 12 kg na vzdálenost 1,9 m. Jak bylo uvedeno v kap. 3.3.1, ušetří tak 0,9 MWh za rok...

## **10. Přínosy práce a doporučení pro další výzkum**

### **10.1 Přínos pro vědu**

Přínos předkládané práce pro vědu spočívá v prokázání praktické funkčnosti navržených nízkoenergetických zařízení pro přepravu objektů prostřednictvím realizovaného a v praktických podmínkách i vyzkoušeného karakuri vozíku. Při jeho teoretickém rozboru byl poprvé použit způsob řešení diferenciální pohybové rovnice mechanismu tlumeného smykovým třením pomocí matematické funkce signum. Ta přináší značné zjednodušení celého výpočtu a v práci popsané řešení tak může být použito i pro další budoucí podobné výpočty.

Dalším novým přínosem této práce je popsání a ověření možnosti podstatného zvýšení dojezdu karakuri mechanismů použitím zachytávajících mechanismů v koncových bodech jeho pohybu. Tento poznatek značnou měrou zvyšuje možnosti využití daných mechanismů v praxi.

Dále práce svým výzkumem a praktickým použitím nových typů kompozitních pružin v reálném modelu karakuri vozíku odhalila i jejich potenciální nedostatek vyšší hmotnosti ve srovnání s pružinami klasickými použitými pro stejnou aplikaci.

### **10.2 Přínos pro praxi**

Pro praxi byla realizována konstrukce karakuri vozíku ve dvou verzích. Obě tyto verze byly konstrukčně zpracované a popis jejich technického řešení uvedený v této práci může sloužit jako základ pro budoucí výrobu daného typu přepravních mechanismů.

Dále je v práci možno nalézt i další typy nízkoenergetických manipulačních prostředků, které zde byly teoreticky popsány včetně příkladů jejich praktického využití.

### **10.3 Doporučení pro další výzkum**

Pro další výzkum tématu nízkoenergetického zařízení pro dopravu objektů v materiálovém toku navrhuji pokračování práce v oblasti použití kompozitních materiálů v těchto mechanismech. Jedná se hlavně o definování podmínek jejich použití v konstrukci rámu daných zařízení a dále pak i v realizaci akumulátorů energie potřebné pro jejich správnou funkci. Otevřenou otázkou je jejich návrh, která by se co nejvíce blížila jejich požadovaným mechanickým vlastnostem. Důležitou otázkou jejich použití jsou i únavové vlastnosti daných materiálů.

## 11. Seznam použité literatury

- [1] *Global Energy Statistical Year Book 2019* [online]. Enerdata Intelligence and Consulting sas, 2019 [cit. 2019-01-05]. Dostupné z: <https://yearbook.enerdata.net/electricity/electricity-domestic-consumption-data.html>
- [2] *Haberkorn - Válečkové dopravníky* [online]. Haberkorn, 2018 [cit. 2018-11-02]. Dostupné z: <https://yearbook.enerdata.net/electricity/electricity-domestic-consumption-data.html>
- [3] *Gravitační válečkové dopravníky a kuličkové stoly* [online]. Kuřim: VERVA-Tech, 2017 [cit. 2017-12-02]. Dostupné z: <http://www.verva-tech.cz/produkty/gravitacni-valeckove-dopravniky-a-kulickove-stoly>
- [4] *Plánovací kalendář* [online]. Kalendar. Beda.CZ, 2019 [cit. 2019-07-15]. Dostupné z: <https://kalendar.beda.cz/rocn-planovaci?type=s1>
- [5] *ZALLYHS HS4 - 4 wheel platform electric cart* [online]. Zallys S.r.l., 2018 [cit. 2018-10-14]. Dostupné z: <http://www.zallys.com/en/motorized-trolley-zallys-hs4-p40/>
- [6] *CEIT - mobile robotic system* [online]. Žilina: CEIT, 2019 [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: <https://www.ceitgroup.eu/sk/riesenia/automatizacia-internej-logistiky/bezobslužny-tahac-agv>
- [7] MAŠÍN, Ivan, Michal PETRŮ a Ondřej NOVÁK. *Metody inovačního inženýrství na mikro-úrovni*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-187-0.
- [8] MAŠÍN, Ivan, Pavel JIRMAN a Daniela FILOVÁ. *TRIZ + Search - Nástroje inovační kreativity*. Liberec: Institut kreativity a inovací, 2014.
- [9] BOYLE, Kirsty. *Karakuri.info* [online]. Karakuri Info, 2008 [cit. 2018-10-14]. Dostupné z: <http://karakuri.info/index.html>
- [10] RIEGR, Tomáš a Ivan MAŠÍN. *Application of Reduction Method to Karakuri Mechanism*. Zelezna Ruda: ICMD 2016: book of proceeding of 57th International Conference Of Machine Design Departments, 2016. ISBN 978-80-261-0609-8.
- [11] NIKKAN, Japonská asociace značek Osamu Imizu. *Karakuri Improvement Casebook, Part1*. Tokio: Redakce 14-1 Nihonbashi Koamicho, Chuo-ku, 2015. ISBN 978-4526-06305-3.
- [12] NIKKAN, Japonská asociace značek Osamu Imizu. *Karakuri Improvement Casebook, Part2*. Tokio: Redakce 14-1 Nihonbashi Koamicho, Chuo-ku, 2015. ISBN 978-4-526-07269-7.

- [13] *Logiform Tech* [online]. Spišská Nová Ves: Logiform-tech, 2018 [cit. 2019-02-12]. Dostupné z: [https://www.logiform-tech.sk/Kontakty-a2\\_0.htm](https://www.logiform-tech.sk/Kontakty-a2_0.htm)
- [14] BROWN, Henry T. *507 Mechanical Movements Mechanism and Devices*. Milton Keynes UK: BN Publishing, 2009. ISBN 965-006-021-9.
- [15] DEB, Swarup, Dinil GAJBHIYE a Prasad GORASE. *Low Cost Automation And Effective Material Handling Systems*. Riga: LAP Lambert Academic Publishing, 2011. ISBN 978-3-8454-0825-5.
- [16] *Perma-Tork Permanent Magnet Clutches and Brakes* [online]. Oklahoma City: Maxcess International [cit. 2014-04-24]. Dostupné z: <http://www.maxcessintl.com/permanent-magnet-clutches-and-brakes/magpowr-perma-tork-permanent-magnet-clutches-and-brakes>
- [17] BEITZ, Wolfgang a Karl Heinz KÜTTNER. *Taschenbuch für den Maschinenbau*. 15. Berlin: Springer-Verlag, 1983. ISBN 3-540-12418-7.
- [18] BRÁT, Vladimír a Jaromír BROUSIL. *Dynamika*. 5. Praha: České vysoké učení technické, 1988.
- [19] *Robots and Karakuri* [YouTube]. South Carolina: Sc Science Academy, 2008 [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=UIOJUXeDbcE> Kanál uživatele cplai
- [20] *Pružiny-e-shop* [online]. Modřice: Pružiny Čermák, 2018 [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <http://www.webareal.cz/webareal-cz/eshop/1-1-Pruziny-tlacne-valcove>
- [21] *Maple User Manual* [online]. Maplesoft, 2014 [cit. 2015-05-02]. ISBN 978-1-926902-45-6. Dostupné z: [https://www.maplesoft.com/documentation\\_center/maple18/usermanual.pdf](https://www.maplesoft.com/documentation_center/maple18/usermanual.pdf)
- [22] MAŠÍN, Ivan a Pavel JIRMAN. *Metody systematické kreativity*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2012. ISBN 978-80-7372-853-3.
- [23] SCHWARTZ, Mel. *Smart Materials*. Boca Raton: CRC Press Taylor& Francis Group, 2009. ISBN 978-1-4200-4372-3.
- [24] AGARWAL, Bhagwan D. a Lawrence J. BROUTMAN. *Vláknové kompozity*. Praha: SNTL, 1987.
- [25] *Danto Invention: innovative lightweight construction concepts with fiber-plastic-composites* [online]. Stockstadt am Rhein: Danto Invention, 2019 [cit. 2017-09-23]. Dostupné z: <http://danto-invention.com/projects/danto-spring/>
- [26] 26. ELMAGHAZY, Salah. *Hybrid Micro-Composite E-Springs for Vehicle Suspension Systems* [online]. Malaysia: Techbriefs - Create a Future, 2013 [cit. 2017-09-23]. Dostupné z: <https://contest.techbriefs.com/2013/entries/transportation-and-automotive/3839>

- [27] 27. *Mubea Pružiny z kompozitů: stránky společnosti Mubea* [online]. Attendorn: Muhr und Bender [cit. 2017-10-14]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/cz/products-technologies/automotive/podvozek/pruziny-z-kompozitu/>
- [28] GAY, Daniel, S. V. HOA a Stephen W. TSAI. *Composite materials: design and applications*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2003. ISBN 15-871-6084-6.
- [29] JAGANNATHA, T.D. a G. HARISH. *Mechanical Properties Of Carbon/Glass Fiber Reinforced Epoxy Hybrid Polymer Composites* [online]. Indie: Department of Mechanical Engineering, Bangalore University, India, 2015 [cit. 2017-10-14]. ISSN 2278 – 0149. Dostupné z: <http://www.ijmerr.com/uploadfile/2015/0421/20150421101601643.pdf>
- [30] BAGHERPOUR, Salar. *Fibre Reinforced Polyester Composites* [online]. Londýn: IntechOpen Limited, 2012 [cit. 2017-10-14]. Dostupné z: <https://www.intechopen.com/books/polyester/fibre-reinforced-polyester-composites>
- [31] VRBKA, Jan. *Mechanika kompozitů* [online]. Brno: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně, 2008 [cit. 2017-08-19]. Dostupné z: [www.vutbr.cz/www\\_base/priloha.php?dpid=83340](http://www.vutbr.cz/www_base/priloha.php?dpid=83340)
- [32] EHRENSTEIN, Gottfried W. a . *Polymerní kompozitní materiály*. Praha: Scientia, 2009. ISBN 978-80-86960-29-6.
- [33] CHEREMISINOFF, Nicholas P. a Paul N. CHEREMISINOFF. *Fiberglass reinforced plastics*. Park Ridge, N.J., U.S.A.: Noyes Publications, 1995. ISBN 08-155-1389-5.
- [34] BEDNÁR, Peter. *Návrh upravené technologie navíjení kompozitních trubek* [online]. Brno, 2016 [cit. 2019-08-30]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/59614>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Bohumil Kandung.
- [35] *Faserverbundwerkstoffe: stránky dodavatele kompozitních materiálů* [online]. Waldenbuch: R&G Faserverbundwerkstoffe, 2017 [cit. 2017-11-16]. Dostupné z: <https://www.r-g.de/en/home.html>
- [36] *Havel Composites: dodavatel kompozitových materiálů* [online]. Přáslavice: Havel Composites CZ [cit. 2017-11-21]. Dostupné z: <http://havel-composites.com/>
- [37] Mechanical Properties of Glass Fiber Reinforced. M. S. EL-Wazerya, M. I. EL-Elamya, and S. H. Zoalfakarb. Chaoyang : Chaoyang University of Technology, 2017.
- [38] HATCHER, David. *The Free-Energy Device Handbook*. Kempton: Adventures Unlimited Press, 2004. ISBN 0-932813-24-0.

## 12. Publikace autora

RIEGR, Tomas a Ivan MASIN. *New Approach To Solving Mathematical Equation For Damped Oscillations By Sliding Friction At Karakuri Mechanism*. Lisbon, Portugal: Book of proceeding of 6th International Conference on Integrity-Reliability-Failure (IRF), 2018. ISBN 978-989-20-8313-1.

RIEGR, Tomas a Ivan MASIN. *A Solution of Damped Oscillations by Coulomb Friction at the Karakuri Mechanism Using MAPLE Software*. Demänovska dolina, Slovakia: ICMD 2018: Book of proceeding of 59th International Conference of Machine Design Departmens, 2018. ISBN 978-85-283-6120.

MASIN, Ivan a Tomas RIEGR. *Advanced Modelling of the Karakuri Mechanism*. Albufeira, Portugal: Book of proceeding of 7th International Conference on Mechanics and Materials in design, 2017. ISBN 978-989-98832-7-7.

RIEGR, Tomas a Ivan MASIN. *Application of Reduction Method to Karakuri Mechanism*. Zelezná Ruda, Czech Republic: ICMD 2016: Book of proceeding of 57th International Conference of Machine Design Departmens, 2016. ISBN 978-80-261-0609-8.

RIEGR, Tomas a Ivan MASIN. *Dynamic Characteristic of the Karakuri Transport Trolley*. Prague, Czech Republic: Book of proceeding of 6th International Conference on Trends, 2016. ISBN 978-80-213-2683-5.

MASIN, Ivan a Tomas RIEGR. *A Systematic Source Search for the Low Cost Automation*. Delgada, Portugal: Book of proceeding of 6th International Conference on Mechanics and Materials in Design, 2015. ISBN 978-989-98832-3-9



### **13. Poděkování**

Rád bych poděkoval panu doc. Dr. Ing. Ivan Mašínovi za příkladné vedení a cenné rady spojené s tvorbou mé disertační práce.

Dále chci poděkovat panu doc. Ing. Miroslavu Šírovi CSc. z Katedry mechaniky pružnosti a pevnosti za pomoc při zvládnutí výpočtů v software Maple a panu Stanislavovi Marešovi za jeho pomoc při výrobě funkčních vzorků v práci použitých a testovaných mechanismů.

V neposlední řadě chci poděkovat své rodině, přátelům a kolegům, kteří mi po celou dobu studia byli oporou.

## 14.Přílohy

4 x výsledky tahových zkoušek kompozitních materiálů – výsledky zpracovány v Tab. 14:  
Výsledky měření modulu E1 vzorků kompozitních materiálů

### STATICKÁ ZKOUŠKA TAHEM

#### ISO 527-1/2012 VSTUPNÍ PARAMETRY

Testovaný materiál : Laminát prykyfice Havel 02, tkanina 220g/m<sup>2</sup>, 5 vrstev 90 st.

Norma :

Rozměry vzorku : [25x1,5] mm

Směr odebrání :

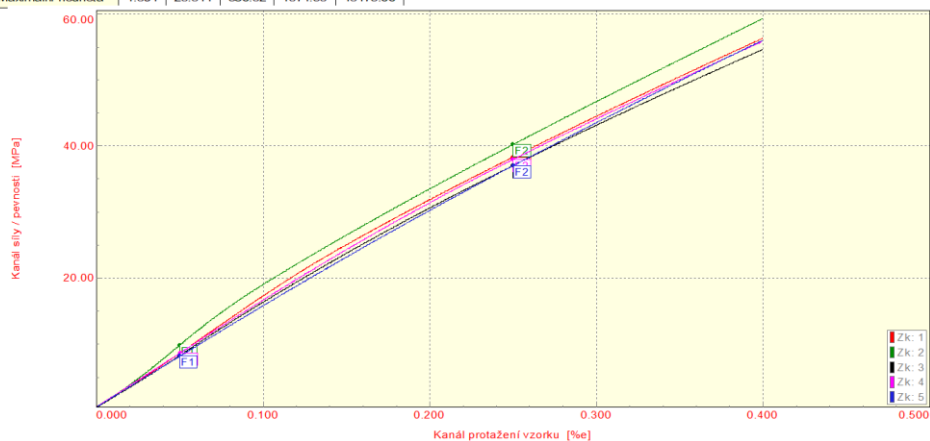
Rychlost deformace : 2 mm/min.

Vypracoval : Tomáš Rieger

#### VÝSTUPNÍ HODNOTY

Zkouška	a mm	b mm	F1 N	F2 N	E1 MPa
1	1.398	24.600	298.86	1317.68	14823.51
2	1.560	25.088	386.52	1574.35	15173.66
3	1.594	25.470	338.45	1504.02	14353.52
4	1.482	25.224	324.00	1419.62	14665.39
5	1.630	25.544	320.45	1448.47	14418.00

Statistika	a mm	b mm	F1 N	F2 N	E1 MPa
Počet zkoušek	5	5	5	5	5
Průměrná hodnota	1.513	25.185	333.66	1452.83	14686.82
Směrodatná odchylka	0.076	0.375	32.77	95.88	331.48
Minimální hodnota	1.398	24.600	298.86	1317.68	14353.52
Maximální hodnota	1.694	25.544	386.52	1574.35	15173.66



#### TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Katedra strojírenské technologie

Oddělení tváření kovů a plastů

Studentská 2, 461 17, Liberec 1, CZ

# STATICKÁ ZKOUŠKA TAHEM

## ISO 527-1/2012 VSTUPNÍ PARAMETRY

Testovaný materiál : Laminát prykyfice Havel 02, tkanina 220g/m2, 5 vrstev 45 st.

Norma :

Rozměry vzorku : [25x1,5] mm

Směr odebrání :

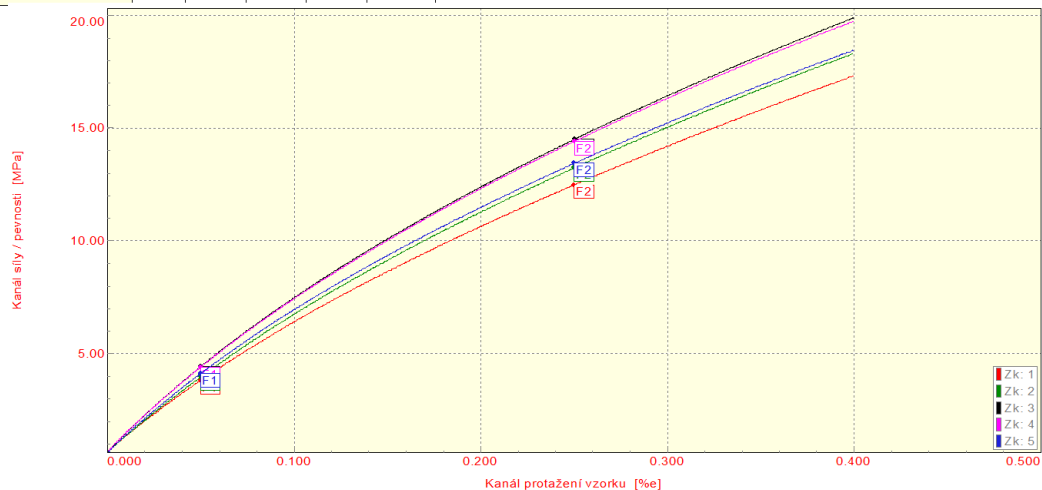
Rychlost deformace : 2 mm/min.

Vypracoval : Tomáš Rieger

## VÝSTUPNÍ HODNOTY

Zkouška	a mm	b mm	F1 N	F2 N	E1 MPa
1	1.208	24.766	114.34	373.62	4332.96
2	1.246	24.660	122.48	406.73	4625.04
3	1.244	24.796	136.99	447.60	5025.89
4	1.244	24.796	135.66	444.39	4999.59
5	1.262	24.986	130.29	423.79	4653.60

Statistika	a mm	b mm	F1 N	F2 N	E1 MPa
Počet zkoušek	5	5	5	5	5
Průměrná hodnota	1.241	24.801	127.95	419.23	4727.42
Směrodatná odchylka	0.020	0.118	9.61	30.39	289.27
Minimální hodnota	1.208	24.660	114.34	373.62	4332.96
Maximální hodnota	1.262	24.986	136.99	447.60	5025.89



## TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Katedra strojírenské technologie

Oddělení tváření kovů a plastů

Studentská 2, 461 17, Liberec 1, CZ

# STATICKÁ ZKOUŠKA TAHEM

## ISO 527-1/2012 VSTUPNÍ PARAMETRY

Testovaný materiál : Laminát prykyfice Havel 02, tkanina 220g/m2, 9 vrstev 45 st.

Norma :

Rozměry vzorku : [25x2,5] mm

Směr odebrání :

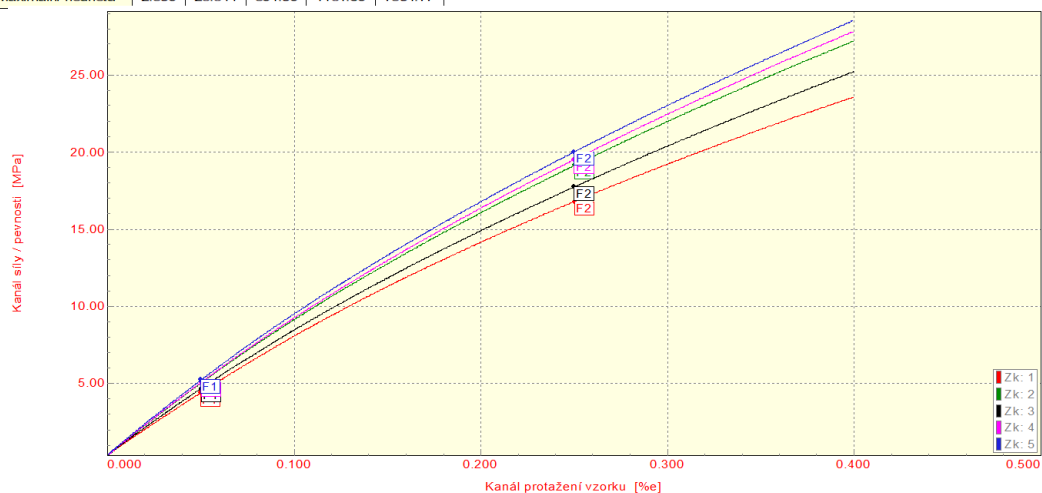
Rychlost deformace : 2 mm/min.

Vypracoval : Tomáš Rieger

## VÝSTUPNÍ HODNOTY

Zkouška	a mm	b mm	F1 N	F2 N	E1 MPa
1	2.278	25.544	256.83	977.11	6183.24
2	2.390	25.080	301.90	1146.67	7045.95
3	2.372	25.090	278.09	1055.36	6535.10
4	2.326	25.050	295.54	1137.31	7229.08
5	2.298	25.038	300.91	1151.60	7391.77

Statistika	a mm	b mm	F1 N	F2 N	E1 MPa
Počet zkoušek	5	5	5	5	5
Průměrná hodnota	2.333	25.160	286.65	1093.61	6877.03
Směrodatná odchylka	0.048	0.215	19.22	76.03	503.90
Minimální hodnota	2.278	25.038	256.83	977.11	6183.24
Maximální hodnota	2.390	25.544	301.90	1151.60	7391.77



## TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Katedra strojírenské technologie

Oddělení tváření kovů a plastů

Studentská 2, 461 17, Liberec 1, CZ

# STATICKÁ ZKOUŠKA TAHEM

## ISO 527-1/2012 VSTUPNÍ PARAMETRY

Testovaný materiál : Laminát prykyfice Havel 02, tkanina 220g/m2, 9 vrstev 90 st.

Norma :

Rozměry vzorku : [25x2,5] mm

Směr odebrání :

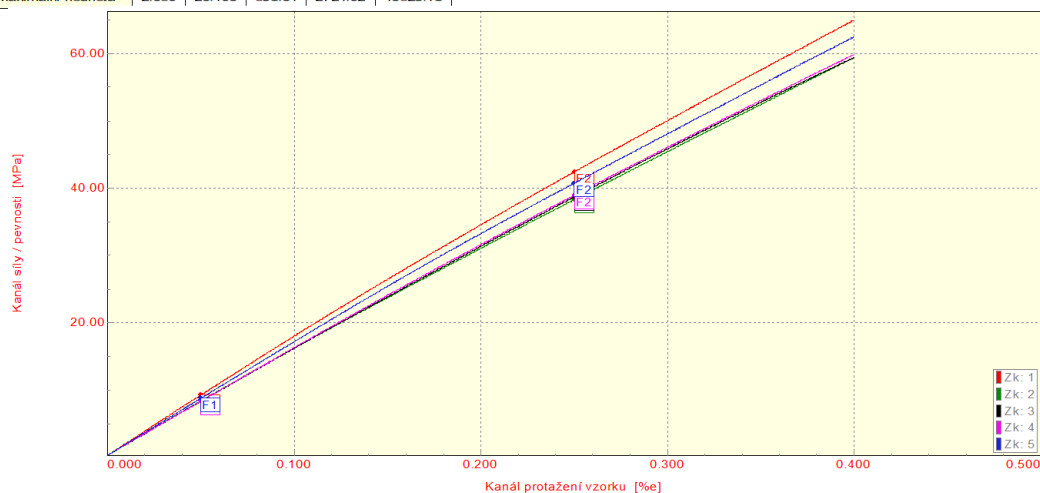
Rychlost deformace : 2 mm/min.

Vypracoval : Tomáš Rieger

## VÝSTUPNÍ HODNOTY

Zkouška	a mm	b mm	F1 N	F2 N	E1 MPa
1	2.560	25.092	598.61	2724.02	16528.18
2	2.630	25.124	556.25	2531.20	14930.47
3	2.560	26.106	557.58	2587.29	15171.28
4	2.536	25.430	538.36	2512.31	15289.67
5	2.580	24.982	567.60	2625.17	15960.05

Statistika	a mm	b mm	F1 N	F2 N	E1 MPa
Počet zkoušek	5	5	5	5	5
Průměrná hodnota	2.573	25.347	563.68	2596.00	15575.93
Směrodatná odchylka	0.035	0.456	22.19	84.44	655.10
Minimální hodnota	2.536	24.982	538.36	2512.31	14930.47
Maximální hodnota	2.630	26.106	598.61	2724.02	16528.18



## TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Katedra strojírenské technologie

Oddělení tváření kovů a plastů

Studentská 2, 461 17, Liberec 1, CZ