

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Inovace vážící stolice dle zadané specifikace požadavků na vlastnosti

Autor: Jan RUSNÁK
Vedoucí práce: doc. Ing. Václav VANĚK, Ph.D.

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: Jan RUSNÁK
Osobní číslo: S22B0345P
Studijní program: B0715A270013 Strojní inženýrství
Specializace: Konstruování strojů a technických zařízení
Téma práce: Inovace vážící stolice dle zadané specifikace požadavků na vlastnosti.
Zadávající katedra: Katedra konstruování strojů

Zásady pro vypracování

Anotace:

Stávající vážící stolice je konstruována pro různé šířky pásových dopravníků. Maximální šířka pásového dopravníku však je omezena na 1000 [mm]. Dle požadavků zákazníků je nutné posoudit a navrhnout možné řešení vážící stolice, které by umožňovalo její použití i pro dopravníky o šířce až 2000 [mm].

Rozsah:

- Vytvoření výkresové dokumentace stávající konstrukce.
- Návrh postupu a provedení modelování zatížení a nosnosti konstrukce.
- Vyhodnocení.
- Závěr.

Osnova bakalářské práce:

1. Stanovení cílů BP.
2. Provedení rešerše současného stavu techniky v oblasti systémů vážících stolic pro pásové dopravníky a specifikace požadavků na vlastnosti takovýchto systémů.
3. Návrh koncepčních variant a výběr vhodných variant systémů, které splňují specifikované požadavky.
4. Výpočtový návrh a vyhodnocení simulací zatížení konstrukce.
5. Vytvoření výkresové dokumentace.
6. Zhodnocení technického řešení a použitelnosti stávající konstrukce i pro dopravníky dvojnásobné šířky a návrh dílčích inovací.
7. Závěr.

Konzultantem bude p. Michal Veselý z firmy VETRA International s.r.o., Kdyně.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

[1] DRASTÍK, František. *Přesnost strojních součástí podle mezinárodních*. Montanex, 2007. ISBN: 80-85780-18-6

[2] DRASTÍK, František. *Geometrické tolerance v technické dokumentaci pro strojírenství*. Praha: Da-shöferm 2016. ISBN 978-80-87963-28-9

Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Václav Vaněk, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **30. listopadu 2022**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. května 2023**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 30. listopadu 2022

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Chtěl bych poděkovat doc. Ing. Václavu Vaňkovi, Ph.D., mému vedoucímu práce, za nasměrování, jak vést bakalářskou práci, a dále za jeho trpělivost a cenné informace. Velké díky také patří Ing. Michalu Veselému za vstřícnost, ochotu a možnost konzultací za účelem diskuse o řešeném problému. Taktéž bych chtěl poděkovat doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D., který mi věnoval čas a cenné informace. Na závěr patří poděkování mé rodině a přátelům, bez kterých bych tuto práci nemohl dokončit.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Rusnák	Jméno Jan	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Vaněk, Ph.D.	Jméno Václav	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU – FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Inovace vázící stolice dle zadané specifikace požadavků na vlastnosti		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2023
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	61	TEXTOVÁ ČÁST	49	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje uvedení do problematiky pásových dopravníků, konstrukční návrh vázící stolice včetně simulace zatížení konstrukce a návrh dílčích inovací i pro dopravníky větší šířky. Cílem práce je návrh koncepčních variant pro stávající konstrukci a pro konstrukci větší šířky.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Pásový dopravník, vázící stolice, rám, nosnost, simulace, zatížení

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Rusnák	Name Jan	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Vaněk, Ph.D.	Name Václav	
INSTITUTION	ZČU – FST – KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Innovation of the weighing bench according to the specified specification of property requirements		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2023
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	61	TEXT PART	49	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis contains an introduction to the issue of belt conveyors, the design of the weighing bench including the simulation of the structure load and the design of partial innovations for conveyors of larger width. The aim of the thesis is to propose conceptual alternatives for the existing design and for a larger width design.
KEY WORDS	Belt conveyor, weighing bench, frame, load capacity, simulation, load

Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů.....	3
Seznam obrázků	4
Seznam tabulek	6
1 Úvod.....	7
2 Historie pásových dopravníků.....	7
3 Pásový dopravník	8
3.1 Hlavní části pásového dopravníku.....	8
3.1.1 Hnací stanice	8
3.1.1.1 Pohon	9
3.1.1.2 Hnací buben	10
3.1.2 Vratná stanice.....	11
3.1.2.1 Hnaný buben	11
3.1.3 Nosná konstrukce	11
3.1.4 Válečková stolice	12
3.1.4.1 Horní válečková stolice.....	12
3.1.4.2 Dolní válečková stolice.....	13
3.1.5 Válečky.....	13
3.1.6 Pás	16
3.1.6.1 Materiál pásu.....	16
3.1.6.2 Spojování pásu	18
3.1.7 Napínací zařízení.....	19
3.1.8 Tenzometry.....	20
3.2 Další možné části dopravníku.....	20
3.2.1 Násypka.....	21
3.2.2 Prostředky k odvádění materiálu z pásu.....	21
3.2.3 Čistící zařízení pásu	21
3.3 Dopravní sklon	22
4 Stávající vážící stolice.....	23
4.1 Obecné informace o stolici šířky 1.195 mm.....	23
4.2 Obecné informace o stolici šířky 2.000 mm.....	24
4.3 Problematika zatížení v praxi	24
4.4 Výpočtový návrh	25
4.4.1 Model stolice	25
4.4.2 Okrajové podmínky.....	26

4.4.3	Výsledky simulace zatížení	27
4.5	Simulace zatížení stávající stolice	28
4.5.1	Simulace zatížení stávající konstrukce šířky 1.195 mm	28
4.5.2	Simulace zatížení stávající konstrukce šířky 2.000 mm	30
4.5.3	Vyhodnocení simulací zatížení stávající konstrukce	31
5	Návrh koncepčních variant.....	32
5.1	Varianta A.....	32
5.2	Varianta B.....	33
5.3	Varianta C.....	34
6	Výběr vhodné varianty	35
6.1	Výkresová dokumentace varianty B.....	35
7	Simulace zatížení vítězné varianty B	36
7.1	Simulace zatížení varianty B s šířkou konstrukce 1.195 mm.....	36
7.2	Simulace zatížení varianty B s šířkou konstrukce 2.000 mm.....	37
7.3	Vyhodnocení simulace zatížení navržené varianty B.....	39
8	Závěr.....	40
	Seznam použitých zdrojů	41
	Seznam příloh.....	42
	Příloha č. 1.....	i
	Příloha č. 2.....	iii
	Příloha č. 3.....	v
	Příloha č. 4.....	vii

Přehled použitých zkratk a symbolů

ČSN	Česká technická norma
FST	Fakulta strojní
KKS	Katedra konstruování strojů
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni
PVC	Polovinylchlorid
DIN	Deutsches Institut für Normung
SWOT	Strengths weaknesses opportunities threats
°C	Jednotka teploty
mm	Jednotka délky
kg	Jednotka hmotnosti
N	Jednotka síly
MPa	Jednotka napětí
m.s ⁻²	Jednotka zrychlení

Seznam obrázků

Obr. 1: Schéma pásového dopravníku [4]	8
Obr. 2: Příklad dvoububnové hnací stanice s jedním poháněným bubnem	8
Obr. 3: a) jednostranný pohon s nezavěšenou převodovkou; b) oboustranný pohon se zavěšenou převodovkou [7]	9
Obr. 4: Řez elektrobubnem VAN DER GRAAF [10]	10
Obr. 5: Řez bubem s vnitřními ložisky [7]	10
Obr. 6: Hnací bubem s pryžovým obložením šipkovitě drážkovaný (upraveno) [7]	10
Obr. 7: Řez napínacím bubnem [5]	11
Obr. 8: Nosná konstrukce pásového dopravníku [4]	11
Obr. 9: Girlandová válečková stolice [4]	12
Obr. 10: Samostavná válečková stolice [11]	13
Obr. 11: Dolní jednoválečková stolice [11]	13
Obr. 12: Řez válečkem (upraveno) [4]	14
Obr. 13: Hladký váleček [12]	14
Obr. 14: Pogumovaný váleček [12]	14
Obr. 15: Dopadový váleček [12]	15
Obr. 16: Diskový váleček [12]	15
Obr. 17: Spirálový váleček [12]	15
Obr. 18: Strážní váleček [12]	15
Obr. 19: Řez pryžovým pásem s textilní vložkou [13]	16
Obr. 20: Řez pryžovým pásem s ocelolanovou kostrou [13]	17
Obr. 21: Drátěný pás [18]	17
Obr. 22: Pevné mechanické spojení [13]	19
Obr. 23: Kloubové mechanické spojení (destičkové/háčkové spony) [13]	19
Obr. 24: Napínací zařízení pomocí napínáku a lana [8]	19
Obr. 25: Pneumatické napínání pásu [8]	20
Obr. 26: Tenzometrický snímač [16]	20
Obr. 27: Násypka s drtičem skrývky na povrchovém lomu	21
Obr. 28: Oboustranné (vlevo) a jednostranné (vpravo) shrnovače na dopravním pásu [8]	21
Obr. 29: Rotační čistíč pásu [4]	22
Obr. 30: Dopravní pás s nízkými žebry [7]	22
Obr. 31: Dopravní pás s vysokými žebry [7]	22
Obr. 32: Dopravní pás s přítlačným pásem [7]	22
Obr. 33: Stávající vážící stolice	23

Obr. 34: Zničená starší vážící stolice	24
Obr. 35: Poničený starší U-rám vážící stolice.....	25
Obr. 36: Model stávající stolice pro simulaci	26
Obr. 37: Zvolená síť na U-rámu.....	26
Obr. 38: Umístění síly	27
Obr. 39: Umístění pevného spoje.....	27
Obr. 40: Maximální zatížení na podložce pod tenzometrem na konstrukci šířky 1.195 mm...	28
Obr. 41: Simulace zatížení s viditelným jen U-rámem pro stolicí šířky 1.195 mm.....	29
Obr. 42: Výsledky simulace zatížení při posunutí stávající konstrukce pro šířku 1.195 mm.....	29
Obr. 43: Simulace zatížení s viditelným jen U-rámem pro stolicí šířky 2.000 mm.....	30
Obr. 44: Maximální zatížení na U-rámu stávající konstrukce šířky 2.000 mm	30
Obr. 45: Výsledky simulace zatížení při posunutí stávající konstrukce pro šířku 2.000 mm.....	31
Obr. 46: Schéma varianty A.....	32
Obr. 47: Pohled z boku na U-rám s žebrem	33
Obr. 48: Schéma varianty B	33
Obr. 49: Pohled z boku na variantu B	34
Obr. 50: Schématické zobrazení varianty C.....	34
Obr. 51: Pohled ze spodu na variantu C.....	34
Obr. 52: Simulace zatížení U-rámu varianty B šířky 1.195 mm.....	36
Obr. 53: Největší napětí na U-rámu varianty B při šířce 1.195 mm	37
Obr. 54: Simulace posunutí zatížené varianty B pro šířku 1.195 mm	37
Obr. 55: Simulace zatížení varianty B šířky 2.000 mm	38
Obr. 56: Největší napětí na U-rámu varianty B šířky 2.000 mm	38
Obr. 57: Simulace posunutí zatížení varianty B pro šířku 2.000 mm	39
Obr. 58: Simulace zatížení při výsledcích redukovaného napětí na stávající vážící stolicí šířky 1.195 mm.....	i
Obr. 59: Simulace zatížení při výsledcích posunutí stávající vážící stolicí šířky 1.195 mm	ii
Obr. 60: Simulace zatížení při výsledcích redukovaného napětí stávající vážící stolicí šířky 2.000 mm.....	iii
Obr. 61: Simulace zatížení při výsledcích posunutí stávající vážící stolicí šířky 2.000 mm	iv
Obr. 62: Simulace zatížení při výsledcích redukovaného napětí navržené vážící stolicí šířky 1.195 mm.....	v
Obr. 63: Simulace zatížení při výsledcích posunutí navržené vážící stolicí šířky 1.195 mm ...	vi
Obr. 64: Simulace zatížení při výsledcích redukovaného napětí navržené vážící stolicí šířky 2.000 mm.....	vii
Obr. 65: Simulace zatížení při výsledcích posunutí navržené vážící stolicí šířky 2.000 mm .	viii

Seznam tabulek

Tab. 1: Doporučené tloušťky krycích vrstev [14]	17
Tab. 2: Závislost materiálů na provozních podmínkách (upraveno) [14]	18
Tab. 3: Způsoby spojování jednotlivých provedení [14]	18
Tab. 4: Tabulka s SWOT analýzy variant A, B, C	35
Tab. 5: Porovnání výsledků simulace zatížení jednotlivých aspektů s varianty stolic	40

1 Úvod

V dnešní době se průmysl snaží minimalizovat ruční manipulaci s materiálem. Manipulace s materiálem spočívá v přemísťování předmětů z jedné pozice na druhou ve správném množství, ve správném stavu, ve správném pořadí a za použití správných metod. Materiál může být přemísťován lidmi nebo pomocí ručních vozíků. Lidé také mohou používat zvedací zařízení, jako jsou jeřáby a vysokozdvizné vozíky. V neposlední řadě lze materiál přemísťovat pomocí automatických mechanických strojů, jako jsou dopravníky. [1]

Jedním z důvodů pro zavedení dopravníků je snaha snížit ruční manipulaci na minimum, provádět všechny manipulační operace s co nejmenšími náklady, snížit pracovní zátěž operátorů anebo možnost manipulace materiálu na místo, kde nebyla možná ruční manipulace. [1]

Vzhledem k rostoucí rozmanitosti výrobků a nejisté poptávce po individualizovaných produktech musí společnosti neustále přizpůsobovat své výrobní systémy, aby udržely efektivní výrobu. Proto lze pozorovat rostoucí potřebu zohlednění flexibility při navrhování výrobních systémů. [2]

Tato bakalářská práce se zabývá řešením konkrétní vázící stolice s požadavky zadavatele firmy VETRA International s. r. o. (dále pouze „Vetra“), která se právě zabývá váhami pro manipulační zařízení.

Úvod práce se zabývá obecnou problematikou pásových dopravníků a jejich komponentů.

Ve druhé části bude upřesněn cíl práce a uvedena analýza stávající konstrukce s výpočtovým návrhem a simulacemi zatížení pro stolice šířky 1.195 mm a 2.000 mm.

Třetí část práce se zaměřuje na návrh koncepčních variant stávající stolice, poté výběr varianty splňující požadavky a následné vyhodnocení simulace zatížení vítězné stolice pro šířky 1.195 mm a 2.000 mm.

2 Historie pásových dopravníků

Myšlenka použití pásového dopravníku není nová, první pásové dopravníky byly použity již v roce 1804 britským námořnictvem, kdy probíhala industrializace a dopravní pásy se staly důležitou součástí výrobních závodů.

Prvním představitelem pásové výroby a montážní linky byl Ransom Eli Olds, zakladatel značky Oldsmobile. V roce 1901 předložil návrh na montážní linku, který byl patentován.

V roce 1913 se stal velký zlom pro pásovou výrobu. Henry Ford ve svých automobilových továrnách zavedl proces automatizované pásové výroby. To vzbudilo velký ohlas a průmyslová výroba začala nabírat velkých rozměrů.

Původní pásové dopravníky, kdy pás byl kožený, položený na dřevěné konstrukci a dnešní pásové dopravníky z PVC pásu na ocelové konstrukci mají společný princip fungování. Avšak v průběhu let se velmi výrazně zvýšila kapacita pásových systémů a jejich délka, na kterou lze materiál přepravovat.

Výroba dopravníkových technologií pořád vrůstá, požadavky na přepravu a manipulaci materiálů a předmětů v dnešní době se neustále zvyšují. S rozvojem výpočetní techniky a vývojem nových materiálů se zvyšuje i technická úroveň dopravníků. [3]

3 Pásový dopravník

Pásový dopravník je manipulační prostředek, který přepravuje materiál pomocí nosného a tažného prvku nazvaný nekonečný pás. Pás je veden a poháněn bubny a podpírán válečky či rovinnou deskou. Používá se pro přepravu sypkých i kusových materiálů ve směru svislém, šikmém či vodorovném. [4]

Dělení pásových dopravníků dle literatury [4]:

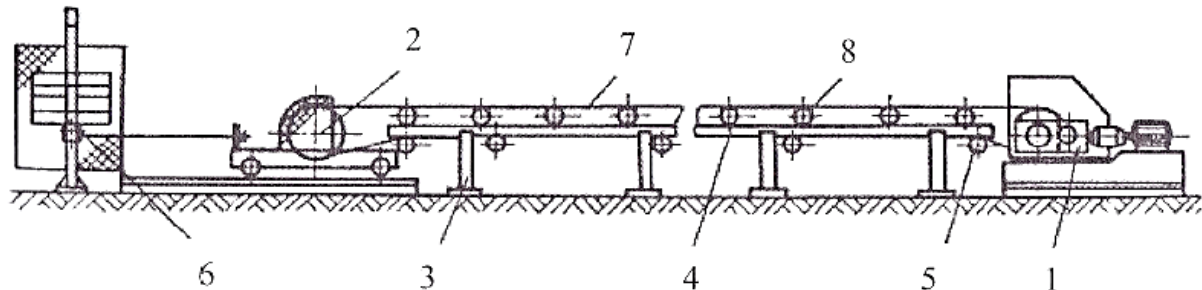
Podle sklonu na dopravníky vodorovné, šikmé, lomené a svislé.

Podle materiálu tažného elementu na dopravníky s ocelovým pásem, dopravníky s PVC pásem, dopravníky s pryžovým pásem, dopravníky s pletivovým pásem.

Podle provedení nosné konstrukce na dopravníky stabilní, pojízdné, přenosné.

3.1 Hlavní části pásového dopravníku

V této části jsou popsány jednotlivé hlavní části pásového dopravníku (Obr. 1).



Obr. 1: Schéma pásového dopravníku [4]

1 – Hnací stanice, 2 – Vratná stanice, 3 – Nosná konstrukce, 4 – Horní válečková stolice;
5 – Dolní válečková stolice, 6 – Napínací ústrojí, 7 – Pás dopravníku, 8 – Zařízení
pro sledování chodu dopravníku

3.1.1 Hnací stanice

Hnací (poháněcí) stanice dopravníku se skládá z pohonu a hnacího bubnu. Provedení se liší podle výkonnosti pásového dopravníku (Obr. 2). Funkcí hnací stanice je zajistit spolehlivý přenos sil z pohonu na pás a předávat přepravovaný materiál na určené místo. [5]

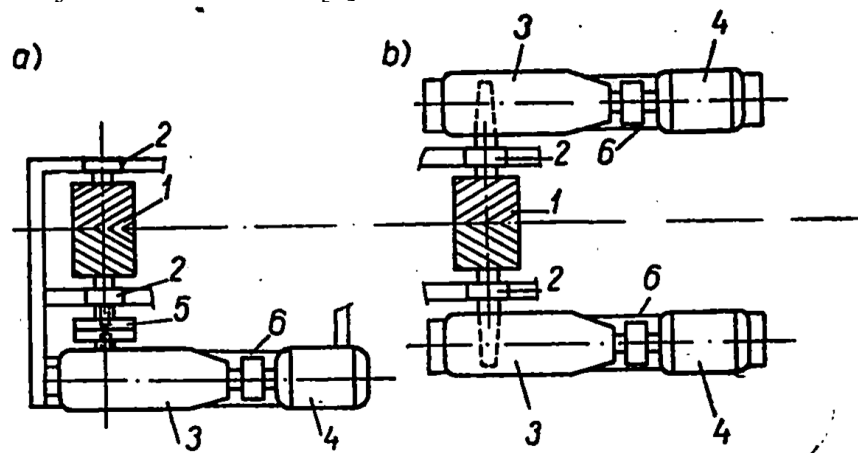


Obr. 2: Příklad dvoububnové hnací stanice s jedním poháněným bubnem

3.1.1.1 Pohon

Při volbě pohonu se zohledňuje kinematika a dynamika pohonu, pracovní podmínky (prostředí) a prostorové uspořádání. [6]

Pohon se skládá z motoru, spojky a převodovky. Poháněcí jednotka je většinou umístěna na společném rámu. Převodové ústrojí je z jedné strany spojeno s hnacím bubnem. Spojení převodovky s hřídelem hnacího bubnu může být pomocí evolventního drážkování, upínacím kuželovým pouzdrům (Obr. 3 b) nebo pevnou spojkou (Obr. 3 a). Schématické uspořádání jednotlivých částí je viděno na Obr. 3. [5]



Obr. 3: a) jednostranný pohon s nezavěšenou převodovkou; b) oboustranný pohon se zavěšenou převodovkou [7]

1 – poháněcí bubek; 2 – ložiska; 3 – převodovka; 4 – motor; 5 – spojka mezi bubnem a převodovkou; 6 – spojka mezi převodovkou a motorem

Nejpoužívanějším motorem je elektromotor díky nízké hmotnosti, ceně a vysoké účinnosti. Na druhou stranu nevýhodou je napojení na elektrickou energii. [6] [8]

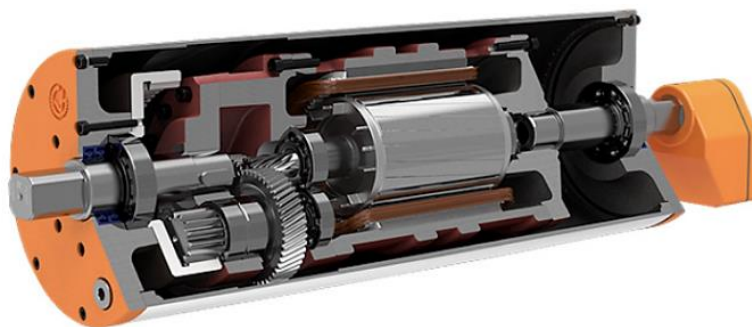
Typy elektromotorů, jejich výhody a použití:

1. Asynchronní s kotvou na krátko – Jednoduchá konstrukce, malá hmotnost a provozní spolehlivost. Použití u dopravníků s menším výkonem. [4] [6]
2. Asynchronní s kotvou kroužkovou – Použití při vyšších nárocích na regulovatelnost a pro větší výkony. [8]
3. Stejnsměrné elektromotory – Použití ve speciálních případech. Výhoda je snadná regulace v širokém rozsahu rychlostí. [6] [8]
4. Krokové (synchronní) elektromotory – Při nižších otáčkách mají velký točivý moment. [8]

Na místech, kde není k dispozici elektrická síť se mohou použít spalovací motory. Využívají se u malých pojízdných nebo přenosných dopravníků. Nevýhodou je malá přetížitelnost, neschopnost reverzace (obrácení chodu motoru) a nutnost rozběhu bez zatížení. [4] [8]

Na místech (např. v dolech), kde je nebezpečí výbuchu plynů jsou využívány pneumatické motory. Mají malé nároky na údržbu, ale mají malou energickou účinnost. [6]

Alternativou jsou tzv. elektrobubny, které jsou tvořeny převodovkou a elektromotorem uvnitř bubnu, čímž se ušetří více místa, ale je zde omezení v podobě menšího výkonu. Jsou téměř bezúdržbové (výměna oleje). Hřídel je pevná a rotační členem se stává plášť bubnu. Řez elektrobubnem a jednotlivé části jsou viděny na Obr. 4. Jsou schopny pracovat v extrémních provozních podmínkách. V prostředí výbuchu plynů, ve vysoce sterilním prostředí, trvale pod vodou, dokonce i v prostředí s vysokou teplotou. [4] [9] [10]

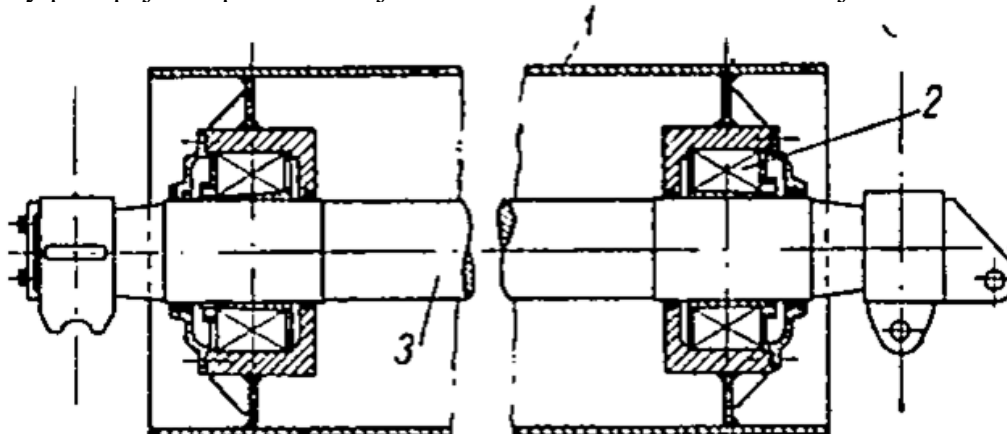


Obr. 4: Řez elektrobubnem VAN DER GRAAF [10]

3.1.1.2 Hnací bubnen

Bubnen je konstrukční prvek otočný podél podélné osy, vyroben buď z odlitku nebo svařence a válcovitého nebo soudkovitého tvaru. Hnací bubnen přenáší krouticí moment motoru na obvodovou (tažnou) sílu, kterou přenáší na dopravní pás. [9]

Skládá se z pláště, čel s náboji, ložisky a hřídele. Hřídel je s nábojem spojena nalisováním a konec hřídele je proveden pro spojení s poháněcí jednotkou. Popřípadě obě konce hřídele jsou provedeny pro spojení s poháněcími jednotkami. Složení hnacího bubnu je na Obr. 5. [5]

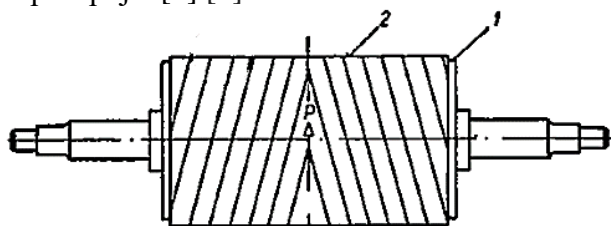


Obr. 5: Řez bubnem s vnitřními ložisky [7]

1 – plášť bubnu; 2 – ložisko; 3 – hřídel

Dobré vedení pásu na bubnu mohou zajistit dvě varianty. Při první variantě je bubnen na obou koncích mírně kuželovitý (bombírovaný bubnen). Druhá varianta spočívá v tom, že v bubnu je vytvořena klínová drážka, na spodní vrstvě pásu je nalepen nebo přivařen za tepla vodící klín, který vymezuje polohu pásu na bubnu. [9] [17]

Mezi bubnem a pásem dochází ke tření. Pro zajištění přenosu hnacích sil se bubny obkládají pryžovými a keramickými obklady. Pryžové obložení bývá šipovitě drážkované (Obr. 6), navíjí se na bubnen a za studena přilepuje. [4] [7]



Obr. 6: Hnací bubnen s pryžovým obložením šipkovitě drážkovaný (upraveno) [7]

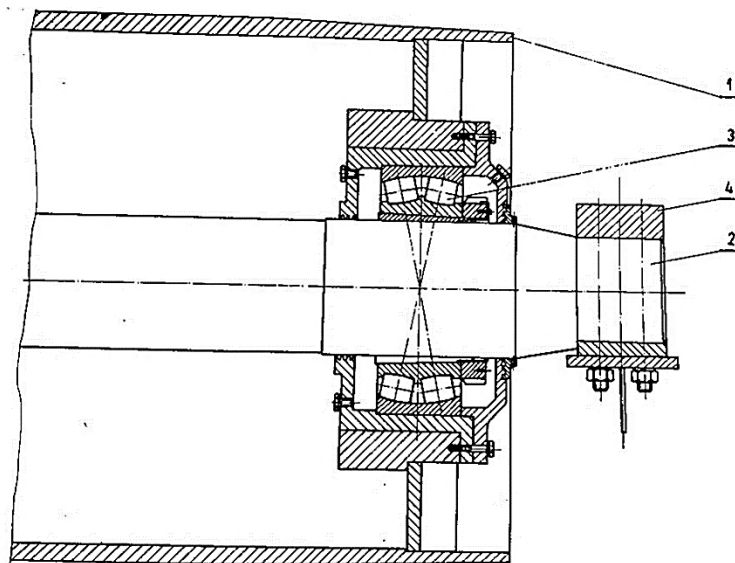
1 – ocelový plášť; 2 – pryžový pás

3.1.2 Vratná stanice

Vratná stanice se skládá pouze z hnaného bubnu. Funkcí je zajistit změnu směru pásu, zpravidla přijímat nebo předávat (záleží na směru pohybu) přepravovaný materiál. [5]

3.1.2.1 Hnaný buben

Hnaný buben je vyroben stejně jako hnací. Skládá se z pláště, čel s náboji, ložisky a osy v pevném (ložiska jsou součástí nábojů bubnu) nebo otočném provedení. Funkce hnaného bubnu záleží na použití typu bubnu. Jedna z možností je napínání dopravního pásu (napínací buben). Konstrukce napínacího bubnu je zobrazena na Obr. 7. Další funkcí je změna směru pohybu dopravního pásu (vratný buben) anebo změna směru pohybu pásu (odváděcí neboli převáděcí buben). [5] [9]

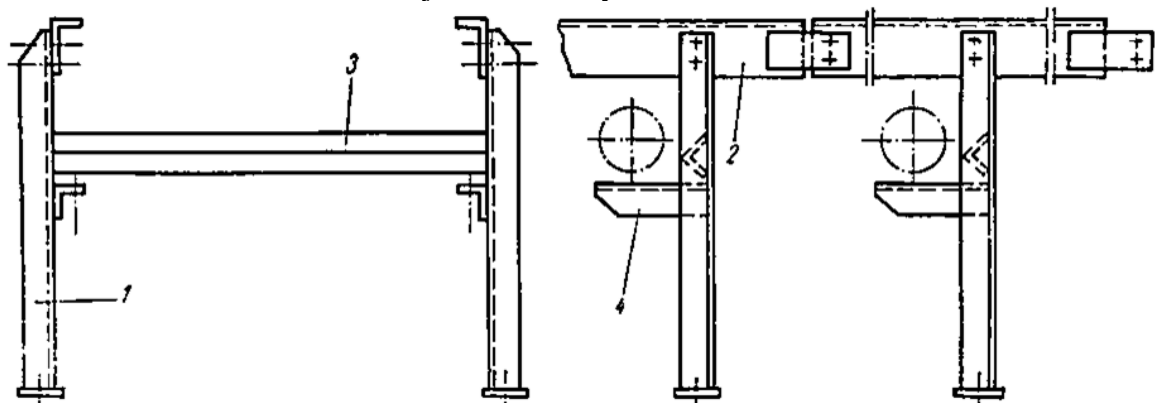


Obr. 7: Řez napínacím bubnem [5]

1 – plášť; 2 – hřídel; 3 – dvouřadé soudečkové ložisko; 4 – nosná konstrukce dopravníku

3.1.3 Nosná konstrukce

Základ dopravníku je právě rám neboli nosná konstrukce. Tvoří dráhu mezi hnaným a hnacím bubnem, které tvoří dráhu pro pás dopravníku. Na podélných nosnících jsou uloženy horní válečkové stolice, bubny, motor a převodovka. Na konzolách jsou zase uloženy dolní válečkové stolice. Součásti nosné konstrukce jsou zobrazeny na Obr. 8. [4]



Obr. 8: Nosná konstrukce pásového dopravníku [4]

1 – nohy; 2 – podélný nosník; 3 – příčný nosník; 4 – konzola

Funkce rámu jsou odolávání statických sil od vlastní konstrukce a od tíhy dopravovaného materiálu. Další funkcí je odolávání dynamických sil, které jsou vyvolané podélným a příčným kmitáním pásu. Dále rám zachycuje tahové síly od hnaného nebo hnacího bubnu. [4]

Velmi často je rám konstruován z profilů normalizovaných rozměrů. V případě potřeby velmi dlouhé tratě pásového dopravníku je nutno nosnou konstrukci rozdělit do několika částí, které jsou následně propojeny. [4]

Nejpoužívanější materiál pro nosnou konstrukci je konstrukční ocel. V případě potřeby odlehčení konstrukce se používají profily z hliníkových slitin. [4]

3.1.4 Válečková stolice

Válečková stolice je přimontována k nosnému rámu. Slouží k upevnění a uložení válečků, které vedou dopravní pás. [4] [9]

3.1.4.1 Horní válečková stolice

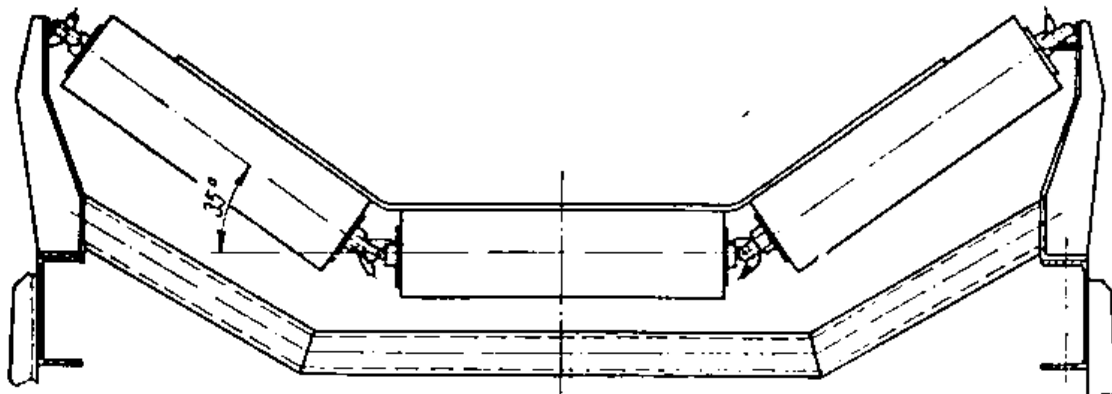
Horní válečková stolice přenáší zatížení pásu do nosné konstrukce dopravníku. [9]

Rozteč horních stolic je dána šířkou pásu, druhem přepravovaného materiálu a ložným profilem. Vzdálenost bývá v rozmezí 750 až 1.800 mm a je určena normou ČSN 26 3102. V místech přivádění materiálu je rozteč v rozmezí 450 až 600 mm. Příliš velká rozteč válečkových stolic zapříčiní velký průhyb pásu, při kterém vznikají velké dynamické účinky (vibrace). To zvyšuje nejenom potřebu výkonu, ale vede i k poškození pásu. [4]

Typy těchto stolic závisí na počtu válečků [9]:

- a) Jednoválečková stolice – Rovná stolice, která vytváří plochý profil dopravního pásu.
- b) Dvouválečková stolice – Stolice, kde dopravní profil je tvořen dvěma nosnými válečky.
- c) Tříválečková stolice – Stolice, kde dopravní profil korýtkového tvaru je tvořen třemi nosnými válečky nebo jedním nosným a dvěma bočními válečky.
- d) Pětíválečková stolice – Dopravní profil korýtkového tvaru je tvořen pěti nosnými válečky.

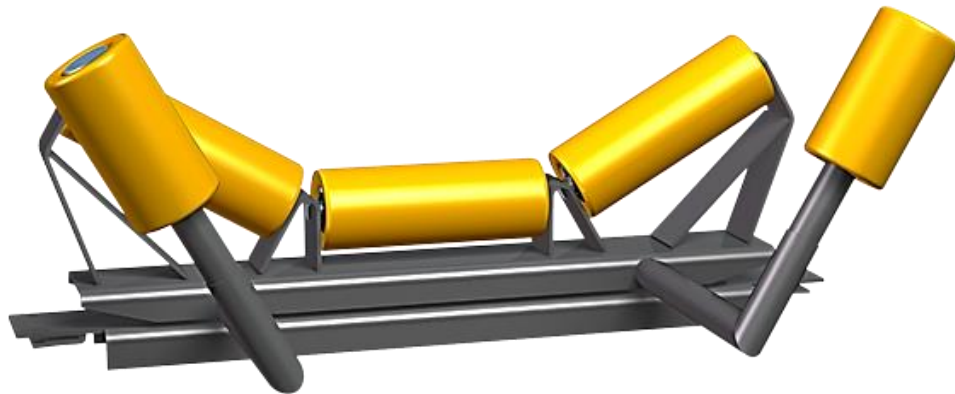
Dalším typem je girlandová stolice, zobrazena na Obr. 9, kde jsou válečky zavěšené jen po stranách na nosném rámu pomocí háku nebo pomocí třmenu (Obr. 9). Mezi sebou jsou kloubově spojeny, takže dopravní profil je tvořen lomenou čarou ve tvaru girlandy. Toto řešení se používá kvůli snížení hmotnosti konstrukce a tvoření rovnoměrného zatížení válečků, což vede ke zvýšení životnosti válečků a pásu. [4] [9]



Obr. 9: Girlandová válečková stolice [4]

Jedním ze speciálních typů je samostavná stolice (Obr. 10), u které jsou doplněny další dva válečky na boku stolice. Tyto malé postranní (strážní) válečky zajišťují samočinné vrácení pásu

do správné polohy. Obvykle jsou tyto stolice rozmístěny po 30 m nebo po 10 normálních stolicích. Z důvodu ekonomické náročnosti se používají u delších dopravníků. [4] [11]



Obr. 10: Samostavná válečková stolice [11]

3.1.4.2 Dolní válečková stolice

Úkol dolní (nezatížená) válečková stolice je pouze vést (vrátit) dopravní pás zpět do místa otočení pásu na horní válečkovou stolicí. Rozteč mezi stolicemi je asi 3.000 mm a nejpoužívanějším typem je jednoválečková stolice (Obr. 11). [4]



Obr. 11: Dolní jednoválečková stolice [11]

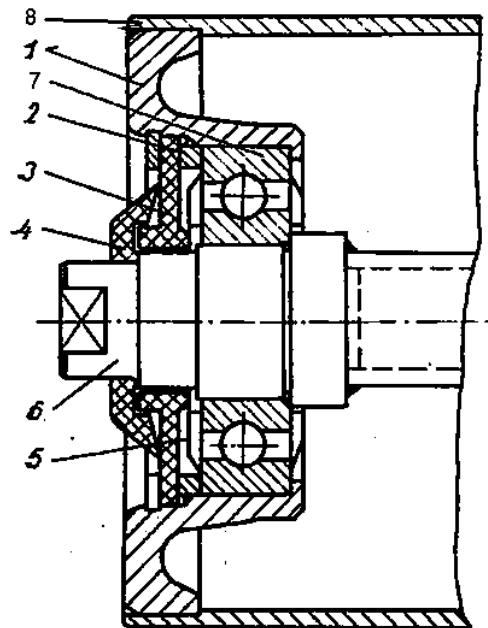
3.1.5 Válečky

Váleček je konstrukční prvek válcovitého tvaru, otočný kolem podélné osy. Válečky vedou a podpírají pás. Svým uložením a uspořádáním ve válečkové stolici vytvářejí potřebný profil dopravního pásu. [8] [9]

Požadavky na válečky jsou jednoduchá konstrukce, malá hmotnost, utěsnění proti vnikání nečistot, vyváženost, nenáročnost na údržbu a malý odpor proti otáčení. [4]

Konstrukční provedení je s válečky s pevnou osou, nebo válečky s čepy ve víku. Válečky s pevnou osou jsou lehce vyjímatelné ze stolice. Nevýhodou je vyšší hmotnost a nižší životnost ložisek. Z těchto důvodů se používají u menších šířek pásu. Válečky s čepy ve víku jsou lehčí, levnější a používají se pro větší šířky pásů. Na druhou stranu přesné uložení víček je náročné na montáž. [8]

Váleček se skládá z pláště svařeného skrouženého plechu nebo z bezešvé trubky, popř. z plastu a na čelní otvory jsou přivařena víka. Do pláště s víky jsou zamontována kuličková ložiska chráněná těsněním proti nečistotám. Ložiska jsou naplněna mazáním, které postačí po celou životnost válečku. Unikání mazání z ložisek zabraňují těsnící planžety. Všechny tyto komponenty válečku jsou na Obr. 12. [4] [8]



Obr. 12: Řez válečkem (upraveno) [4]

1 – víko; 2 – distanční kroužek; 3 – těsnění; 4 – pryžový kryt; 5 – planžetové těsnění;
6 – hřídel; 7 – kuličkové ložisko; 8 – plášť

Jsou tři typy válečků na válečkové stolici. První z nich je nosný váleček (střední), ten přenáší zatížení dopravního pásu do válečkové stolice. Druhý je boční váleček umístěný vedle nosného. Třetí je vodící (strážný) váleček (Obr. 18), který usměřňuje chod dopravního pásu. Všechny tyto tři typy jsou na samostavné válečkové stolici viz. Obr. 10. [9]

Druhy válečků:

- a) Hladké válečky (Obr. 13)

Používají se v horní a dolní válečkové stolici, plní nosnou funkci. Mají hladký ocelový plášť. [7] [12]



Obr. 13: Hladký váleček [12]

- b) Pogumované válečky (Obr. 14)

Pogumované válečky odolávají dynamickému namáhání, mají tlumící funkci. [12]



Obr. 14: Pogumovaný váleček [12]

c) Dopadové válečky (Obr. 15)

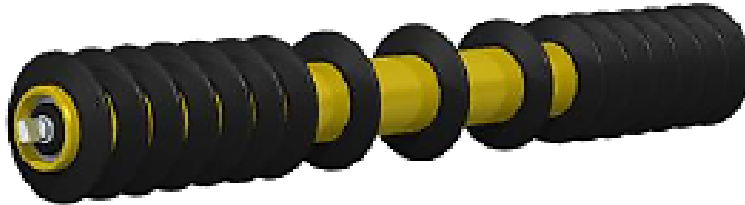
Dopadové válečky se používají v místě přivádění materiálu, kde jsou vystaveny silnému dynamickému namáhání přepravovaným materiálem. Na ocelovém plášti mají nalisovaný prstenec z pryže, který tlumí dynamické účinky. [7] [12]



Obr. 15: Dopadový váleček [12]

d) Diskové válečky (Obr. 16)

Používají se do dolních válečkových stolic kvůli znečištění dopravovaným materiálem. Mají na plášti nasazené disky z různého materiálu, díky nim nalepený materiál odpadne. Zahuštění disků po stranách válečků je z důvodu zamezení rychlejšího opotřebení disků a pásu. [7] [9]



Obr. 16: Diskový váleček [12]

e) Spirálové válečky (Obr. 17)

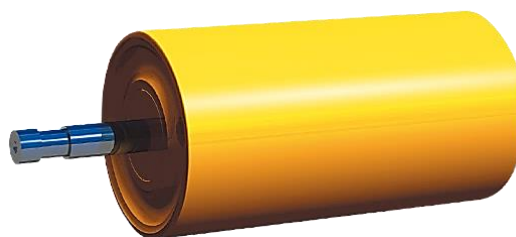
Tyto válečky se také používají v dolní válečkové stoličce pro čištění vysoce znečištěného, nalepeného materiálu (např. jílu) na dopravním pásu. Na válečcích je plášť tvořen z tyčí ve tvaru šroubovice. [9] [12]



Obr. 17: Spirálový váleček [12]

f) Strážní válečky (Obr. 18)

Strážní neboli vodící válečky slouží k vedení okrajů dopravního pásu. Používají se v samostavné stoličce (Obr. 10), kde vytváří regulační impuls stoličce. [7] [9]



Obr. 18: Strážní váleček [12]

3.1.6 Pás

Pás je důležitá součást dopravníku složený z pružných částí. Přenáší osově síly, podélné a příčné namáhání. Obíhá mezi hnací a hnanou stanicí a je podepřen válečky. [9]

Hlavním požadavkem na pás je vysoká odolnost proti opotřebení a schopnost odolávat střídavému namáhání, které je způsobeno dopravovaným materiálem. Dále je požadována vysoká podélná tuhost a vysoká životnost pásu. [8]

Dopravní pás se skládá z kostry tvořené vložkami, která ve spojení s elastickým materiálem vytváří pevnost dopravního pásu. Kostra je oboustranně chráněna krycími vrstvami a ochrannými okraji. Krycí vrstva je vrstva elastického materiálu mezi povrchem a kostrou pásu. Může být horní a dolní krycí vrstva. V těžkých pracovních podmínkách může být kostra doplněna nárazníkem, který je umístěn nad vložkami. [9] [13]

Dělení dopravního pásu dle normy ČSN 26 0001 [9]:

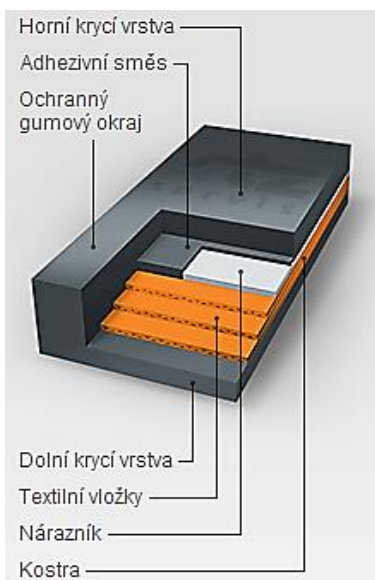
- 1) S kostrou – Pevnost v podélném směru je tvořena kostrou.
- 2) Bez kostry – Pevnost v podélném a příčném směru a ostatní vlastnosti jsou tvořeny jedním druhem materiálu.

3.1.6.1 Materiál pásu

Nejčastější materiály krycí vrstvy a ochranných okrajů bývají z pryže nebo PVC. Kostra pásu může být ocelová nebo textilní. Vložky bývají z polyamidu, polyesteru, viskózy, bavlny nebo jejich kombinací. [13] [14]

Dopravní pásy s kostrou a bez kostry se dále podle materiálu kostry dělí dle literatury na [9]:

- a) Textilní – Pás s nosnou kostrou, která je tvořena několika tkanými textilními vložkami, které mají plátňovou vazbu. Řez a popis částí pryžového pásu s textilní kostrou je zobrazen na Obr. 19. [5]



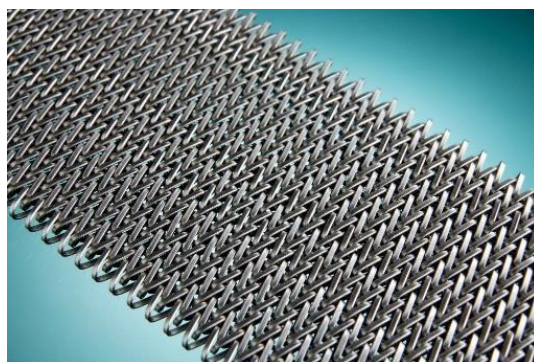
Obr. 19: Řez pryžovým pásem s textilní vložkou [13]

- b) Ocelový – Pás, jehož kostra je tvořena buď z jednoho tenkého ocelového pruhu (ocelopryžový pás) nebo z ocelovými lany podélně uloženými a vzájemně spojenými pryží (ocelolanový pás), který je vidět na Obr. 20. [9]



Obr. 20: Řez pryžovým pásem s ocelolanovou kostrou [13]

c) Speciální – Pás, jehož kostra je vytvořena kovovým pletivem je zobrazen na Obr. 22. [9]



Obr. 21: Drátěný pás [18]

Volba tloušťky krycích vrstev závisí na druhu a vlastnostech dopravované hmoty. Dále závisí na rázové energii (výška pádu hmoty na dopravní pás), rychlosti a délce dopravního pásu a předpokládané životnosti dopravního pásu. Doporučené tloušťky krycích vrstev jsou uvedeny v Tab. 1. Z Tab. 1 také plyne, že velikost dopravované hmoty úměrně roste s tloušťkou vrchní krycí vrstvy. [14]

Tab. 1: Doporučené tloušťky krycích vrstev [14]

Provedení s krycími vrstvami	Doprovovaná hmota	Tloušťka krycí vrstvy v mm	
		Vrchní	spodní
Pryž	Písek, hlína, sádra	2	2
	Štěrk, vápenec	3 až 4	2
	Hrubý štěrk, ruda, kusové uhlí,	4 až 5	2
	Skrývka, rudy, hrubé kusy uhlí	5 až 5	2 až 4
PVC	Písek, hlína, jemný štěrk	1,2 až 1,8	1,2 až 1,8
	Kámen, rudy, kusové uhlí, štěrk	2 až 4	2

Volba pásu podle místa použití (druh pásu) a podle materiálu krycí vrstvy pásu (provedení pásu) závisí na dopravované hmotě, její teplotě, na pracovním prostředí a jeho teplotě. Rozdělení, podle čeho se volí druh a provedení pásu se určí dle Tab. 2., ve které je vidět, že pryžové provedení pásu se používá při těžších provozních podmínkách z hlediska teploty a objemnosti přepravovaného materiálu. [14]

Tab. 2: Závislost materiálů na provozních podmínkách (upraveno) [14]

Druh dopravního pásu	Provedení dopravního pásu s krycími vrstvami	Příklad dopravované hmoty	Největší teplota dopravované hmoty °C	Pracovní prostředí	Rozmezí teplot prostředí v °C
Pro všeobecné použití	Pryž	Rudy, kámen, skrývka, uhlí	+70	Suché nebo mokré	-25 až +60
	Pryž	Písek, štěrk, popel, vápno	+70		-25 až +60
	PVC		+60		-20 až +60
Pro použití v podzemí	Pryž	Uhlí, hlušina, ruda	+70	S nebezpečím výbuchu a požáru	0 až +70
	PVC		+70		+5 až 60
Použití při zvýšených teplotách	Pryž	Koks, škvára	+150	Suché	-20 až +80

3.1.6.2 Spojování pásu

Dopravní pásy v provedení s pryžovými krycími vrstvami se vyrábějí nespojené i spojené. PVC pásy s krycími vrstvami pouze nespojené, které se spojují během montáže. [14] Způsoby spojování dle spojovaného materiálu pásu jsou uvedeny v Tab. 3.

Tab. 3: Způsoby spojování jednotlivých provedení [14]

Materiál dopravního pásu	Způsob spojování			
	Vulkanizace za tepla	Svařování za tepla	Vulkanizace za studena	Mechanicky spojovacími elementy
Pryž	X	-	X	X
PVC	-	X	X	X

Poznámka: Použitelný způsob spojování je označen X.

Způsoby spojování [13]:

- Vulkanizace za tepla – Spojování pásu za současného působení teploty a tlaku pomocí vulkanizačních lisů.
- Svařování za tepla – Vytvoření nerozebíratelného spojení pomocí speciálního zařízení.

- c) Vulkanizace za studena – Probíhá za pomoci chemických reakcí ve spoji díky speciálním lepidlům.
- d) Mechanicky – Pomocí mechanických spojek. Výhodou je rozebíratelnost. Jsou dva druhy mechanických spojek:
 - a) Pevné spojky – Dvě rovné destičky spojeny skrz otvor v páse (Obr. 22). [13]



Obr. 22: Pevné mechanické spojení [13]

- b) Kloubové spojky – Háčkové nebo destičkové spony, spojeny pomocí lanka nebo jehly (Obr. 23). [13]



Obr. 23: Kloubové mechanické spojení (destičkové/háčkové spony) [13]

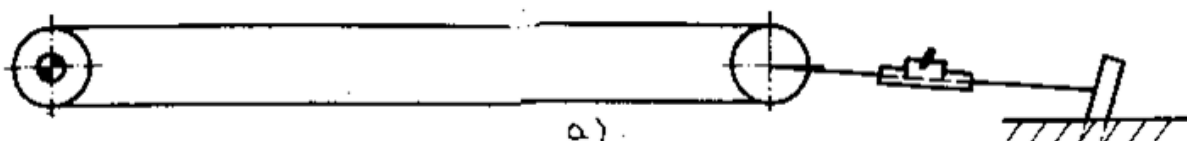
3.1.7 Napínací zařízení

Konstrukční prvek, který převádí napínací sílu na tažný nebo unášecí prostředek. Napínací síla je důležitá k vyvolání síly, která se přenese přes hnací bubnu na pás, kde dochází k vysokému tření. Hlavní funkce jsou umožnění dosažení správné velikosti napínací síly při změnách součinitele tření, udržování správné hodnoty předpětí a dosažení dostatečné rezervy v délce napínací dráhy pro vyrovnání trvalých deformací pásu. [7] [8]

Napínací zařízení lze rozdělit dle literatury [8]:

- a) Tuhé napínací zařízení (Obr. 24)

Je umístěno na hnaném bubnu, který je uložen na saních a mění svou polohu pro potřebné napnutí pásu. Provedení napínání je buď přes napínák a lana (Obr. 26), nebo pomocí napínacích šroubů. Napínání se provádí, dokud není dosažen potřebný přenos obvodové síly. [8]



Obr. 24: Napínací zařízení pomocí napínáku a lana [8]

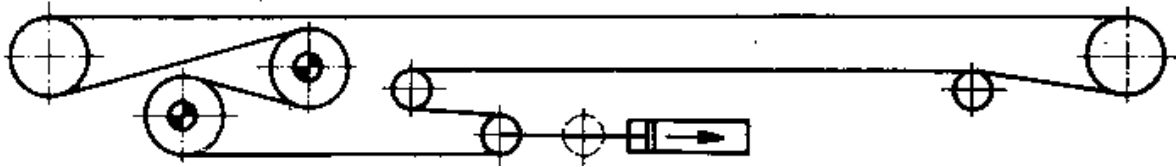
b) Samočinné se závažím

Zajišťuje konstantní velikost teoreticky určené napínací síly pomocí závaží.

c) Samočinné nebo ručně regulovatelné napínací zařízení

i. Pneumatické napínací zařízení

Zajišťuje potřebné napnutí pásu pomocí vzduchu v pneumatických válcích (Obr. 25). [8]



Obr. 25: Pneumatické napínání pásu [8]

ii. Elektrické napínací zařízení

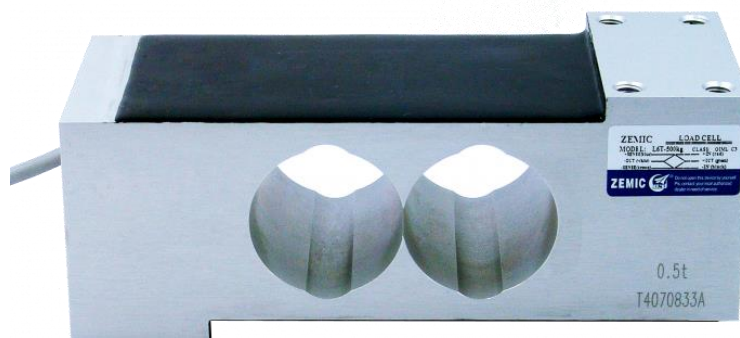
Potřebná napínací síla je zajištěna elektricky poháněným navijákem. [8]

iii. Elektrohydraulické napínací zařízení

V lineárním hydromotoru se díky tlaku hydraulického oleje odvozuje napínací síla. [8]

3.1.8 Tenzometry

Tenzometr neboli snímač zatížení je elektronické zařízení, které vytváří výstupní signál v závislosti na zatížení dopravníku nákladem. Slouží k převodu mechanické síly (zatížení) na elektrický vstupní signál. Tenzometr může být vyroben z legované oceli, hliníku nebo z nerezové oceli. Tenzometrický snímač zatížení je zobrazen na Obr. 26. [9] [15] [16]



Obr. 26: Tenzometrický snímač [16]

Přidáním tenzometru do válečkové stolice nazýváme stolicí vážicí, kde tenzometry mají za úkol vážit přepravovaný materiál na pásu. Pro zvýšení přesnosti vážení materiálu se dávají tenzometry do dvou po sobě jdoucích stolic. [15]

Pro správnou funkci, tedy pro zajištění přesného a spolehlivého provozu je důležité, aby byl tenzometr správně nainstalován a správně zatěžován. Přesnost měření může být nepříznivě ovlivňována silami působícími na dopravní pás při nakládání materiálu, proto se vážicí stolice instalují buď do střední, nebo koncové části dopravníku. Ideálně se váhy montují na vodorovný úsek, ale i u šikmých dopravníků při správném seřízení lze zajistit dobrých výsledků. [15]

3.2 Další možné části dopravníku

Tyto možné části dopravníku se zabývají přenosem, tříděním nebo úpravou přepravovaného materiálu.

3.2.1 Násypka

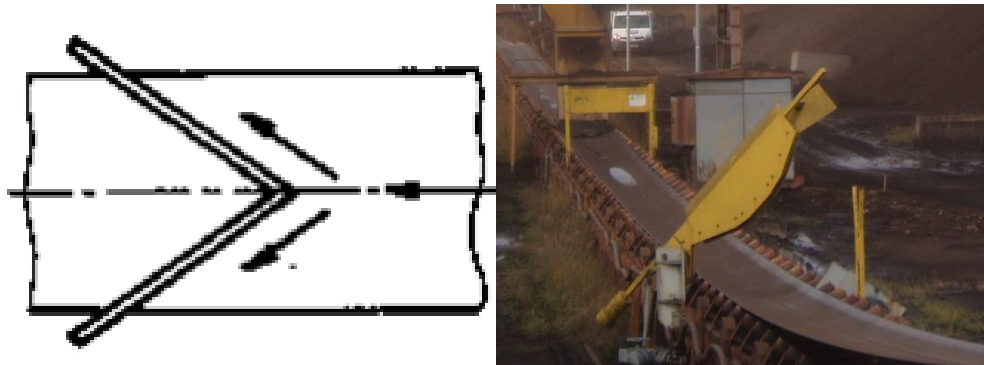
Konstrukční prvek usměrňující nakládání materiálu na dopravník. Násypky mohou být umístěny v libovolném místě dopravníku a lze je rozdělit na stabilní a přemístitelné. Stabilní jsou součástí dopravníku. Přemístitelné jsou umístěné buď na kolejových podvozcích, nebo na saních pojíždějících na horních válečkových stolicích. Součástí násypek mohou být drtiče, které se používají pro snížení kusovitosti těživa (Obr. 27). [5] [9]



Obr. 27: Násypka s drtičem skrývky na povrchovém lomu

3.2.2 Prostředky k odvádění materiálu z pásu

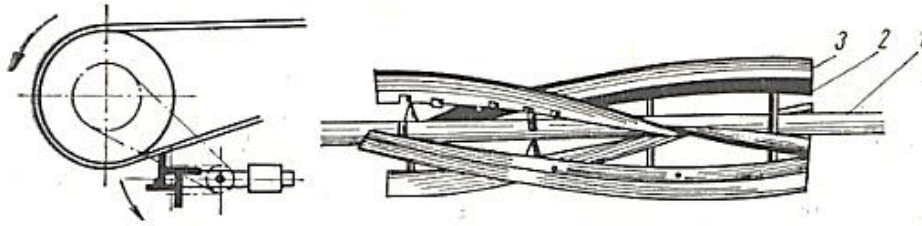
Nejčastěji dochází k odevzdání přepravovaného materiálu na koncovém bubnu. Pokud nastane požadavek odebírání materiálu dříve než na koncovém bubnu, používají se jednostranné nebo oboustranné shrnovače (Obr. 28). [8]



Obr. 28: Oboustranné (vlevo) a jednostranné (vpravo) shrnovače na dopravním pásu [8]

3.2.3 Čistící zařízení pásu

Ve vratné větvi se na válečcích odvaluje strana pásu, na které se na horní válečkové stolicí přepravuje materiál. Čištění je nejčastěji při dopravě lepkavého těživa a používá se pro dosažení spolehlivého chodu, např. pokud se nalepí nečistoty na válečky, které poté můžou uschnout, a může dojít k vybočování pásu. Aby k tomuto problému nedocházelo, umísťují se na začátek dolní větve čističe pásu. Pokud je přepravovaný materiál suchý a sypký, použije se k čištění pásu škrabka s pryžovou hranou, která je přitlačována závažím. Další možností je použití rotačního čističe, který má pohon odvozený od hřídele bubnu, viz Obr. 29. [4] [5] [8]



Obr. 29: Rotační čistič pásu [4]

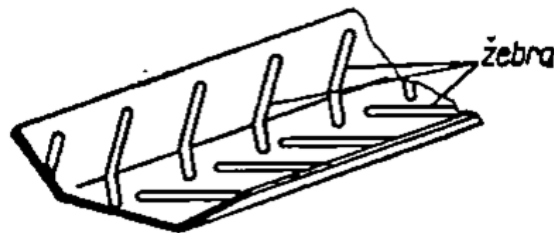
1 – Hřídel čističe; 2 – lopatky; 3 – pryžové stírací lišty

Pokud je silně znečišťující materiál např. jíl, tak se využívají ve vratné větvi diskové nebo spirálové válečky, které jsou zobrazeny v části 3.1.5 Válečky. [4]

3.3 Dopravní sklon

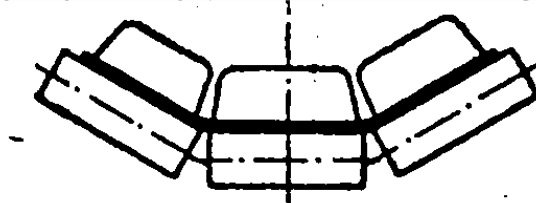
Pásové dopravníky jsou schopny pracovat (dopravovat materiál do určitého sklonu). Všeobecně se používají dopravníky běžného sklonu s hladkým dopravním pásem. Jejich přípustný sklon je dán charakterem těživa a dosahuje úhlu 15° až 25° . Pro zamezení sesunutí materiálu se používají dopravníky pro strmou dopravu, které se rozdělují podle konstrukčního provedení [7]:

- a) Dopravní pásy s nízkými žebry (Obr. 30) – Pásy mohou být lehce rýhované a dopravní sklon dosahuje až 35° .



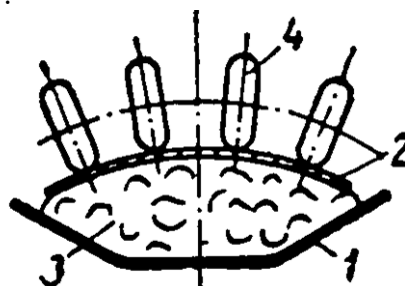
Obr. 30: Dopravní pás s nízkými žebry [7]

- b) Dopravní pásy s vysokými žebry (Obr. 31) – Sklon dosahuje až 60° .



Obr. 31: Dopravní pás s vysokými žebry [7]

- c) Strmé dopravníky s přítlačným pásem (Obr. 32) – Tento typ umožňuje i čistit pás a sklon dosahuje až 60° .



Obr. 32: Dopravní pás s přítlačným pásem [7]

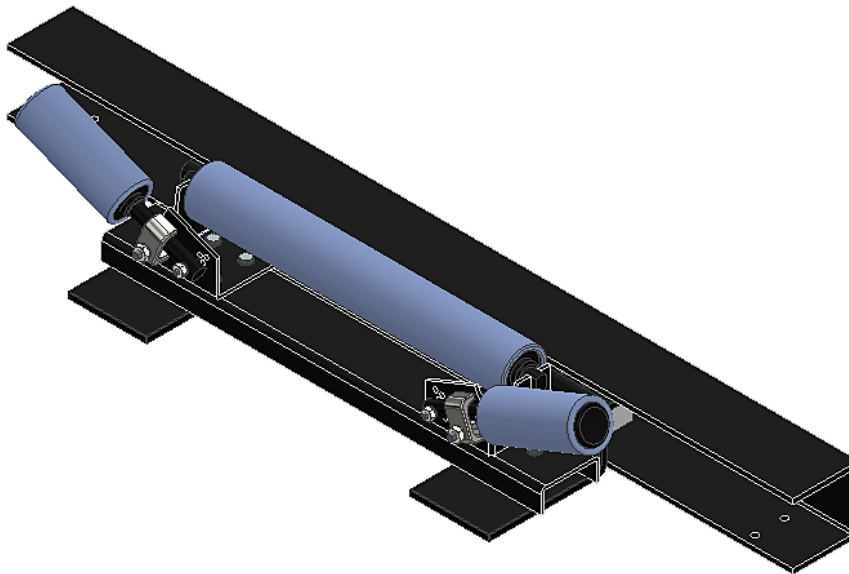
1 - dopravní pás; 2 - přítlačný pás; 3 - přepravovaný materiál; 4 - přítlačné pneumatiky

4 Stávající vážící stolice

Pro úvod praktické části jsou stanoveny základní informace o stávající vážící stolici a její problematice. Stávající stolice se konstruuje pro dvě šířky. Jako základní šířka je 1.195 mm a pro širší dopravníky je navržena šířka 2.000 mm.

4.1 Obecné informace o stolici šířky 1.195 mm

Vážící stolice se nachází na mobilním neboli pojízdném pásovém dopravníku, který je převážně ve sklonu. Jedná se o dopravník s přizpůsobenou, tříválečkovou stolicí. Skládá se z U-rámu, 2 tenzometrů, 4 podložek pod tenzometry, 2 Z-profilů, U-profilu, 2 držáků pro válečky, 3 válečků, příslušných šroubů, matic a podložek. Tyto součásti jsou na obou šířkách stolic, jak pro 1.195 mm tak i pro 2.000 mm. Na Obr. 33 jsou viděny součásti na kratší stolici, tedy na 1.195 mm šířky. Tyto součásti jsou také viděny v příloze č. 5.



Obr. 33: Stávající vážící stolice

U-rám, Z-profil, U-profil a držáky jsou vyrobeny z konstrukční oceli S235JRC+N (ČSN 11 375). Podložky pod tenzometry a tenzometry jsou z nerezové oceli. Ostatní součásti jsou také převážně z oceli, ale jejich údaje nejsou třeba zahrnovat, jelikož nejsou zahrnuty v simulaci zatížení.

Fyzikální hodnoty materiálu S235JRC+N (ČSN 11 375) od firmy Vetra:

- Mez kluzu pro tloušťku do 40 mm - 295 MPa
- Pevnost v tahu pro tloušťku do 40 mm - 438 MPa
- Modul pružnosti v tahu a tlaku - 210.000 MPa
- Modul pružnosti ve smyku - 81.000 MPa

Požadavky na tuto stolici jsou nejmenší výška, největší nosnost, co nejnižší náklady, smontovatelnost.

Nejdůležitější parametry vážící stolice:

- Nosnost - 400 kg
- Celková výška - 203 mm
- Celková šířka - 1.195 mm

Výkresová dokumentace krátké (1.195 mm) stávající vážící stolice je v příloze č. 5.

4.2 Obecné informace o stoličce šířky 2.000 mm

Stávající konstrukce větší šířky, je určena pro šířku 2.000 mm. Konstrukce větší šířky se z konstrukčního hlediska nemění a skládá se ze stejných součástí jako stávající konstrukce. S výjimkou prodloužení U-rámu, U-profilu a středního válečku na požadovanou šířku větší konstrukce. Všechny součásti lze vidět v příloze č. 6.

Materiály a jejich fyzikální hodnoty všech součástí se oproti krátké stoličce také nemění.

Nejdůležitější parametry delší vážicí stoličky:

- Nosnost - 400 kg
- Celková výška - 203 mm
- Celková šířka - 2.000 mm

Výkresová dokumentace dlouhé (2.000 mm) stávající vážicí stoličky je v příloze č. 6.

4.3 Problematika zatížení v praxi

Firma Vetra udává nosnost vážicí stoličky 400 kg, podle dvou tenzometrů, i když oba udávají maximální kapacitu zatížení 250 kg. Takže je zvolena určitá tolerance. V praxi bohužel nastal problém, kdy velký kus sutě (kámen) o hmotnosti cca 1.200 kg prošel přes násypku a drtič, a v další části pásového dopravníku zničil tuto starší vážicí stoličku šířky 1.195 mm. Od firmy Vetra byly zajištěny fotografie zničené vážicí stoličky. Na Obr. 34 je vidět část stoličky, kde je výrazně prohnutý U-rám (modrý), který je spojen s pevným rámem. Je důležité poznamenat, že na této starší stoličce byl tenčí U-rám oproti stávající (současné) stoličce, která má U-rám o tloušťce 8 mm, ostatní součásti zůstali stejné.



Obr. 34: Zničená starší vážicí stolička

Na Obr. 35 je vidět část U-rámu, který je ohnutý převážně v dolní části (vpravo). Došlo zde k deformaci a U-rám zůstal v této poloze, takže není schopen dále fungovat ve stoličce.



Obr. 35: Poničený starší U-rám vážící stolice

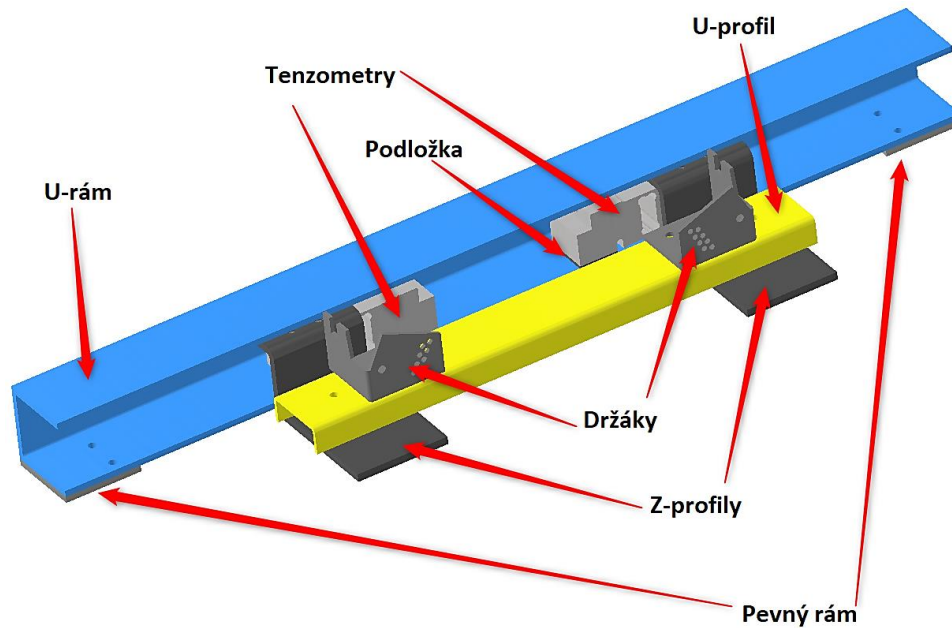
Po zničení starší stolice byla navržena firmou Vetra stávající stolice. Firma průběžně hledá řešení problematiky maximálního zatížení, tedy i v mimořádných situacích při překročení nominálního zatížení. Z tohoto důvodu je v této práci použita simulace zatížení stávající stolice a její koncepční návrh pro zlepšení maximálního zatížení.

4.4 Výpočtový návrh

Ve výpočtovém návrhu budou upřesněny parametry simulace zatížení, tzn. to, jak bude simulace fungovat a také důležité poznatky o modelu stolice. Simulace zatížení byly prováděny v programu Autodesk Inventor. Jedná se o statickou analýzu z důvodu předpokladu ustáleného zatížení. Dynamické účinky nejsou zahrnuty a neuvažují se při simulaci.

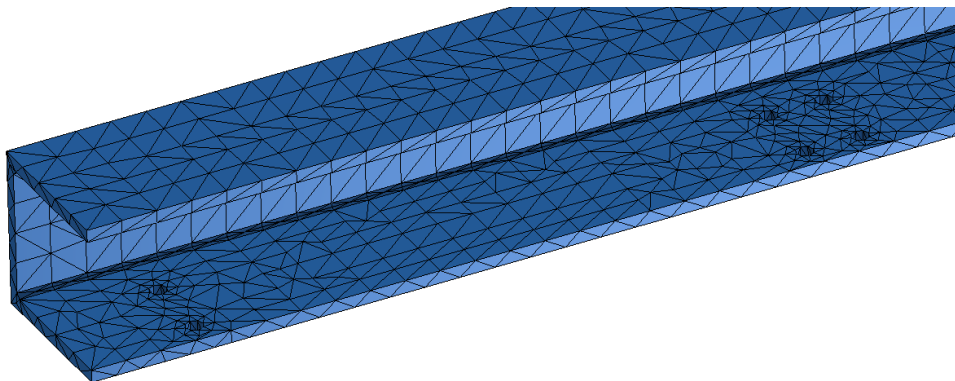
4.4.1 Model stolice

Do simulace zatížení jsou zahrnuty pouze součásti stolice, na kterých je potřeba vytvořit výpočet. Pro přesnější výsledky a pro menší odchýlení od reality simulace byl vložen pevný rám po stranách stolice. Tyto součásti jsou viděny a popsány na Obr. 36, kde pro větší přehlednost byly přiřazeny výraznější barvy k součástem. Patří mezi ně pevný rám, U-rám, tenzometry (2), podložky pod tenzometry (4), Z-profil (2), U-profil (2) a držáky (2). Ostatní součásti nejsou zahrnuty z důvodu náročnosti na výpočet a z důvodu přesnějších výsledků zatížení. Tyto součásti byly již uvažovány při výpočtu na zatížení provedených firmou Vetra při vývoji stávající stolice. Na některých obrázcích simulace zatížení bude zobrazen pouze U-rám s pevným rámem, z důvodu problematiky zatížení v praxi.



Obr. 36: Model stávající stolice pro simulaci

Sít' součástí je tvořena trojúhelníky, které jsou přizpůsobeny tvaru sousedních ploch součástí. Velikost prvku byla zanechána na většině součástí podle návrhu programu, ale pro přesnější výsledky na U-rámu byly změněna velikost prvku na 22 mm. Ukázka sítě na U-rámu je na Obr. 37.



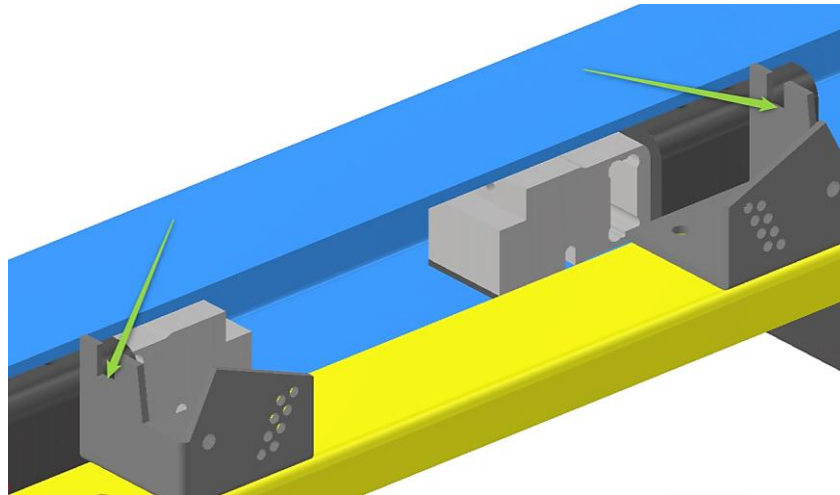
Obr. 37: Zvolená síť na U-rámu

Materiály součástí a jejich přesné fyzikální hodnoty jsou uvedeny v části 4.1 Obecné informace.

4.4.2 Okrajové podmínky

Zatížení přepravovaného materiálu je převedeno na sílu, která je vypočítána jako násobek zatížení a gravitačního zrychlení. Simulace zatížení je provedena pouze pro zatížení 400 kg a hodnota gravitačního zrychlení je $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, síla je 3.924 N.

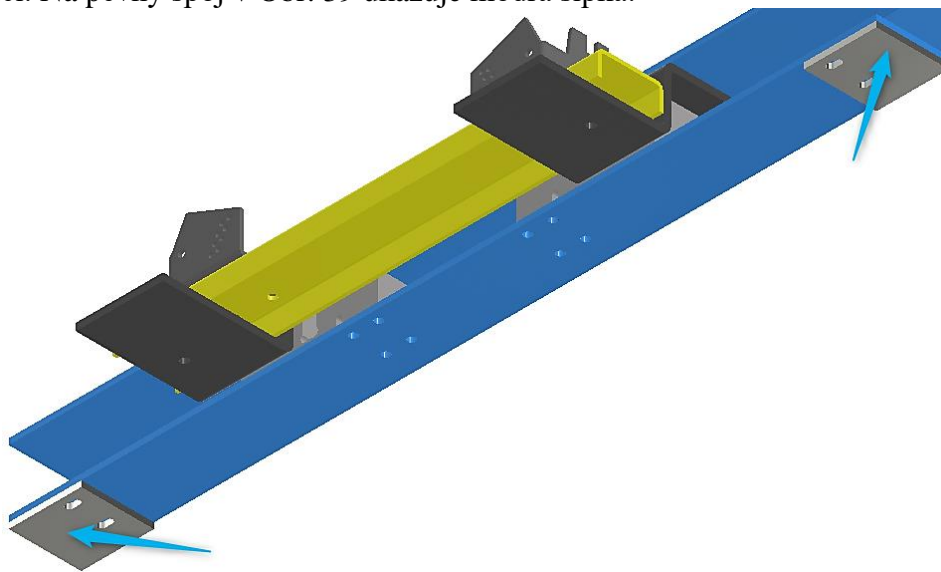
Síla je umístěna na místa uložení středního (nosného) válečku, tedy na oba držáky, kde je váleček položen. Na Obr. 38 je zelenou šipkou ukázáno na místa umístění síly.



Obr. 38: Umístění síly

Při simulaci není uvažován úhel sklonu stolice na dopravníku a je počítána síla pouze ve vodorovné poloze.

Pro určení pevného spoje byl přidán k stolici pevný rám, který je jinak k U-rámu šroubově spojen. Je zde předpoklad, že šrouby jsou správně vypočítány a není zde potřeba je kontrolovat při simulaci. Na pevný spoj v Obr. 39 ukazuje modrá šipka.



Obr. 39: Umístění pevného spoje

4.4.3 Výsledky simulace zatížení

Výsledky simulace jsou zobrazeny jako napětí Von Mises neboli redukované napětí, které nám dopomáhá ukázat napětí při zatížení na vážící stolici. Je zde zavedena horní hranice napětí. Dovolené napětí materiálu je vypočítáno jako podíl hodnoty mez kluzu materiálu a koeficientem bezpečnosti, kde mez kluzu materiálu je 295 MPa, bezpečnostní koeficient je zvolen 2, takže dovolené napětí materiálu je 147,5 MPa.

Další výsledek simulace zatížení může být zobrazen jako posunutí stolice působením gravitační síly ve směru Z. Zde je zvolena horní hranice posunutí 5,5 mm z důvodu vzájemného posuzování výsledků, jelikož největší naměřená hodnota posunutí byla 5,4 mm.

V této práci je zjišťováno převážně namáhání stolice. Lze říci, že deformace by mohla nastat tam, kde by byla naměřena vyšší hodnota napětí než hodnota meze kluzu materiálu. Hodnota

dovoleného napětí je zvolena pro určitou toleranci před zničením stolice. K určení velikosti namáhání bude dopomáhat barevný gradient, který znázorňuje v rozmezí 5 hodnot napětí, které jsou pak vidět na konstrukci. Jednoduše lze říci, že na místech, kde se zobrazí červeně zbarvené místo, tak v tom místě je stolice výrazně více namáhána.

Simulace zatížení je pro ukázkou a zjišťování toho, že dochází k namáhání, popřípadě deformaci. Není zde rozdělávání deformace z důvodu náročnosti na výpočet. Deformaci lze rozdělit na trvalou a plastickou. Trvalá je ta, při které je přesažena mez pevnosti a dochází k lomu materiálu. Plastická (pružná) deformace je v rozmezí meze kluzu a meze pevnosti materiálu, takže dochází pouze k pružení a materiál se vrátí do původního stavu.

Stolice je zobrazena na obrázku v aktuálním režimu. Posunutí je zobrazeno tak, jak se ve skutečnosti stolice posune (prohne).

Všechny simulace byly za stejných podmínek, tedy případná odchylka od reality je pro všechny stejná.

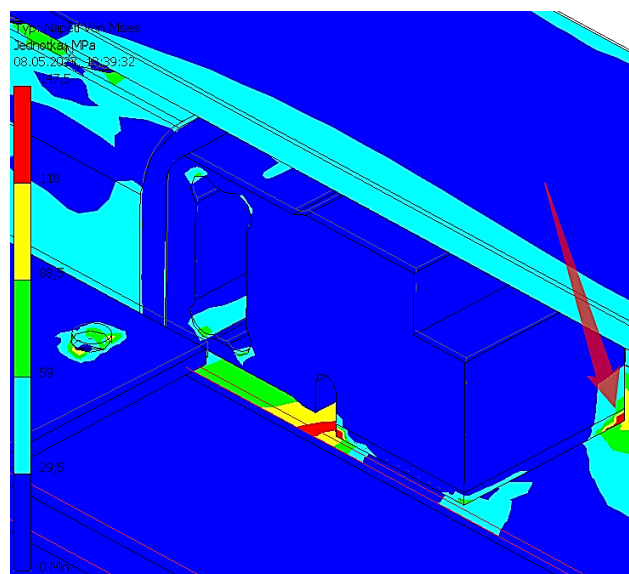
4.5 Simulace zatížení stávající stolice

V této části jsou provedeny dvě simulace stávající konstrukce, jedna je pro stolicí šířky 1.195 mm (krátká stolice) a druhá simulace je pro stolicí šířky 2.000 mm (dlouhá stolice). Dle výsledků jednotlivých simulací zatížení je provedeno vyhodnocení.

4.5.1 Simulace zatížení stávající konstrukce šířky 1.195 mm

Simulace je vytvořena pro zatížení 400 kg, jelikož by tato simulace měla ukázat hraniční namáhání stolice, která může dále fungovat při běžném provozu.

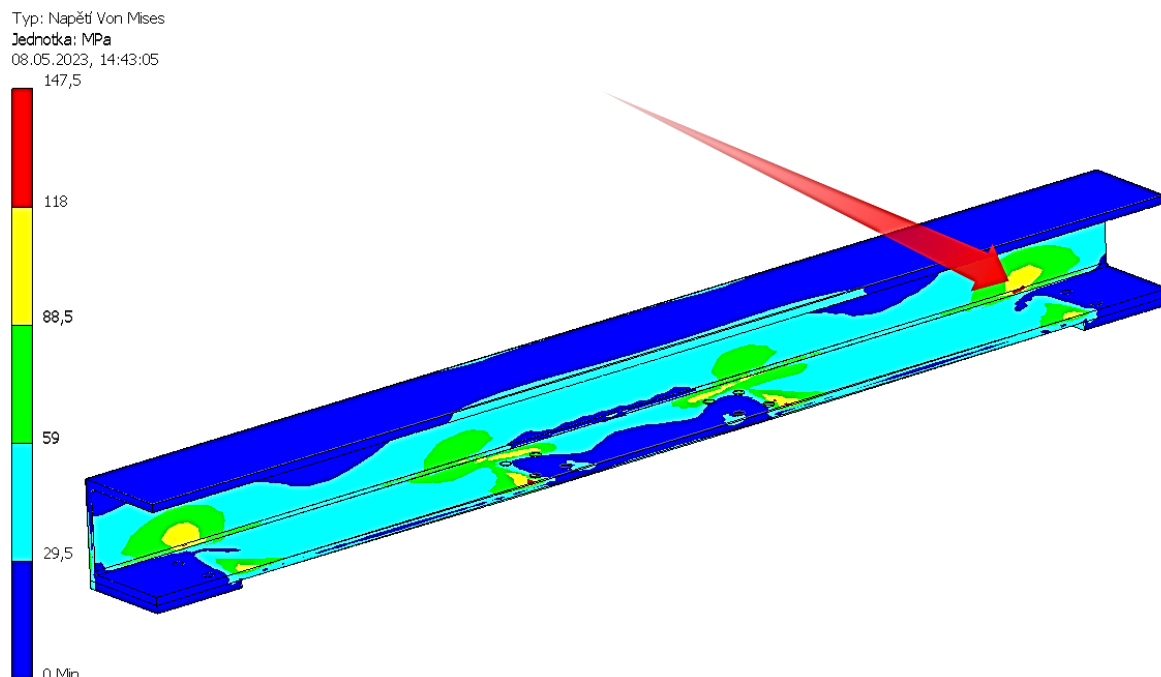
Maximální napětí na stolicí je 380,8 MPa, nachází se na dvou protilehlých rozích podložkách pod tenzometry, které jsou z jiného materiálu s odlišnými hodnotami meze kluzu. Podložky jsou díky umístění namáhány na tlak. Na Obr. 40 je označené červenou šipkou místo maximálního napětí na podložkách. Je nutno podotknout, že tato místa jsou velmi malá, takže by k deformaci dojít nemělo a lze predikovat, že pokud nastane deformace podložek, tak to nemá vliv na stálou funkci konstrukce.



Obr. 40: Maximální zatížení na podložce pod tenzometrem na konstrukci šířky 1.195 mm

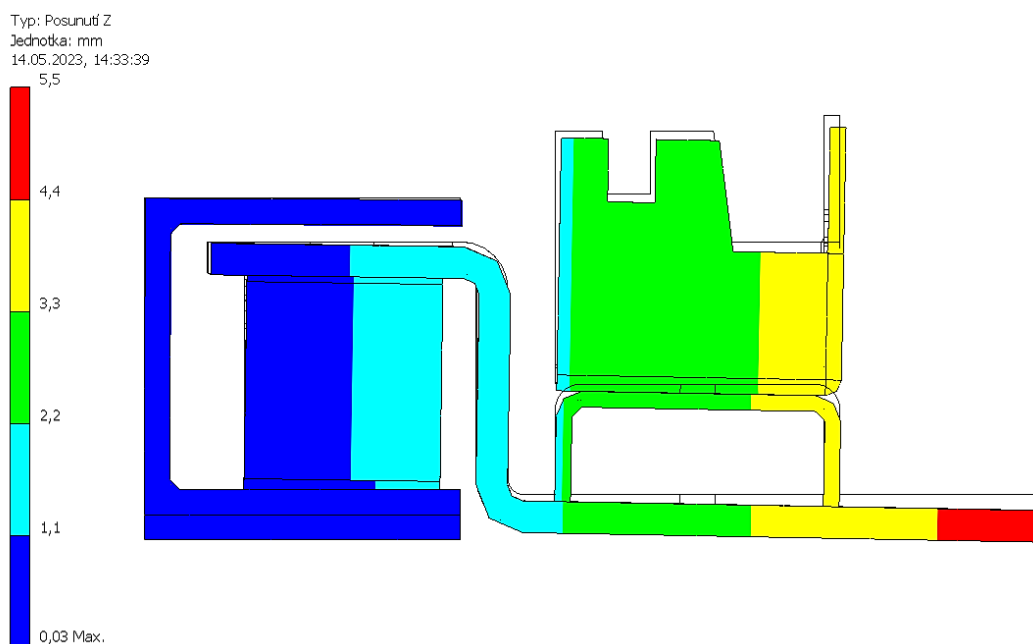
Na Obr. 41 jsou výsledky simulace zatížení, kde je vypnuta viditelnost ostatních součástí a je zobrazen jen U-rám společně s pevným rámem, protože na U-rám je kladen největší důraz

a na něm po podložkách dochází k největšímu namáhání (napětí) stolice, které je 156,5 MPa. Červená šipka na Obr. 41 ukazuje polohu největšího namáhání U-rámu, tj. v oblasti pevného rámu. Červeně zobrazené namáhané místo vykazuje velmi malou oblast zatížení. Pohled z perspektivy na výsledek simulace zatížení celé stolice je v příloze č. 1.



Obr. 41: Simulace zatížení s viditelným jen U-rámem pro stolici šířky 1.195 mm

Na Obr. 42 je vidět boční pohled na posunutí zatížené stolice, posunutí stolice ve směru Z. Dále je na obrázku tenkou čarou znázorněna původní pozice stolice. Zaokrouhlená hodnota maximálního posunutí stolice ve směru Z je 5 mm. Tato hodnota se nachází na konci Z-profilů neboli nejvíce vpravo na Obr. 42, kde konec Z-profil je červeně zabarven. Pohled z perspektivy na výsledek simulace zatížení při posunutí stolice je v příloze č. 1. Maximální posunutí ve směru Z jen na U-rámu je 1,5 mm.

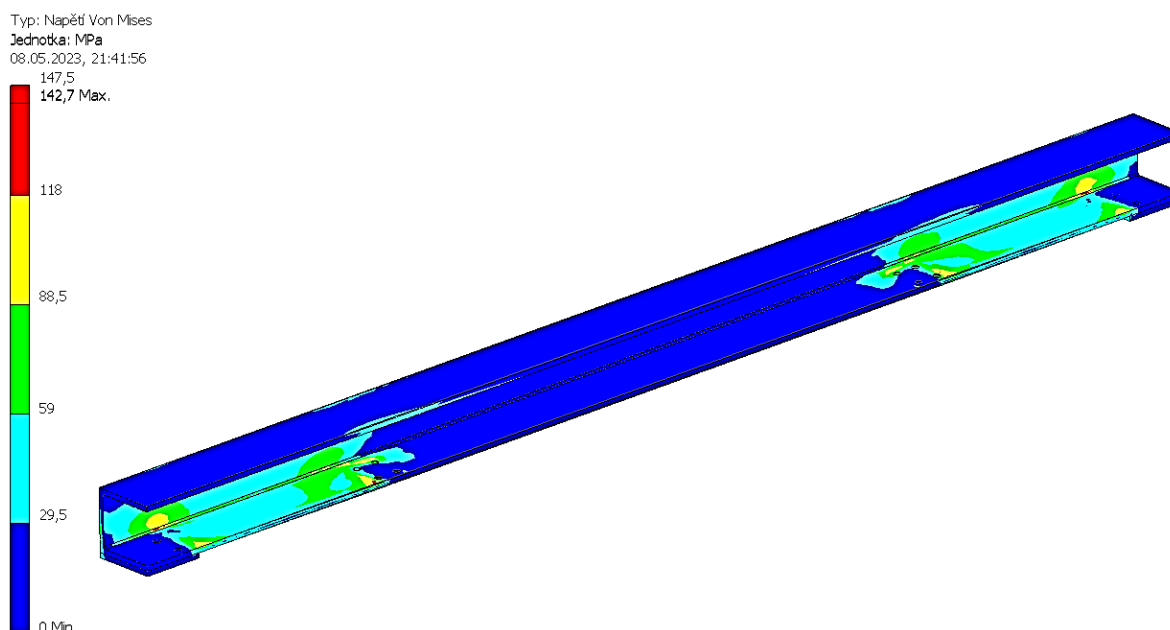


Obr. 42: Výsledky simulace zatížení při posunutí stávající konstrukce pro šířku 1.195 mm

4.5.2 Simulace zatížení stávající konstrukce šířky 2.000 mm

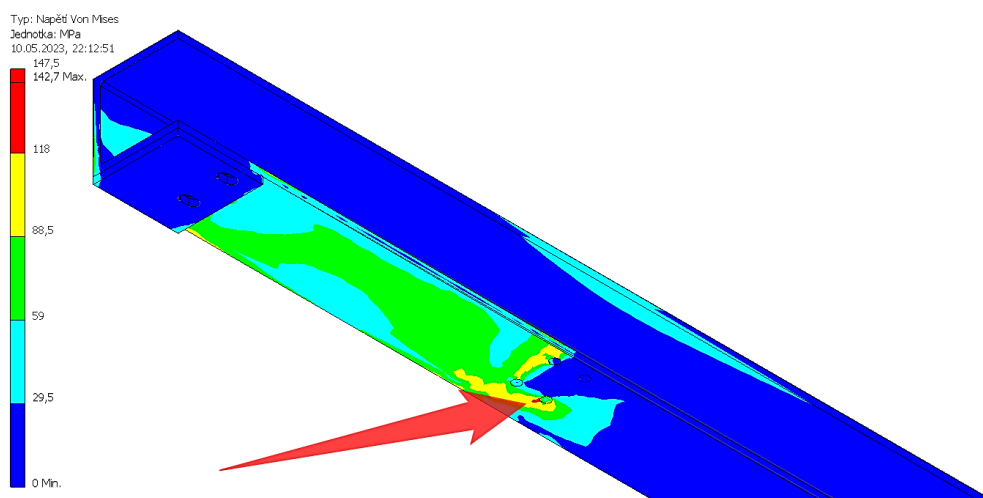
Stejně jako předchozí simulace, je i tato stolice simulována na zatížení 400 kg. Maximální napětí na stolici je 434 MPa a nachází se na dvou protilehlých rozích podložek pod tenzometry, tak jako v první simulaci. Namáhání podložek není prioritou, proto je toto napětí zanedbáno. Pohled z perspektivy na výsledek simulace zatížení celé stolice je v příloze č. 2.

Na Obr. 43 a Obr. 44 jsou výsledky simulace zatížení pouze na U-rámu s pevným rámem, tak jako v první simulaci. Obr. 43 slouží k porovnání se simulací zatížení stávající stolice šířky 1.195 mm.



Obr. 43: Simulace zatížení s viditelným jen U-rámem pro stolici šířky 2.000 mm

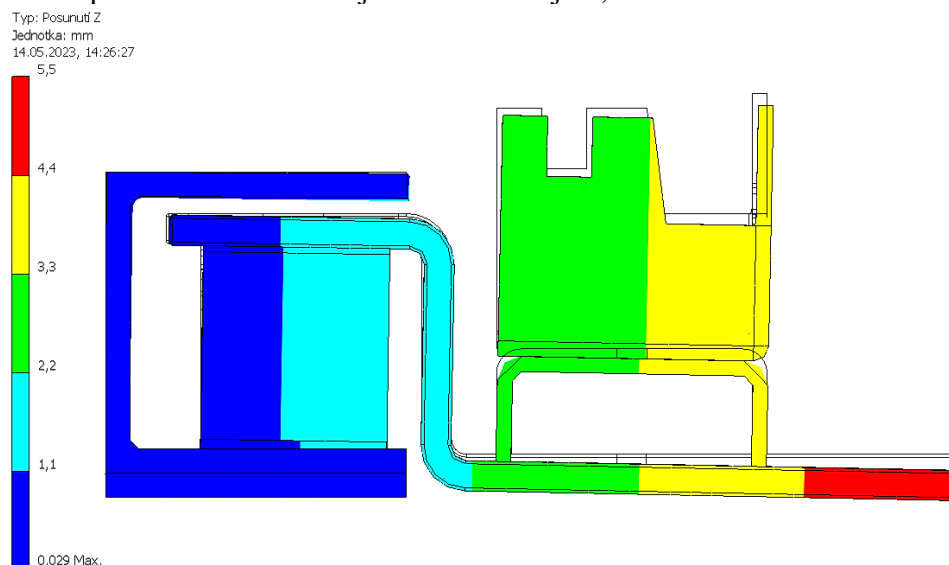
Na Obr. 44 červená šipka ukazuje polohu největšího namáhání U-rámu, které je 142,7 MPa. Maximální napětí je na spodu vyvrtné díry v U-rámu, kde je z druhé strany uchycen tenzometr s podložkou. Červeně zobrazené namáhané místo vykazuje velmi malou oblast zatížení, jelikož hodnota napětí nedosahuje hodnoty dovoleného napětí (147,5 MPa).



Obr. 44: Maximální zatížení na U-rámu stávající konstrukce šířky 2.000 mm

Na obr. 45 je vidět boční pohled na posunutí zatížené stolice. Zaokrouhlená hodnota maximálního posunutí ve směru Z je 5,4 mm. Oblast maximálního posunutí je jako v předchozí

simulaci, a to na koncích Z-profilů červeně zabarvených na Obr. 45. Pro upřesnění, že maximální posunutí se nachází na koncích Z-profilů, slouží pohled z perspektivy v příloze č. 2. Maximální posunutí ve směru Z jen na U-rámu je 1,6 mm.



Obr. 45: Výsledky simulace zatížení při posunutí stávající konstrukce pro šířku 2.000 mm

4.5.3 Vyhodnocení simulací zatížení stávající konstrukce

Ze simulace stávající konstrukce plyne, že U-rám je namáhán na krut a místo přišroubování tenzometrů s podložkami k U-rámu lze považovat za místo, kde je U-rám namáhán nejvíce.

Dále ze simulace stávající konstrukce šířky 1.195 mm plyne, že hodnota největšího napětí na U-rámu je 156,5 MPa, která je větší než dovolené napětí (147,5 MPa), ale k trvalé deformaci nedochází, jelikož je menší než hodnota meze kluzu materiálu (295 MPa), takže lze říci, že stávající stolice šířky 1.195 mm při maximálním deklarovaném zatížení a po zahrnutí bezpečnostního koeficientu nesplňuje požadavky, ačkoli velikost oblasti maximálního napětí je malá, které je zobrazeno na Obr. 41. Z tohoto důvodu jsou navrženy koncepční návrhy pro zlepšení hodnoty maximálního napětí.

Před zhodnocením stávající stolice šířky 2.000 mm je nutné podotknout, že představa byla, že tato stolice nebude splňovat požadavky, a to vzhledem ke zkušenostem v provozu stolice v praxi, ale ze simulace zatížení plyne, že hodnota největšího napětí na U-rámu je 142,7 MPa, která je menší než dovolené napětí (147,5 MPa) a také menší než hodnota meze kluzu materiálu (295 MPa). Takže lze říci, že stávající stolice šířky 2.000 mm při maximálním deklarovaném zatížení a po zahrnutí bezpečnostního koeficientu splňuje požadavky zadané v této práci.

Maximální napětí na stolici šířky 1.195 mm je v oblasti pevného rámu. U stolice šířky 2.000 mm je na spodní části U-rámu, a to v místě uchycení tenzometru. Z toho vyplývá, že šířka stolice má vliv na místo největšího napětí.

Největší posunutí na stolici šířky 1.195 mm je zachycené na Obr. 42 nebo v příloze č. 1, a je vidět, že se jedná o konec Z-profilu. Hodnota na této stolici je 5 mm oproti stolici šířky 2.000 mm, kde maximální posunutí je 5,4 mm, které se nachází na stejném místě (Obr. 45 nebo příloha č. 2). U obou stolic probíhá stejné snížení hodnoty posunutí směrem k U-rámu.

Z toho vyplývá, že na stolici šířky 2.000 mm je sice menší maximální napětí na U-rámu, ale o trošičku více se prohýbá U-rám, a to jak z hlediska hodnoty a velikosti oblasti, které vykazují maximální posunutí. Dále je z Obr. 41 patrné, že na U-rámu kratší stolice je zase větší koncentrace napětí než na delším U-rámu (Obr. 43).

5 Návrh koncepčních variant

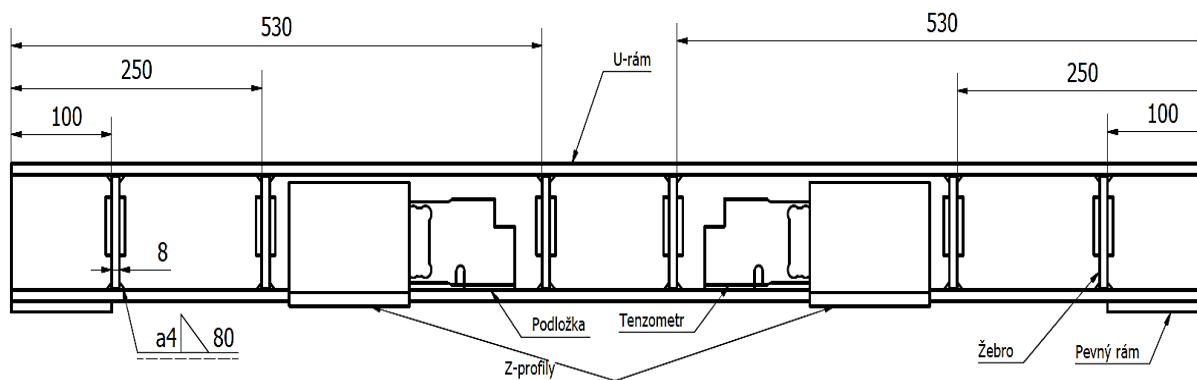
V této části jsou navrženy tři koncepční varianty stávající stolice a jsou označovány jako varianty A, B, C. Návrhy jsou schematicky zobrazeny pro stávající konstrukci šířky 1.195 mm. Simulace zatížení stávající stolice ukázala pevnostní problémy ve spodní části stolice. Proto byla při návrhu koncepčních variant zachována současná konstrukce a byly pouze provedeny změny ve spodní části stolice U-rámu. Ve všech variantách byla provedena simulace zatížení pro zjištění maximální hodnoty napětí na U-rámu.

5.1 Varianta A

První varianta spočívá v realizaci pevnostních žeber. Žebra jsou přivařena k U-rámu koutovým svarem. Z důvodu namáhání více částí U-rámu na krut, žebra spojí obě části do kvádrů a převedou napětí na sebe. Simulace zatížení této varianty ukázala maximální napětí na U-rámu 126,5 MPa, což je zlepšení o 30 MPa.

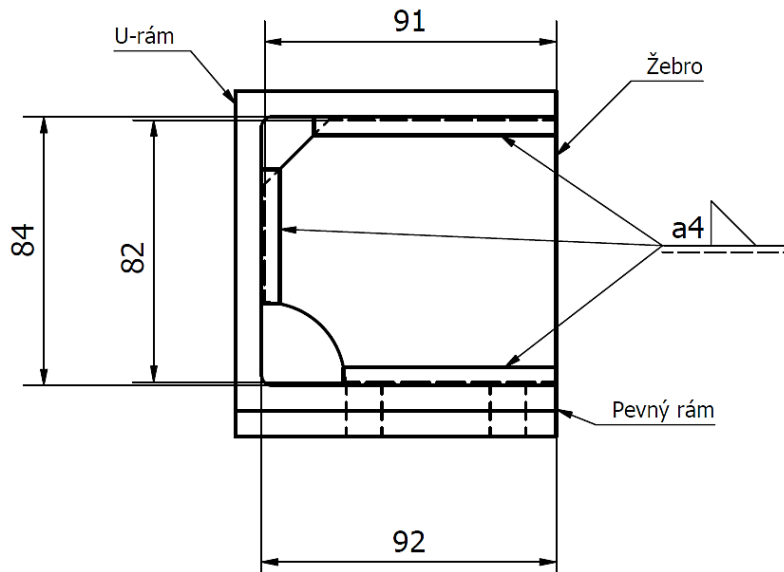
Materiál byl zvolen stejně jako je U-rám (S235JRC+N) z důvodu lepší svařitelnosti, tvárnosti. Tloušťka svaru (účinný rozměr) byla zvolena 4 mm s ohledem na tloušťky svařovaných materiálů, což u U-rámu a žebra je 8 mm.

Bylo zvoleno celkově 6 žeber, 2 na každou stranu a 2 uprostřed. 1 žebro má hmotnost 0,442 kg, takže celkově bylo přidáno 2,65 kg bez ohledu na váhu svaru. Schematicky znázorněná varianta a upřesnění rozložení žeber je zobrazená na Obr. 46, ale pro větší přehlednost byly schovány součásti stolice (např. U-profil, držáky), které překáží výhledu na žebra. Rozmezí žeber od stran je zvoleno s určitou tolerancí kvůli smontovatelnosti pevného rámu s U-rámem, to stejné platí pro prostřední žebra, kde je vytvořený prostor pro smontování tenzometrů a U-rámu.



Obr. 46: Schéma varianty A

Profil žebra je znázorněn na Obr. 47, vlevo dole je upravený roh pro vedení kabeláže, která vede od tenzometrů. Výška žebra je zvolena o 1 mm na každé straně menší, než vnitřní rozměr U-rámu (84 mm) a také délka žebra je zvolena o 1 mm kratší, kvůli sváření.



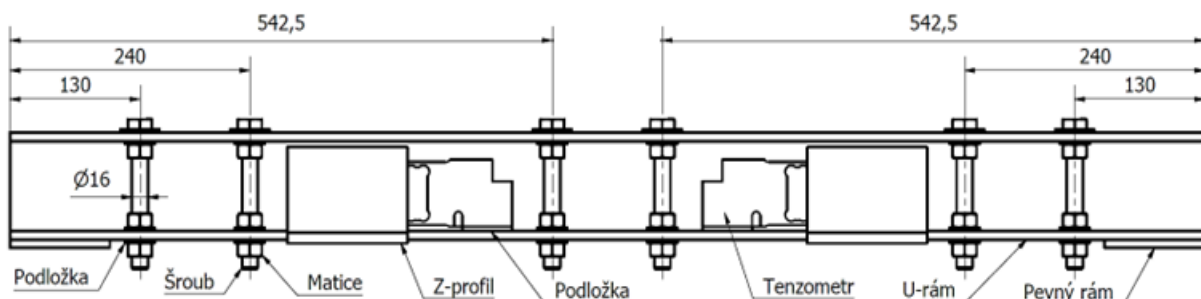
Obr. 47: Pohled z boku na U-rám s žebrem

5.2 Varianta B

Druhá varianta využívá pevnostní šrouby společně s maticemi a podložkami. Nejdříve jsou vyvrtány díry do U-rámu a pak přišroubovaná horní část ke spodní části pomocí pevnostních šroubů. To zpevní celý U-rám a rozloží napětí na víc míst celého U-rámu. Šrouby také převezmou větší napětí U-rámu. To také plyne ze simulace zatížení, kde největší napětí se nachází na podložce pod maticí na spodní části U-rámu, které je 146,8 MPa. Při simulaci této varianty byla zjištěna hodnota maximálního napětí na U-rámu 121,1 MPa. To je zlepšení o 35,4 MPa.

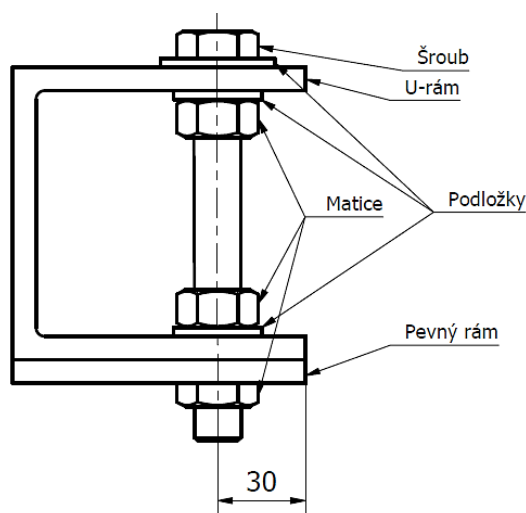
Materiál šroubů, matic a podložek je ocel. Byly zvoleny šestihranné šrouby se závitem v hlavě M16x130, značeny dle normy ČSN 02 1103 (DIN 933), šestihranné matice M16 značeny dle normy ČSN 02 1401 (DIN 934) a ploché podložky značeny dle normy ČSN 02 1702 (DIN 125A) o výšce 3 mm, jmenovitý průměr 16 mm pod matice a 22 mm pod hlavu šroubu.

Šrouby jsou umístěny 2 na každé straně a 2 uprostřed. Celkově je tedy 6 šroubů, 18 matic a 24 podložek. Podle programu Autodesk Inventor byla zjištěna hmotnost šroubů, matic a podložek a ta činí 2,37 kg. Schéma varianty B a okótované uložení šroubů na stolici šířky 1.195 mm je zobrazeno na Obr. 48.



Obr. 48: Schéma varianty B

Na Obr. 49 je znázorněn profil z boku na variantu B, zde není třeba dělat místo kvůli kabeláži, která vede od tenzometrů. Šrouby jsou umístěny 30 mm od kraje U-rámu. Na Obr. 54 byla odebrána viditelnost součástí, které by mohly bránit pohledu na šrouby.

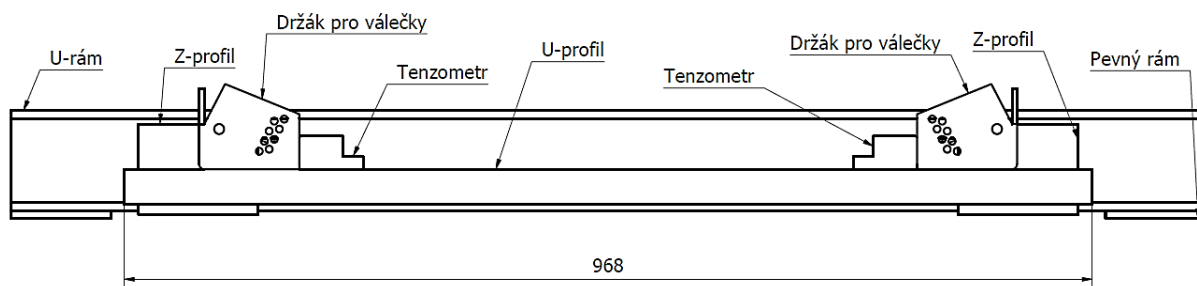


Obr. 49: Pohled z boku na variantu B

5.3 Varianta C

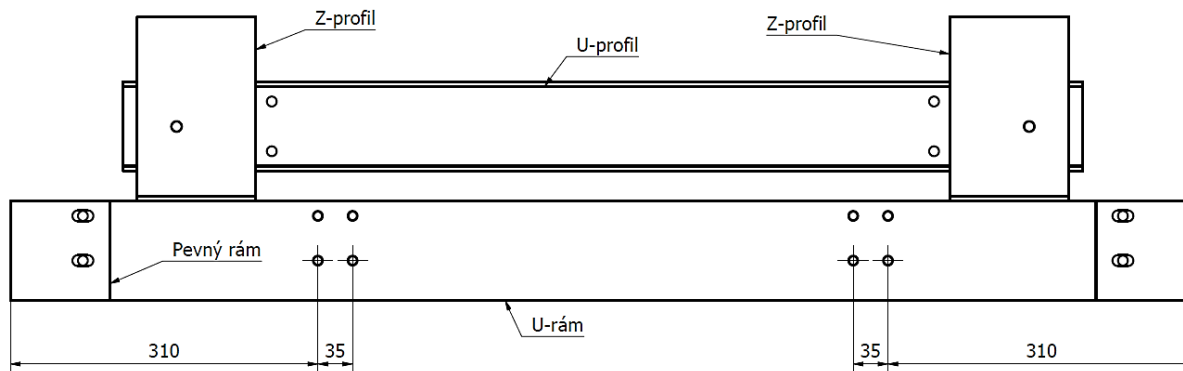
Třetí varianta je nejjednodušší z variant z hlediska konstrukce. Mění se jediná součást U-profil a mění se místo uložení tenzometrů. To by mohlo docílit přeměrování neboli rozložení koncentrovaného napětí ve středu spodní části U-rámu, napětí se více rozprostře do stran a mohl by se zmenšit největší průhyb. Montáž konstrukce se nemění. Maximální napětí při simulaci zatížení ukázalo hodnotu 135,2 MPa, což je zlepšení o 21,3 MPa.

Materiál U-profilu se také nemění a zůstává ocel S235JRC+N. U-profil se prodlouží o 300 mm, takže celková šířka je 968 mm. Uchytení tenzometru se tímto posunulo o 150 mm na každé straně blíže ke konci U-rámu. Hmotnost U-profilu se díky tomu zvýšila na 5,49 kg, takže je zde nárůst váhy o 1,72 kg. Schéma varianty je zobrazeno na Obr. 50.



Obr. 50: Schématické zobrazení varianty C

Na Obr. 51 jsou vidět rozměry místa uchycení tenzometrů a také popis jednotlivých částí.



Obr. 51: Pohled ze spodu na variantu C

6 Výběr vhodné varianty

Výběr vhodných variant byl proveden podle SWOT analýzy, kdy byla nejdříve určena kritéria hodnocení, podle kterých se rozhoduje. Ke každému z kritérií byla přiřazena jejich váha od 1 do 4, kde nejvyšší číslo vyjadřuje nejvyšší hodnotu. Kritéria hodnocení jsou:

- Maximální napětí na U-rámu (4) - Současná konstrukce šířky 1.195 mm má určitou nosnost a maximální napětí na stávající konstrukci je 156,5 MPa. Zde je kladen velký důraz na zvětšení nosnosti neboli snížení maximálního napětí na U-rámu.
- Náročnost instalace (1) - Vlastnost, která hodnotí jednoduchost instalace konstrukce na cílové zařízení, je to velmi úzce spojeno s hmotností. Lze sem také zahrnout náročnost při transportu.
- Náročnost na výrobu (3) - Kritérium požaduje jednoduchost smontování konstrukce (použití určité technologie) a také pokud je nutné, určité pořadí smontování stolice.
- Ekonomičnost (1) - Toto kritérium je s nižší hodnotou, ale je spojeno s ostatními.
- Hmotnost (1) - Současný U-rám na stolicí šířky 1.195 mm má hmotnost 21,28 kg. Vyšší hmotnost vede k horší smontovatelnosti a ekonomičnosti. Zvýšení hmotnosti se při návrhu koncepční varianty předpokládá a není nežádoucí.
- Provozní odolnost (2) - Zajištění stálé funkce v daném pracovním prostředí a zajištění odolnosti při poškození způsobené vnějšími vlivy (zasypání, náraz kamenem, přetržení kabelů při opravách).

Hodnocení jednotlivých variant podle kritérií je provedeno od 1 do 5, kde 1 je nejhorší a 5 je nejlepší. Dále je tato hodnota vynásobena hmotností kritéria (1 až 4) a následně jsou výsledky hodnocení varianty podle kritéria sečteny. Tímto způsobem je SWOT analýza zpracována do Tab. 4. Výsledkem je vybraná varianta s nejvyšším součtem, což vyšla varianta B.

Tab. 4: Tabulka s SWOT analýzy variant A, B, C

SWOT analýza variant							
Kritéria hodnocení		Varianty					
	Váha kritéria	A		B		C	
Maximální napětí na U-rámu	4	4	16	5	20	3	12
Náročnost instalace	1	2	2	3	3	4	4
Náročnost na výrobu	3	1	3	3	9	5	15
Ekonomičnost	1	1	1	4	4	5	5
Hmotnost	1	2	2	3	3	4	4
Provozní odolnost	2	5	10	4	8	3	6
Součet			34		47		46

6.1 Výkresová dokumentace varianty B

Výkresová dokumentace Varianty B pro stolicí šířky 1.195 mm je v příloze č. 3 a pro stolicí šířky 2.000 mm je v příloze č. 4.

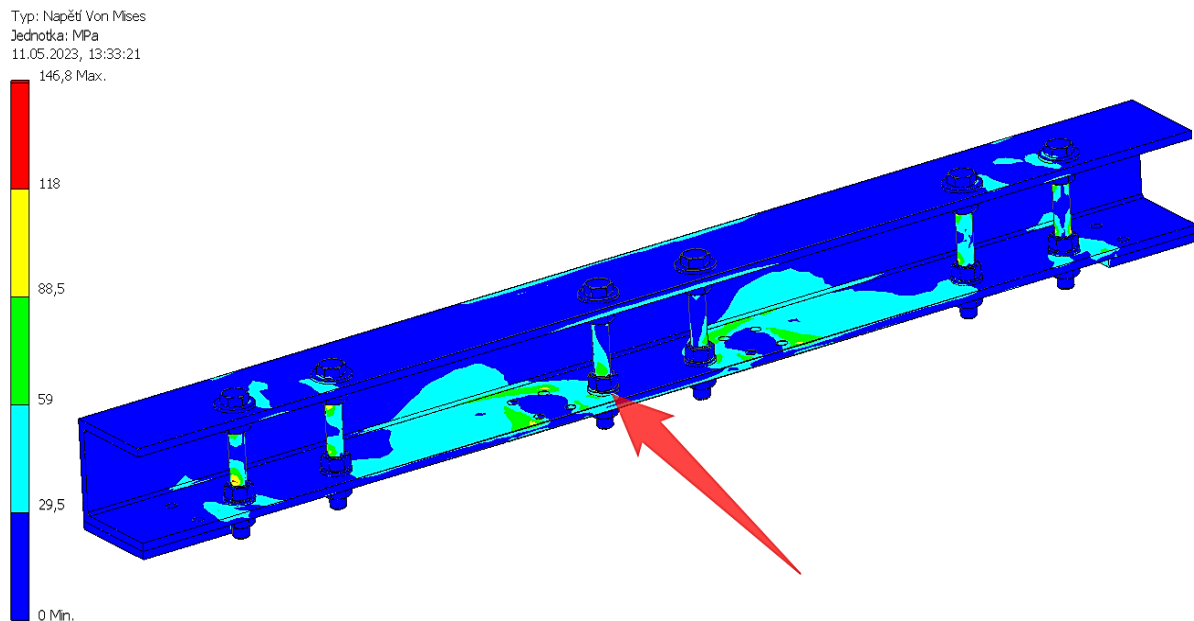
7 Simulace zatížení vítězné varianty B

V této části jsou provedeny dvě simulace zatížení stávající konstrukce, jedna je pro šířku stolice 1.195 mm a druhá simulace pro šířku 2.000 mm. Dle výsledků jednotlivých simulací zatížení je provedeno vyhodnocení.

7.1 Simulace zatížení varianty B s šířkou konstrukce 1.195 mm

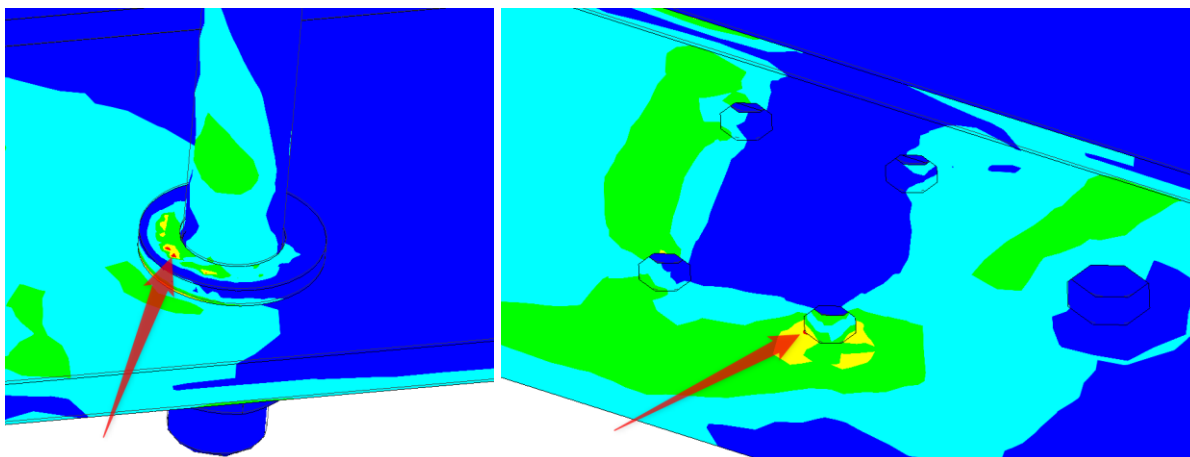
Maximální napětí na stolici je stejně jako při simulaci stávající stolice šířky 1.195 mm, a tedy na dvou protilehlých rozích podložkách pod tenzometry, jedná se o hodnotu 407 MPa, a tak jako v předchozí simulaci je řešení této hodnoty zanedbáno.

Na Obr. 52 je vidět simulace zatížení U-rámu se šrouby, kde není vidět červené místo, a to z důvodu, že maximální napětí je na podložce pod maticí, které je nejvíce ke středu U-rámu. Podložka, na které je maximální napětí 146,8 MPa je označena červenou šipkou na Obr. 52. Pro přesnější zobrazení celé stolice poslouží příloha č. 3, kde se nachází pohled z perspektivy na výsledek simulace zatížení.



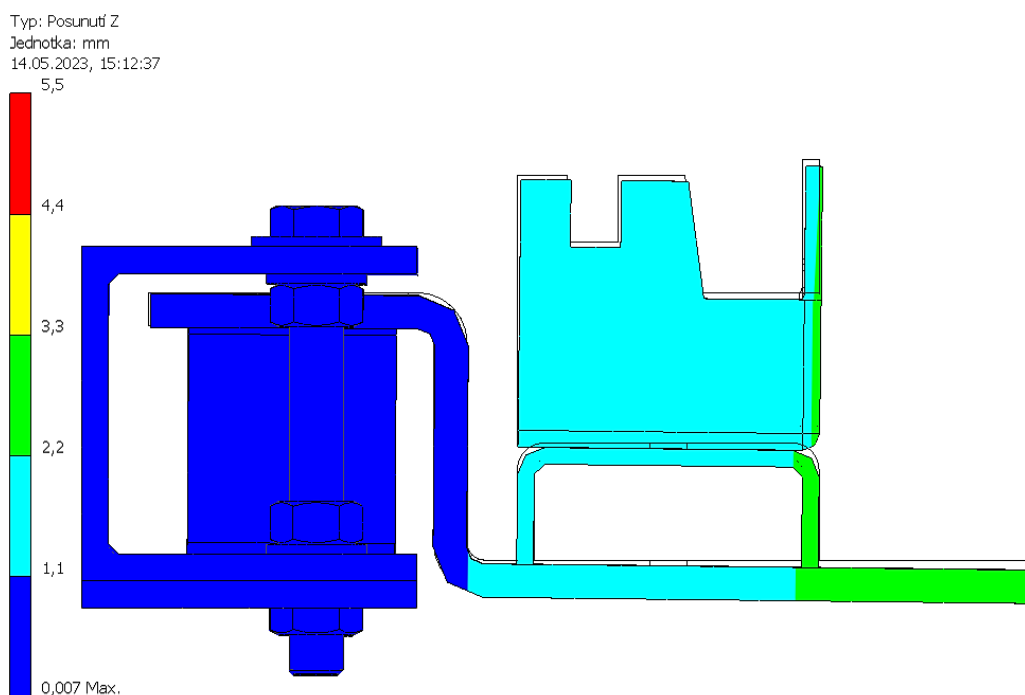
Obr. 52: Simulace zatížení U-rámu varianty B šířky 1.195 mm

Na Obr. 53 jsou výsledky simulace zatížení maximálního napětí na U-rámu se šrouby. Jak bylo řečeno, jedná se o podložku pod maticí, která je zobrazena na Obr. 53 vlevo, kde je označeno červenou šipkou malé červené místo s hodnotou 146,8 MPa. Na Obr. 53 vpravo je vidět místo maximálního napětí jenom na U-rámu bez šroubů, matic a podložek. Jedná se o spodní část díry, kde z druhé strany dochází k uchycení Tenzometru k U-rámu a toto místo je označeno červenou šipkou a tato hodnota je 121,1 MPa.



Obr. 53: Největší napětí na U-rámu varianty B při šířce 1.195 mm

Na Obr. 54 je vidět boční pohled na výsledek posunutí zatížené stolice, kde posunutí stolice je ve směru Z. Dále je na Obr. 54 tenkou čarou znázorněna původní pozice stolice. Maximální posunutí ve směru Z jen na U-rámu je 0,8 mm. Zaokrouhlená hodnota maximálního posunutí stolice ve směru Z je 3 mm. Tato hodnota se nachází na konci Z-profilů neboli nejvíce vpravo na Obr. 54, kde konec Z-profil je zeleně zabarven. Pohled z perspektivy na výsledek simulace zatížení při posunutí stolice je v příloze č. 3.



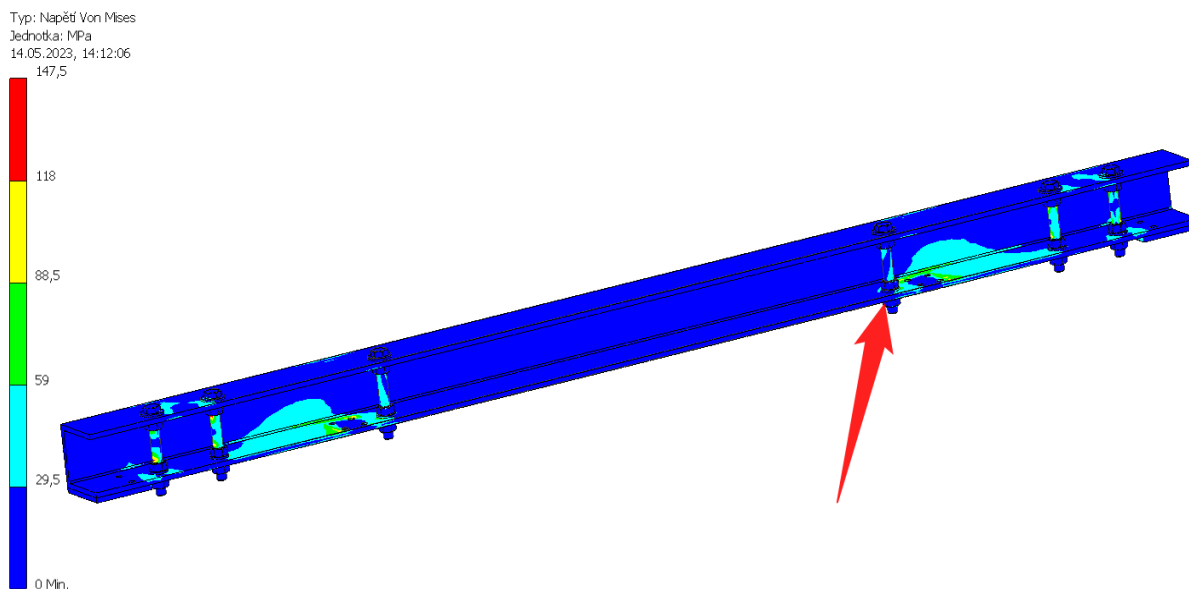
Obr. 54: Simulace posunutí zatížené varianty B pro šířku 1.195 mm

7.2 Simulace zatížení varianty B s šířkou konstrukce 2.000 mm

Simulace zatížení pro variantu B konstrukce šířky 2.000 mm je stále pro zatížení 400 kg a ani okrajové podmínky nejsou změněny. Zde maximální napětí na stolici je zase na rozích podložkách pod tenzometry s hodnotou napětí 474,7 MPa, kde tato hodnota jako v předchozích případech je zanedbána.

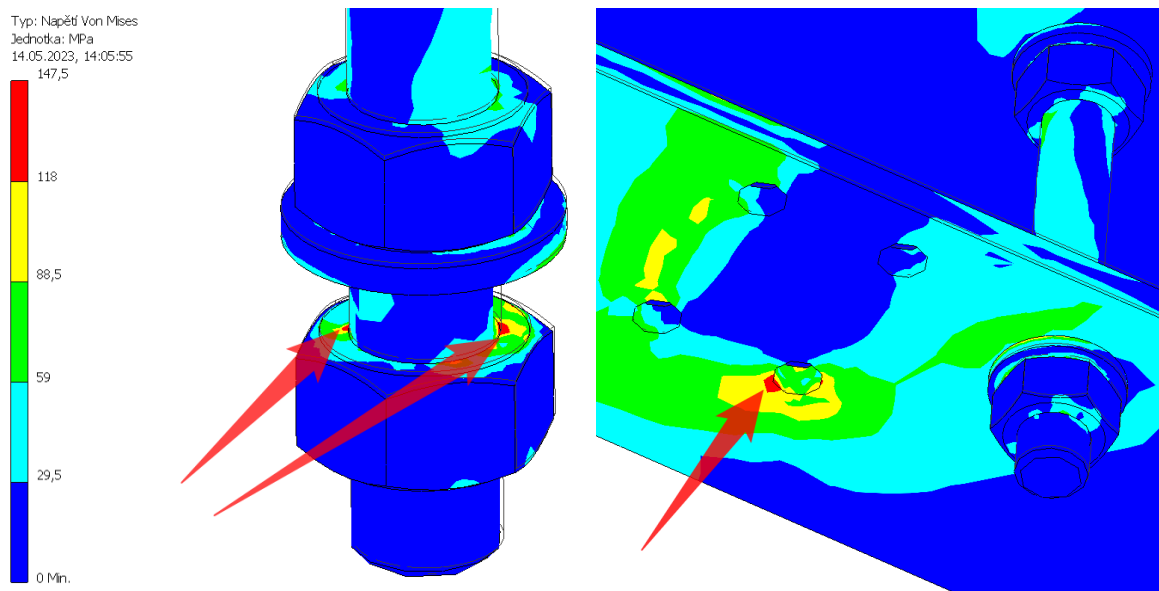
Obr. 55 slouží k porovnání ostatních simulací zatížení. Je zobrazen jen U-rám, jelikož místo maximálního napětí není možné na tomto obrázku ukázat. Jedná se o spodní matici blíže

ke středu rámu, označenou červenou šipkou na Obr. 55. Pohled z perspektivy na výsledek simulace zatížení celé stolice je v příloze č. 4.



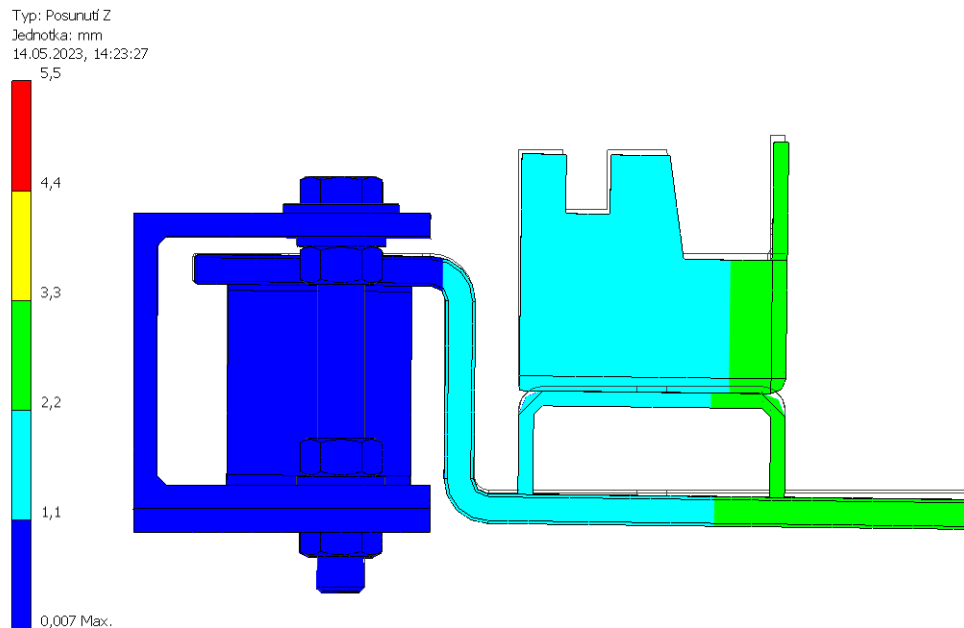
Obr. 55: Simulace zatížení varianty B šířky 2.000 mm

Na Obr. 56 jsou zobrazeny polohy největšího napětí červenými šipkami, na podložkách pod tenzometry a na stolici varianty B. Na Obr. 56 vlevo je vidět oblast napětí na spodní matici, na které je napětí 155,5 MPa. Oblast tohoto napětí je označena červenými šipky na Obr. 56 vlevo a pro upřesnění místa je zneviditelněn U-rám a podložka pod maticí. Maximální napětí jen na U-rámu je 139,3 MPa. Nachází se na spodu díry U-rámu, kde je z druhé strany uchycen tenzometr s podložkou. Toto místo je označeno červenou šipkou na Obr. 56 vpravo.



Obr. 56: Největší napětí na U-rámu varianty B šířky 2.000 mm

Na Obr. 57 je vidět boční pohled na posunutí (ve směru zatížení stolice) zatížené stolice. Hodnota maximálního posunutí ve směru Z je 3,3 mm. Oblast maximálního posunutí je na koncích Z-profilů označena zelenou barvou na Obr. 57. Pohled z perspektivy na výsledek simulace zatížení při posunutí stolice je v příloze č. 4. Maximální posunutí ve směru Z jen na U-rámu je 0,8 mm.



Obr. 57: Simulace posunutí zatížení varianty B pro šířku 2.000 mm

7.3 Vyhodnocení simulace zatížení navržené varianty B

Ze simulace zatížení stolice varianty B šířky 1.195 mm plyne, že maximální napětí z U-rámu převzala podložka pod maticí, a to s hodnotou 146,8 MPa. Jedná se o velmi malé místo, které je vyznačeno na Obr. 53 vlevo. Hodnota největšího napětí je pak na U-rámu 121,1 MPa. Jelikož obě hodnoty maximálního napětí jsou menší než dovolené napětí (147,5 MPa), takže navržená varianta šířky 1.195 mm splňuje požadavky s ohledem na bezpečnostní koeficient.

Dále ze simulace zatížení varianty B pro konstrukci 2.000 mm šířky plyne, že maximální napětí z U-rámu převzaly nejspodnější matice nejbliže ke středu U-rámu s hodnotou 155,5 MPa (Obr. 56 vlevo). Hodnota největšího napětí na U-rámu je pak 139,3 MPa, která je menší než dovolené napětí (147,5 MPa). Hodnotu napětí na matici lze zhodnotit pouze z hlediska dovoleného napětí materiálu U-rámu. Jelikož nebyl proveden výpočet šroubů/matic pro posouzení pevnosti a namáhání, tak nelze plně zhodnotit, zda matice splňuje či nesplňuje požadavky. Takže s ohledem na překročení dovoleného napětí na matici o 8 MPa a s ohledem na velikost oblasti maximálního napětí na matici (Obr. 56 vlevo), lze s určitou tolerancí považovat stolicí varianty B při šířce 2.000 mm za splňující požadavky.

Maximální napětí jen na U-rámu stolice šířky 1.195 mm a stolice šířky 2.000 mm je na stejných místech, a to v spodní části, kde je vyvrtaná díra, kde je dále uchycen tenzometr k U-rámu. Z toho vyplývá, že při variantě B šířka stolice nemá vliv na místo největšího napětí na U-rámu.

Největší posunutí na stolicí šířky 1.195 mm je zachycené na Obr. 54 nebo v příloze č. 3, kde je vidět, že se jedná o konec Z-profilů. Hodnota na této stolicí je 3 mm. Na stolicí šířky 2.000 mm je maximální posunutí 3,3 mm, které se nachází na stejné oblasti, která je vidět na Obr. 57 nebo v příloze č. 4.

Z toho vyplývá, že na stolicí šířky 2.000 mm je větší maximální napětí než na stolicí šířky 1.195 mm. Maximální posunutí je na stolicí šířky 2.000 mm větší o 0,3 mm než na stolicí šířky 1.195 mm a z toho plyne, že navržené šrouby společně se šířkou stolice nemají velký vliv na velikost posunutí navržené varianty.

8 Závěr

Cílem této práce byl návrh koncepčních variant stávající vážicí stolice pro šířky 1.195 mm a 2.000 mm, který byl proveden po analýze stávajících stolic. Požadavky vážicí stolice byly stanoveny zadávající firmou Vetra. Volba koncepčních variant byla provedena podle SWOT analýzy, ze které nejlépe vyhověla specifikovaným požadavkům Varianta B, která využívá pevnostní šrouby společně s maticemi a podložkami. Při této variantě byla provedena simulace zatížení pro stejné šířky jako stávající stolice a to šířky 1.195 mm a 2.000 mm.

Pro porovnání stávající stolice a stolice varianty B poslouží Tab. 5, kde je shrnuto, jak moc navržená varianta zlepšila napětí nebo posunutí na U-rámu a stolic. Z porovnání nejdříve kratších stolic (šířky 1.195 mm) plyne, že navržená varianta zlepšila stávající stolicu ve všech aspektech, kromě maximálního napětí na stolic, což nebylo v této práci řešeno. Takže lze říci, že navržená varianta splnila požadavky a očekávání. Předpoklad u stávající stolice šířky 2.000 mm byl, že nebude splňovat požadavky a bude zde potřeba vytvořit stejnou variantu jako při kratší stolic (šířky 1.195 mm). Po simulaci zatížení byl zjištěn opak a to tedy, že stávající stolice šířky 2.000 mm splňuje požadavky, ale přesto byl proveden vyhovující návrh (varianta B) a jeho simulace, ze které plyne, že navržená varianta zlepšila hodnotu napětí jen na U-rámu bez šroubů, jelikož spodní matice blíže ke středu U-rámu převzala napětí a to s hodnotou 155,5 MPa, která nemohla být plně zhodnocena, ale dle velikosti oblasti a hodnoty napětí, která přesahuje dovolené napětí, bylo zhodnoceno, že navržená varianta splňuje požadavky s určitou tolerancí.

Tab. 5: Porovnání výsledků simulace zatížení jednotlivých aspektů s varianty stolic

Porovnávací spektrum				
Aspekt porovnání	Varianty vážicí stolice			
	Stávající kratší	Varianta B kratší	Stávající širší	Varianta B širší
Maximální napětí jen na U-rámu v MPa	156,5	121,1	142,7	139,3
Maximální napětí na navrženém U-rámu se šrouby v MPa	-	146,8	-	155,5
Maximální posunutí U-rámu ve směru Z v mm	1,5	0,8	1,6	0,8
Maximální napětí na stolic v MPa	380	407	434	474,7
Maximální posunutí na stolic v mm	5	3	5,4	3,3

Další posuzování práce by mohlo zahrnovat analýzu zvýšení maximálního možného zatížení neboli nosnosti navržené stolice, jelikož stávající stolice má nosnost 400 kg. V této práci bylo vyhodnocení navržené stolice pouze pomocí zjištěných hodnot napětí a posunutí na stolic. Hodnota nosnosti nebyla zjišťována. Zajímavou další problematikou a její řešení by mohlo být místo pod stolic. Kde by v případě velkého posunutí dvou Z-profilů mohlo dojít ke kolizi a následnému poškození (protržení) pásu v dolní válečkové stolic a mnohem větší destrukci dopravníku.

Seznam použitých zdrojů

- [1] MCGUIRE, Patrick M. *Conveyors: application, selection, and integration*. CRC Press, 2009
- [2] SCHUMACHER, Patrick; WECKENBORG, Christian; SPENGLER, Thomas S. The impact of operation, equipment, and material handling flexibility on the design of matrix-structured manufacturing systems. *IFAC-PapersOnLine*, [online] 2022, 55.2: 481-486. Dostupné prostřednictvím Science Direct. DOI: 10.1016/j.ifacol.2022.04.240
- [3] Historický pohled na automatizaci výroby. *JVMmetal* [online]. 2019 [cit 2022-12-01]. Dostupné z: <https://www.jvmmetal.cz/historicky-pohled-na-automatizaci-vyroby/>
- [4] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem*. SNTL, 1979.
- [5] KLIMECKÝ, Oldřich. *Manipulace s materiálem: doprava v lomech*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1988.
- [6] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [7] DROBNÝ, Josef. *Dálková pásová doprava*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1970. Řada hornické literatury.
- [8] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. VUT Brno, 1988.
- [9] ČSN 26 0001. *Dopravní zařízení, názvosloví a rozdělení*. 1987.
- [10] Bubnové elektropohony. *ACHENBACH* [online]. [cit. 2022-12-8-2022]. Dostupné z: http://www.achenbach.cz/bubnove_elektropohony
- [11] Pražce pásových dopravníků. *Transroll* [online]. 2015 [cit. 2023-03-01]. Dostupné z: <https://www.transroll.cz/vyrobky-prazce>
- [12] Dopravníkové válečky. *Transroll* [online]. 2015 [cit. 2023-03-02]. Dostupné z: <https://www.transroll.cz/dopravni-valecky>
- [13] BOBOK, Ing. Jiří. *KONSTRUKCE A SPOJOVÁNÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ*. Ostrava: Technická univerzita Ostrava, 2015. Fakulta strojn^í, Institut dopravy.
- [14] ČSN 26 0378. *Dopravní pásy s textilní kostrou základní ustanovení*. 1989.
- [15] Přehled pokrytí aplikací vážních systémů. *JSP* [online]. [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://www.jsp.cz/cz/aktuality/clanky/prehled-pokryti-aplikaci-vaznich-systemu.html>
- [16] Tenzometrické snímače zatížení. *Manat* [online]. [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://www.manat.cz/kategorie-produktu/tenzometricke-snimace-zatizeni/>
- [17] Vodící klínek zelený plný-M AG. *Gumex* [online]. [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/h/vodici-klinek-zeleny-plny-m-ag-05747?Filter=True>
- [18] Dopravní pásy pro pásové dopravníky. Drátěné pásy. *Rollcontech* [online]. 2010 [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: <https://www.dopravnikovepasy.cz/19-dratene-pasy.html>
- Informace obsažené v praktické části bakalářské práci, u kterých není uvedena citace, byly použity z vlastní zkušenosti nebo poskytnuty konzultantem Ing. Michalem Veselým z firmy VETRA International s. r. o.

Seznam příloh

Příloha č. 1 Simulace zatížení stávající vážící stolice šířky 1.195 mm

Příloha č. 2 Simulace zatížení stávající vážící stolice šířky 2.000 mm

Příloha č. 3 Simulace zatížení navržené vážící stolice šířky 1.195 mm

Příloha č. 4 Simulace zatížení navržené vážící stolice šířky 2.000 mm

Přílohy volně vložené

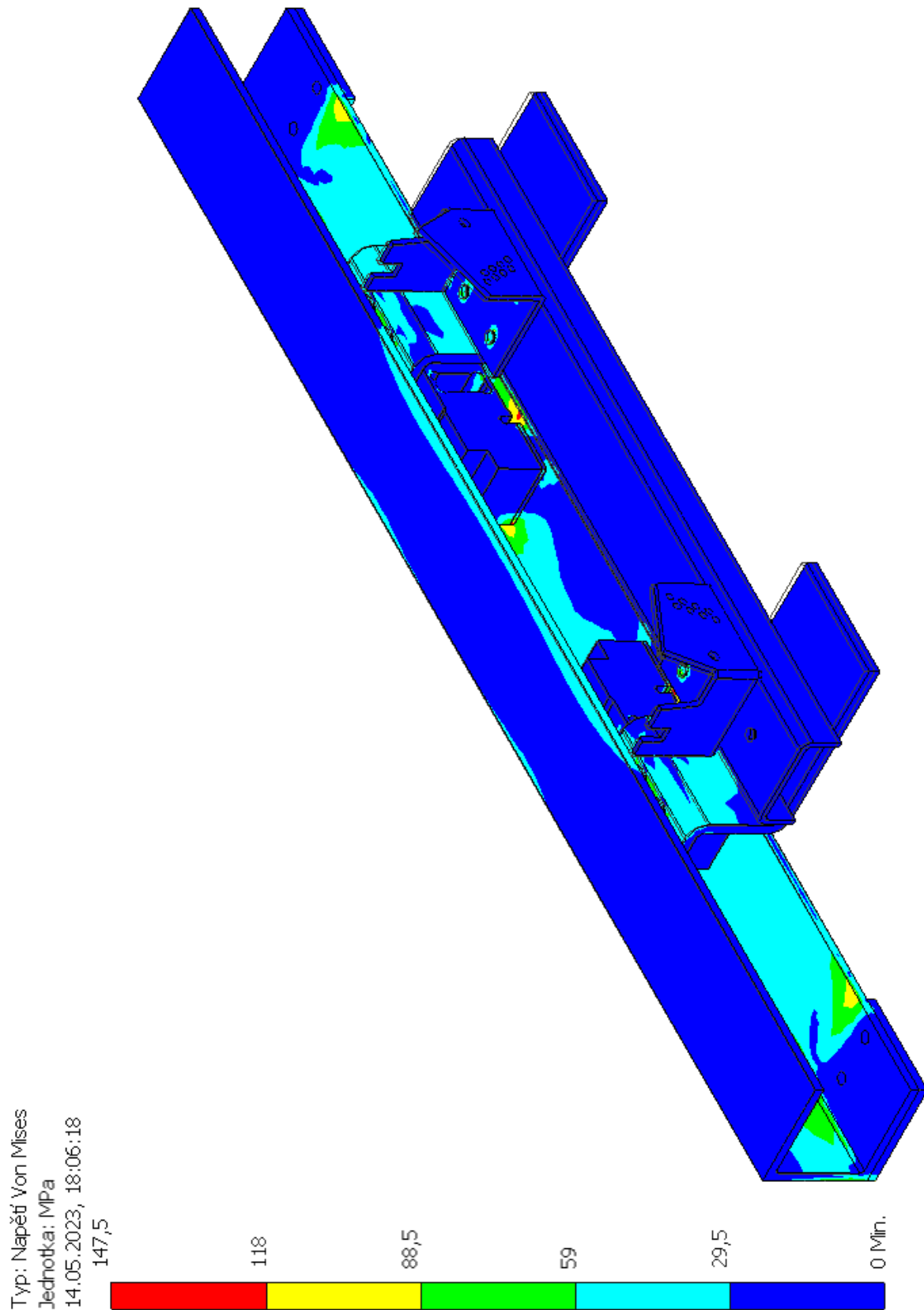
Příloha č. 5 Výkresová dokumentace stávající vážící stolice šířky 1.195 mm

Příloha č. 6 Výkresová dokumentace stávající vážící stolice šířky 2.000 mm

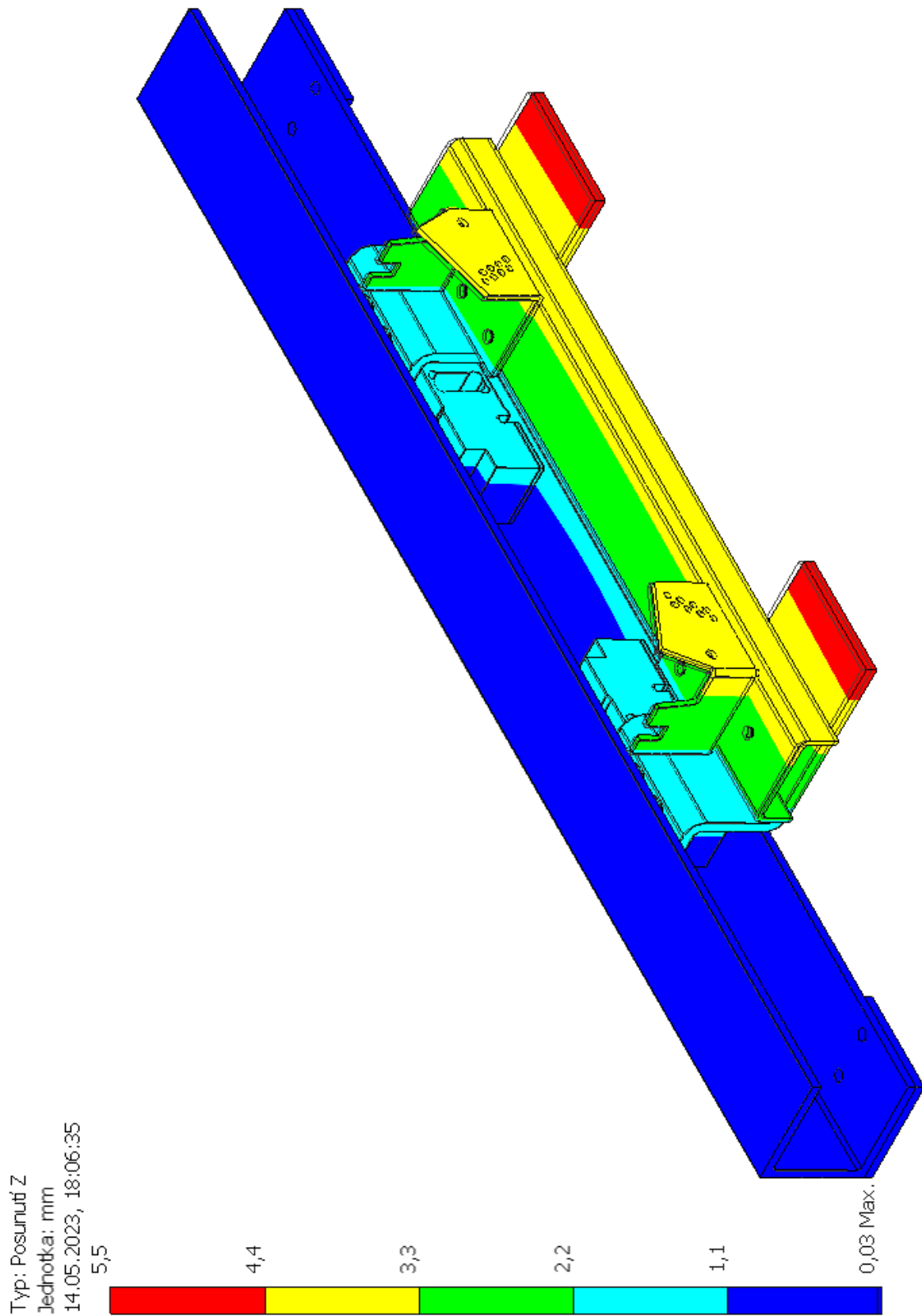
Příloha č. 7 Výkresová dokumentace navržené vážící stolice šířky 1.195 mm

Příloha č. 8 Výkresová dokumentace navržené vážící stolice šířky 2.000 mm

Příloha č. 1

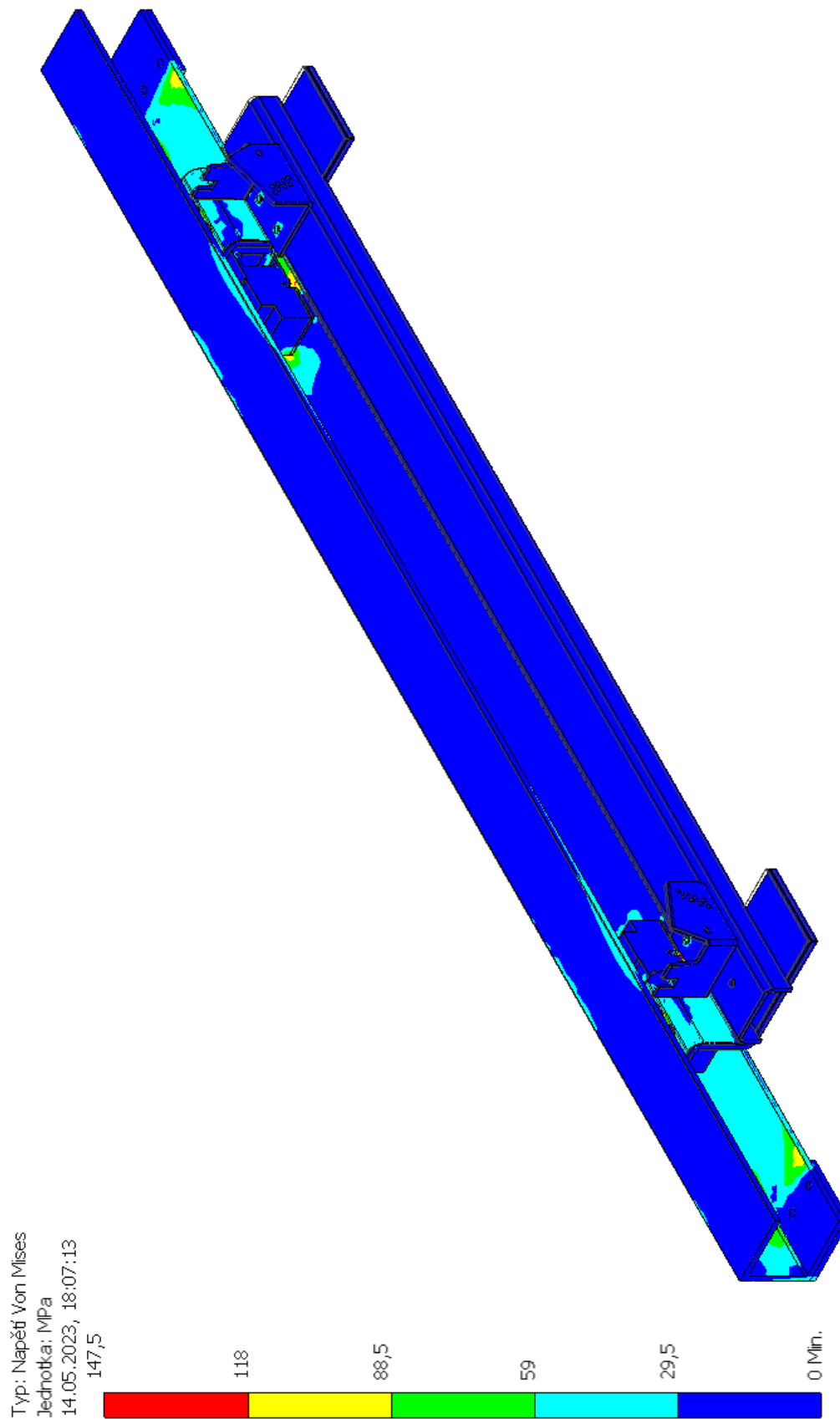


Obr. 58: Simulace zatížení při výsledcích redukováného napětí na stávající vázící stoličce šířky 1.195 mm

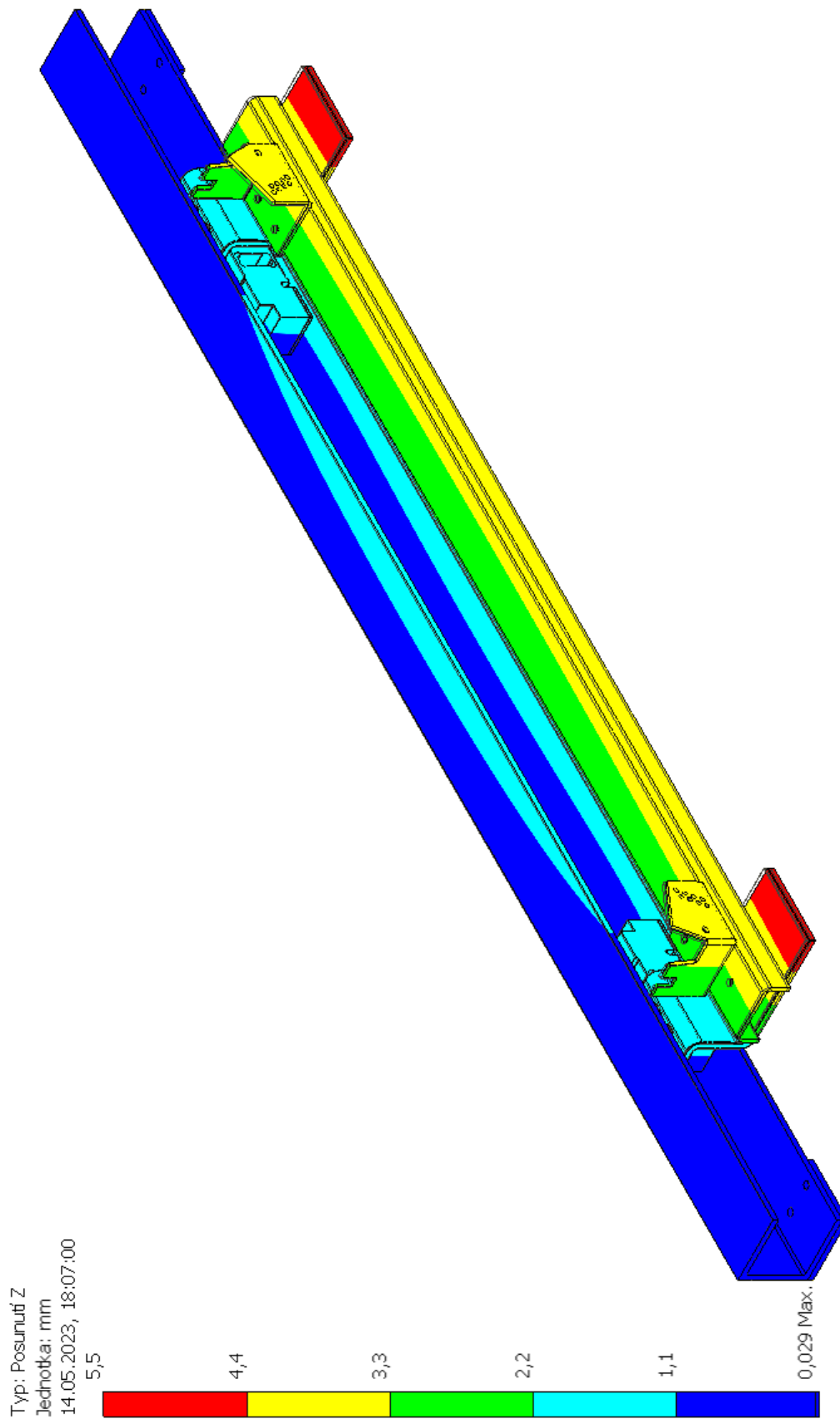


Obr. 59: Simulace zatížení při výsledcích posunutí stávající vážící stolici šířky 1.195 mm

Příloha č. 2

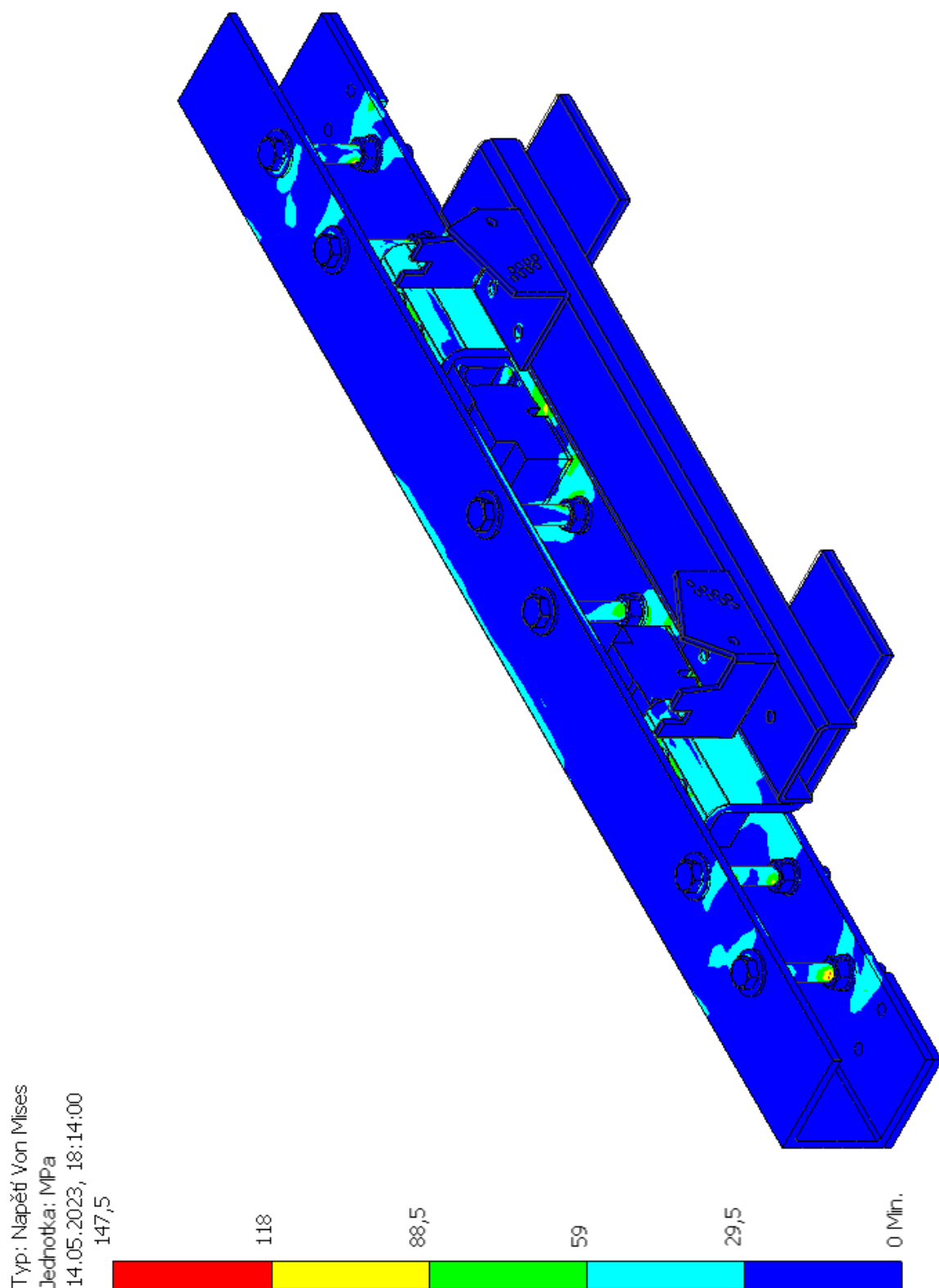


Obr. 60: Simulace zatížení při výsledcích redukovaného napětí stávající vážící stoličky šířky 2.000 mm

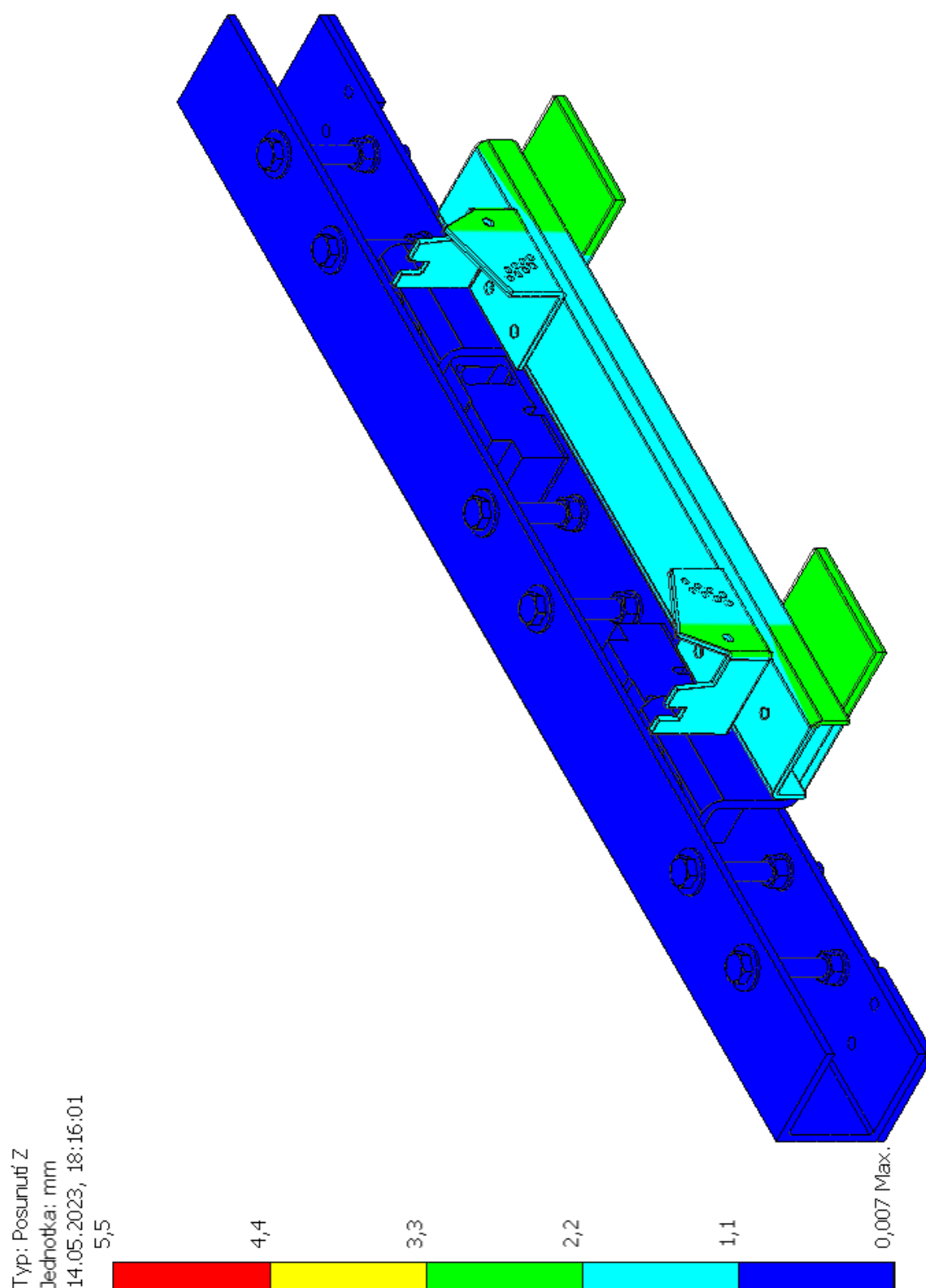


Obr. 61: Simulace zatížení při výsledcích posunutí stávající vázící stoličky šířky 2.000 mm

Příloha č. 3

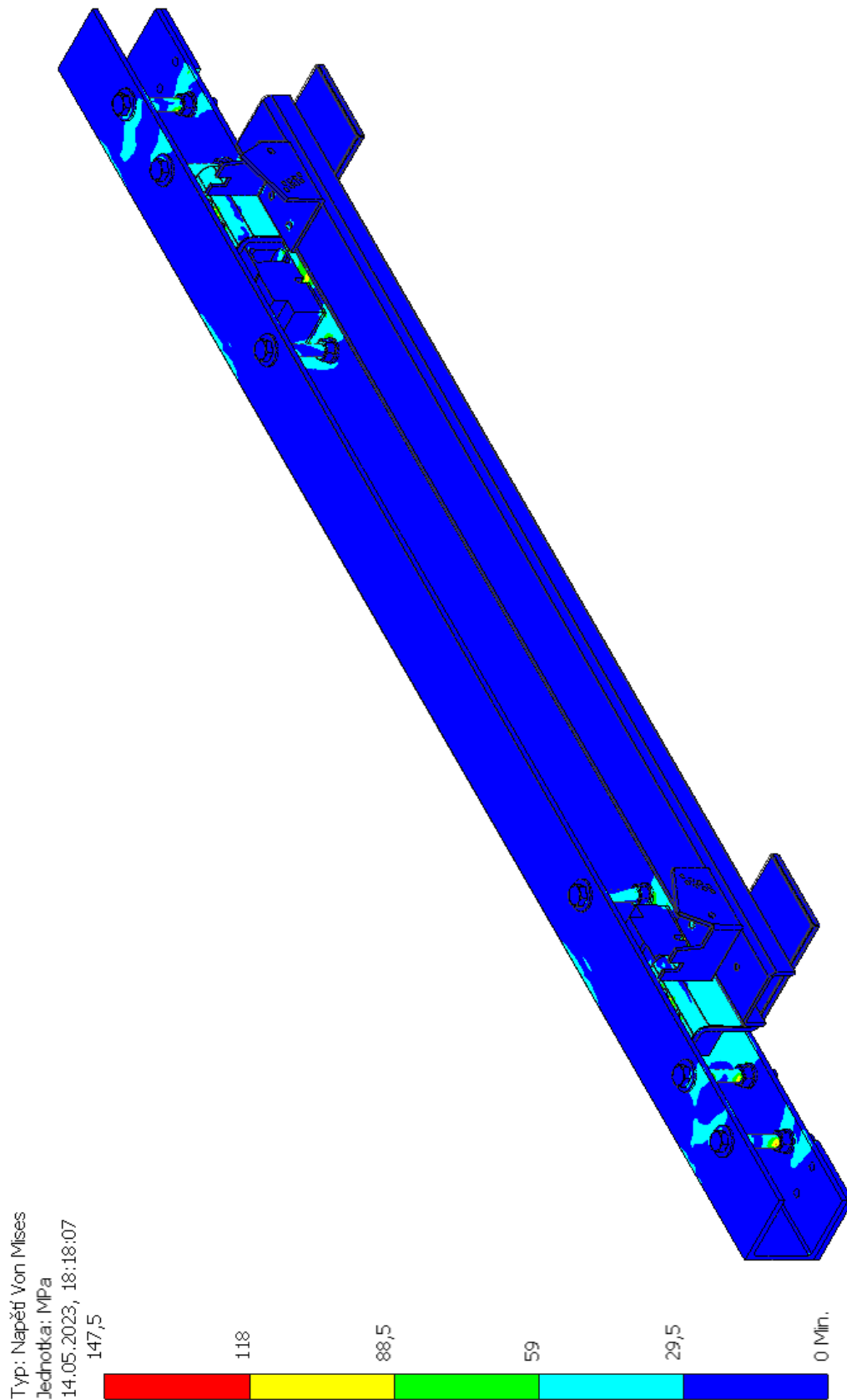


Obr. 62: Simulace zatížení při výsledcích redukováného napětí navržené vážící stoličky šířky 1.195 mm

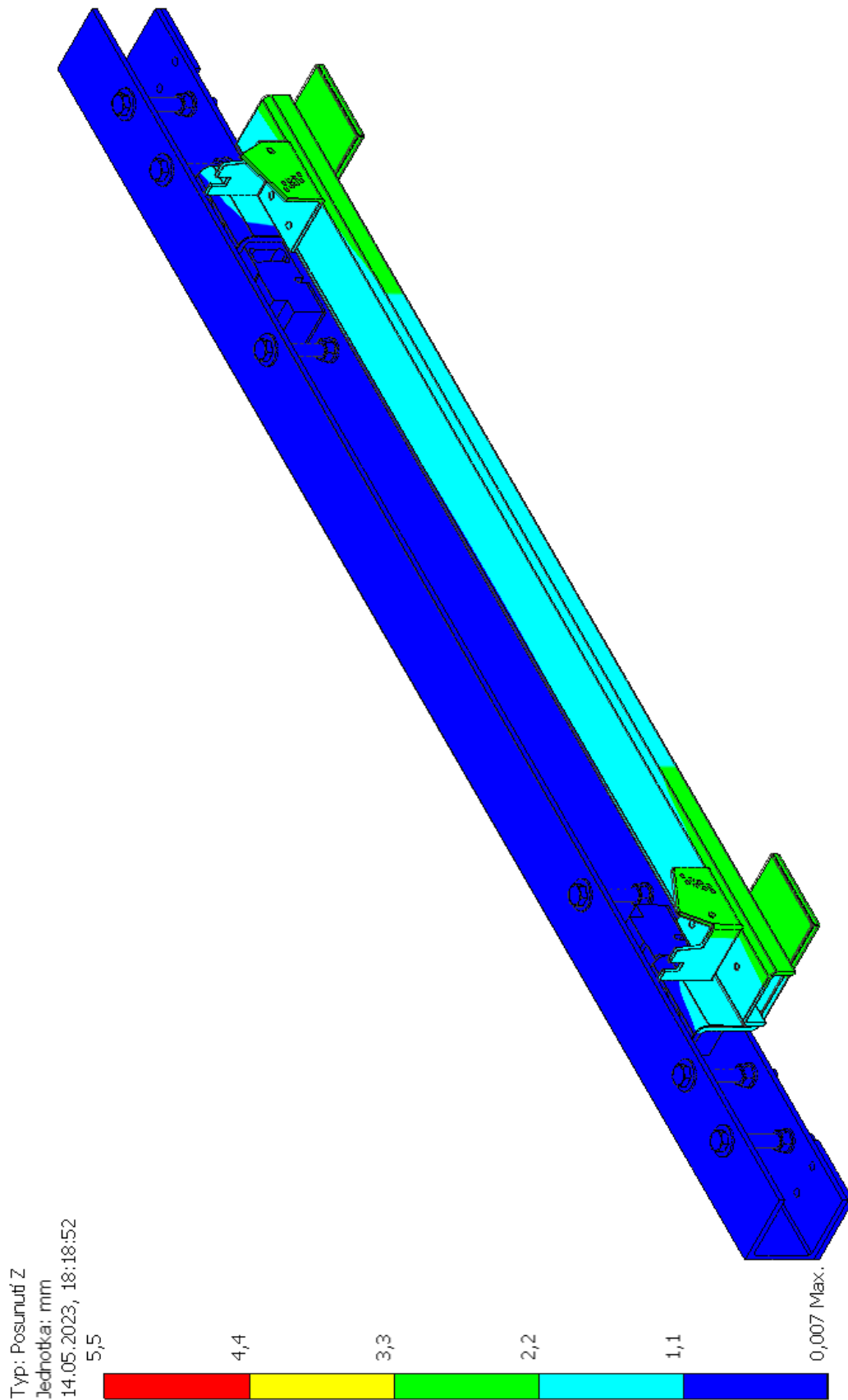


Obr. 63: Simulace zatížení při výsledcích posunutí navržené vážící stoličky šířky 1.195 mm

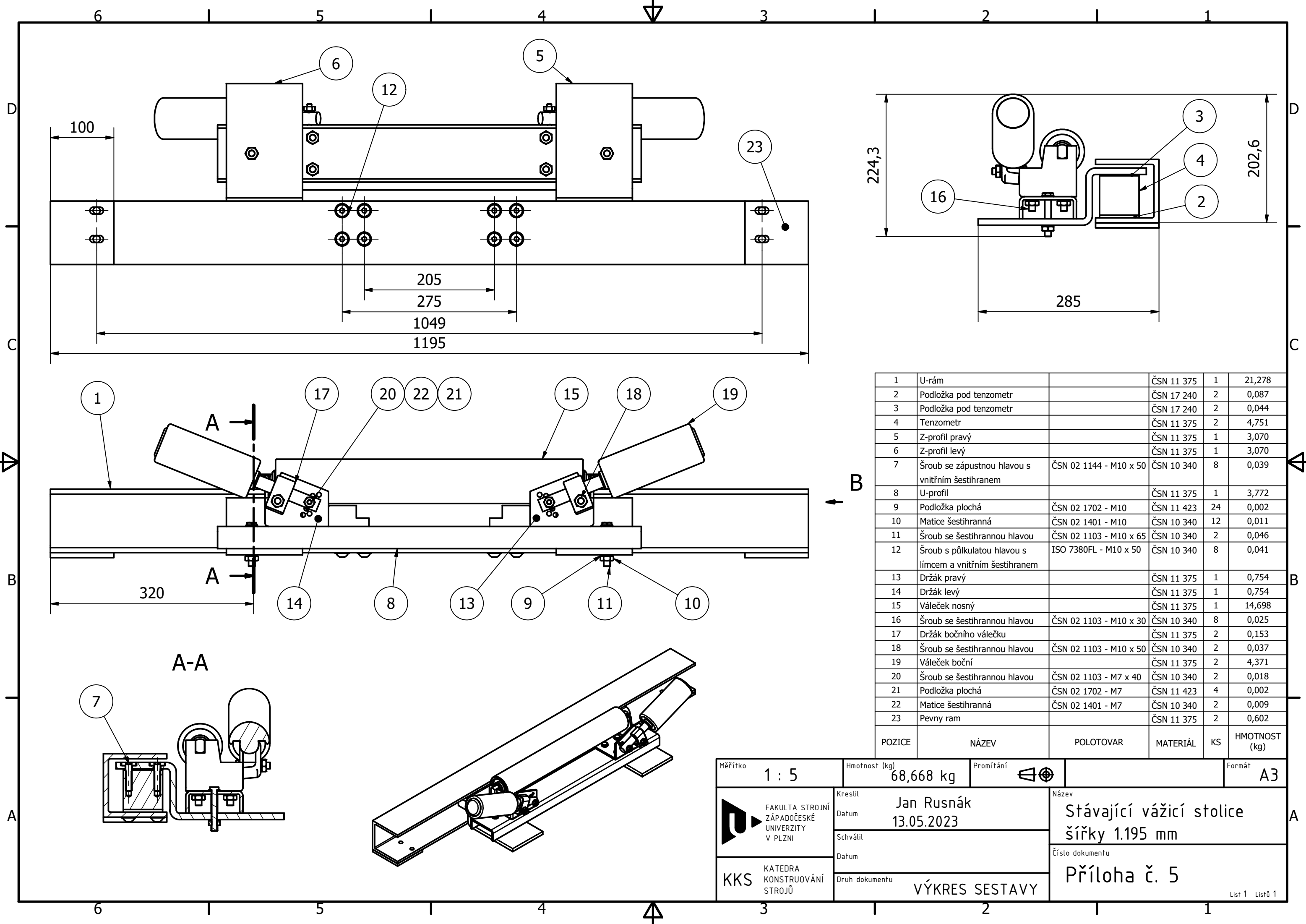
Příloha č. 4



Obr. 64: Simulace zatížení při výsledcích redukováného napětí navržené vázící stoličky šířky 2.000 mm

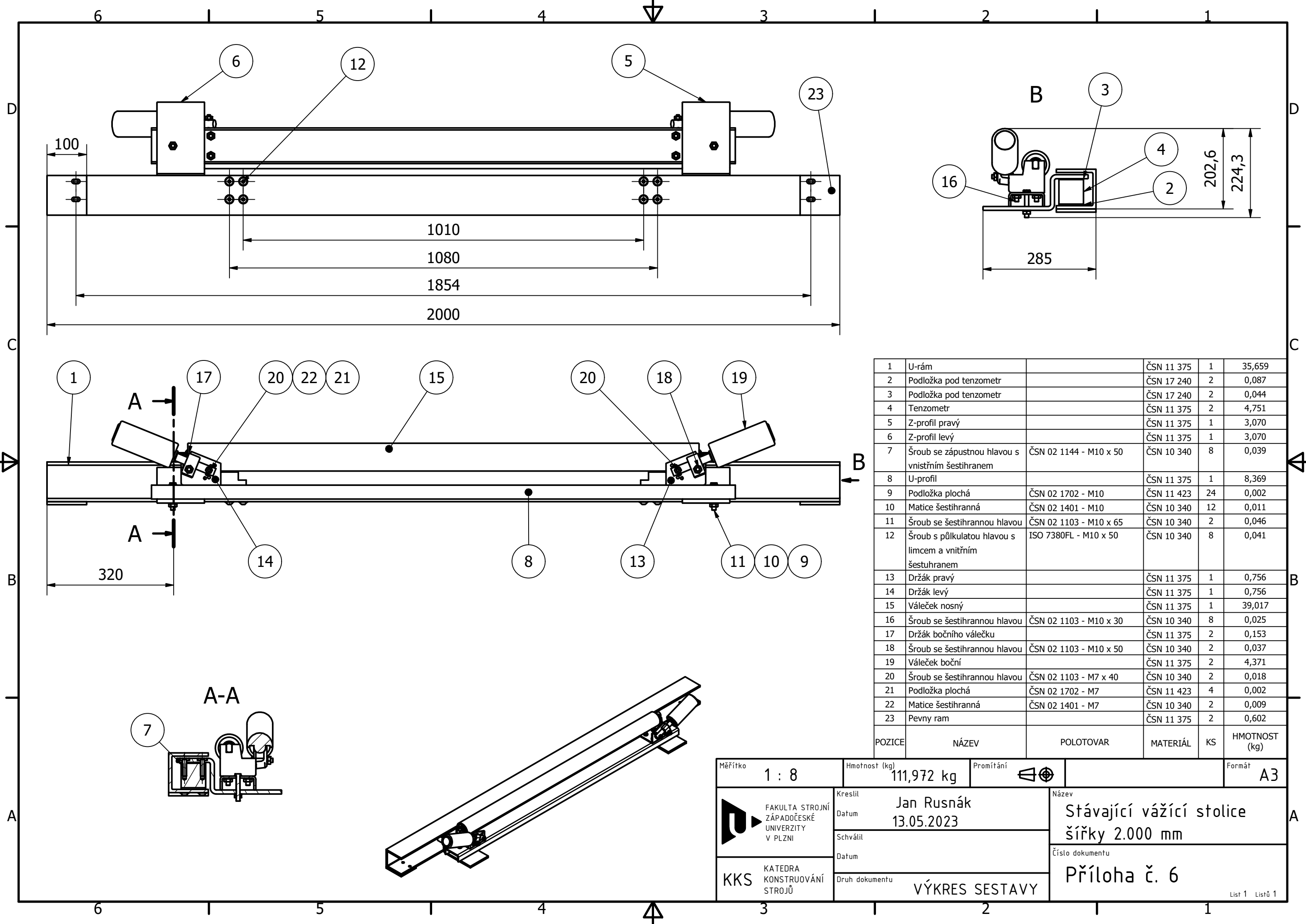


Obr. 65: Simulace zatížení při výsledcích posunutí navržené vážící stoličky šířky 2.000 mm



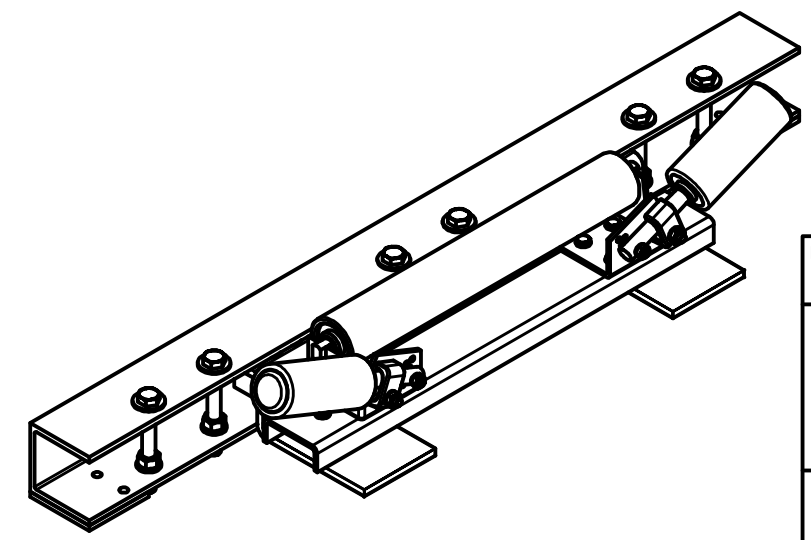
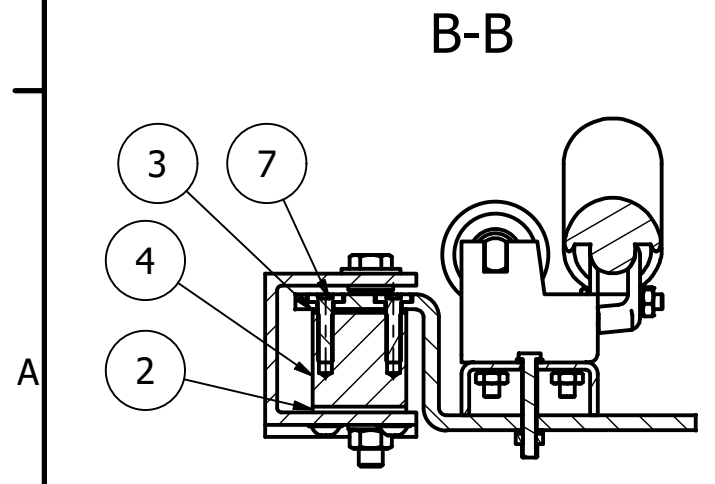
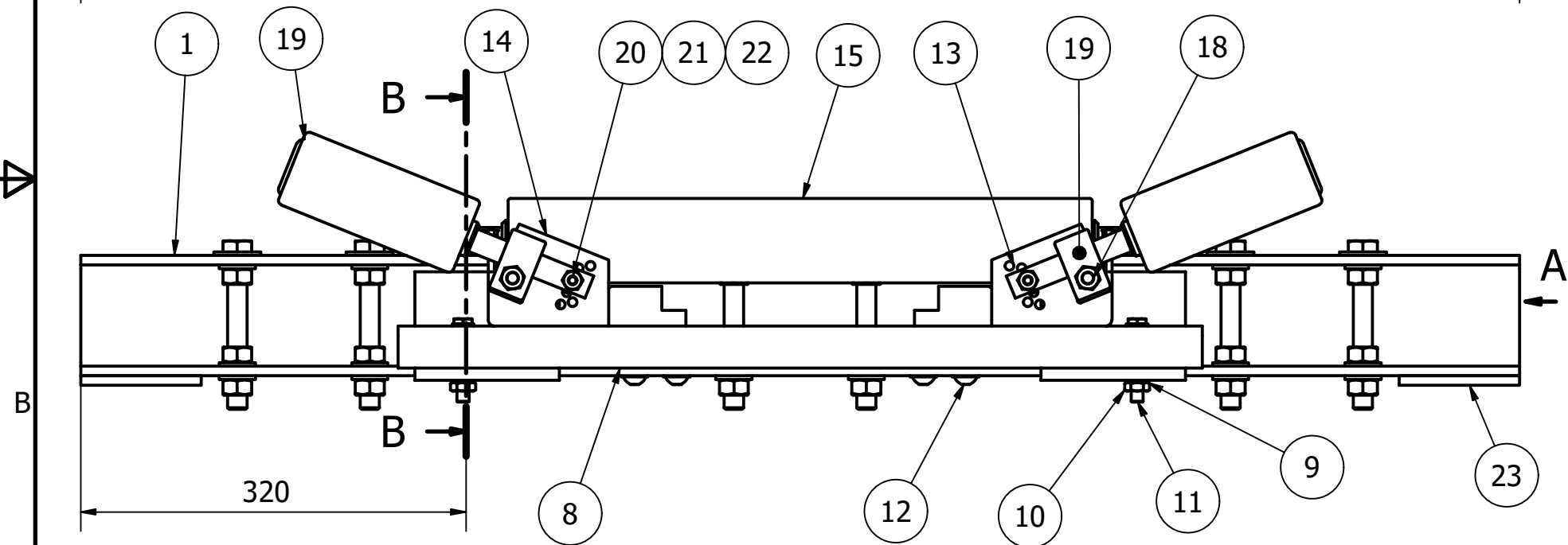
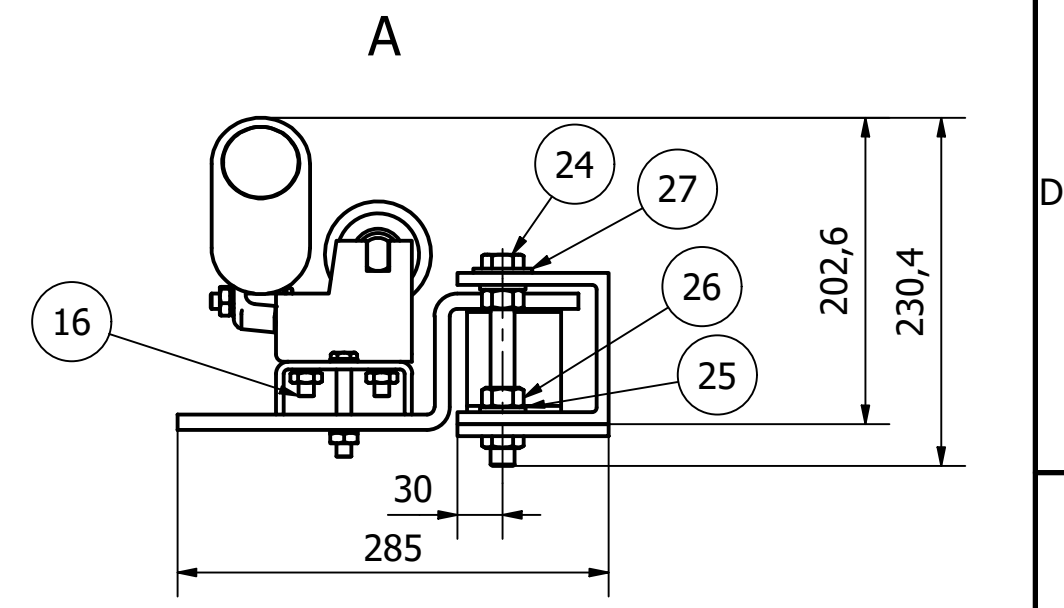
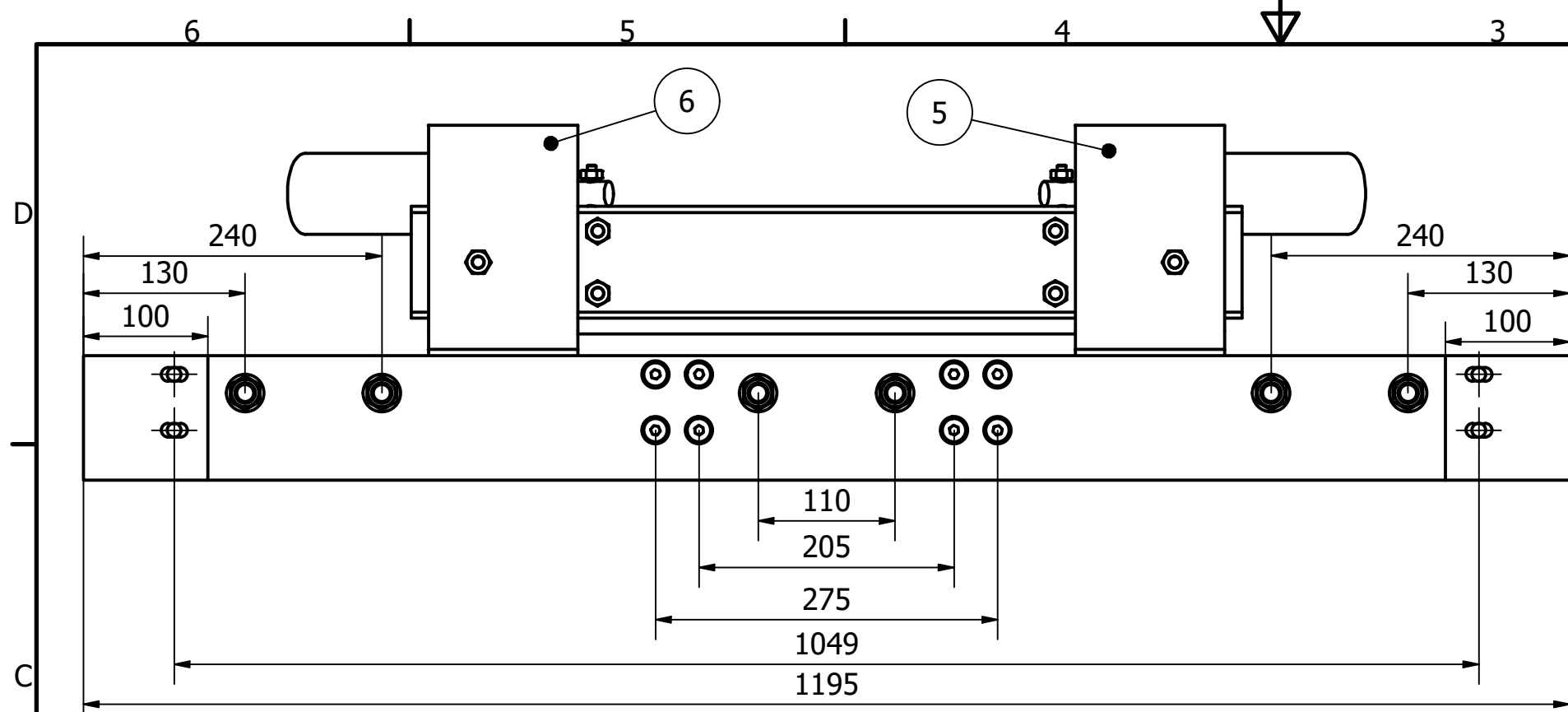
1	U-rám		ČSN 11 375	1	21,278
2	Podložka pod tenzometr		ČSN 17 240	2	0,087
3	Podložka pod tenzometr		ČSN 17 240	2	0,044
4	Tenzometr		ČSN 11 375	2	4,751
5	Z-profil pravý		ČSN 11 375	1	3,070
6	Z-profil levý		ČSN 11 375	1	3,070
7	Šroub se zápustnou hlavou s vnitřním šestihranem	ČSN 02 1144 - M10 x 50	ČSN 10 340	8	0,039
8	U-profil		ČSN 11 375	1	3,772
9	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M10	ČSN 11 423	24	0,002
10	Matice šestihranná	ČSN 02 1401 - M10	ČSN 10 340	12	0,011
11	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 65	ČSN 10 340	2	0,046
12	Šroub s půlkulatou hlavou s límcem a vnitřním šestihranem	ISO 7380FL - M10 x 50	ČSN 10 340	8	0,041
13	Držák pravý		ČSN 11 375	1	0,754
14	Držák levý		ČSN 11 375	1	0,754
15	Váleček nosný		ČSN 11 375	1	14,698
16	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 30	ČSN 10 340	8	0,025
17	Držák bočního válečku		ČSN 11 375	2	0,153
18	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 50	ČSN 10 340	2	0,037
19	Váleček boční		ČSN 11 375	2	4,371
20	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M7 x 40	ČSN 10 340	2	0,018
21	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M7	ČSN 11 423	4	0,002
22	Matice šestihranná	ČSN 02 1401 - M7	ČSN 10 340	2	0,009
23	Pevný ram		ČSN 11 375	2	0,602
POZICE	NÁZEV	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS	HMOTNOST (kg)

Měřítko	1 : 5	Hmotnost (kg)	68,668 kg	Promítání		Formát	A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Jan Rusnák		Název			Stávající vážicí stolice šířky 1.195 mm
	Datum	13.05.2023		Číslo dokumentu			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Název			Příloha č. 5
	Datum			Druh dokumentu			
				VÝKRES SESTAVY		List 1 Listů 1	



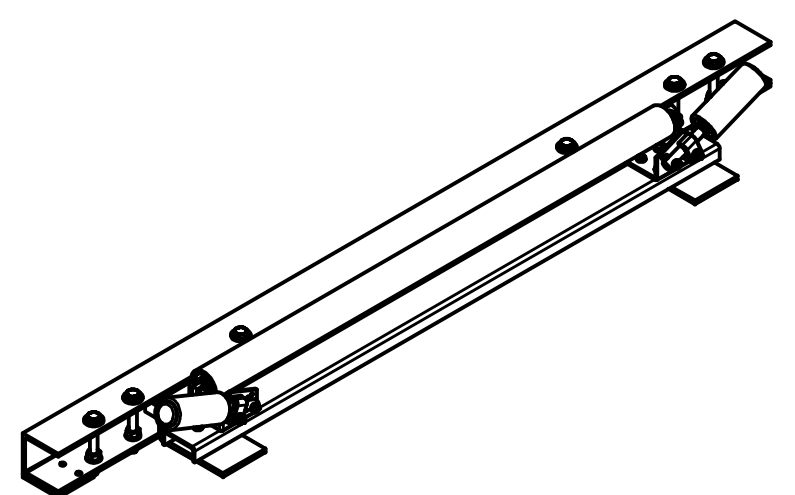
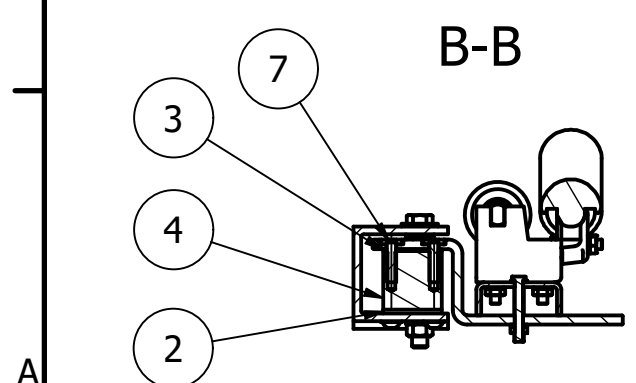
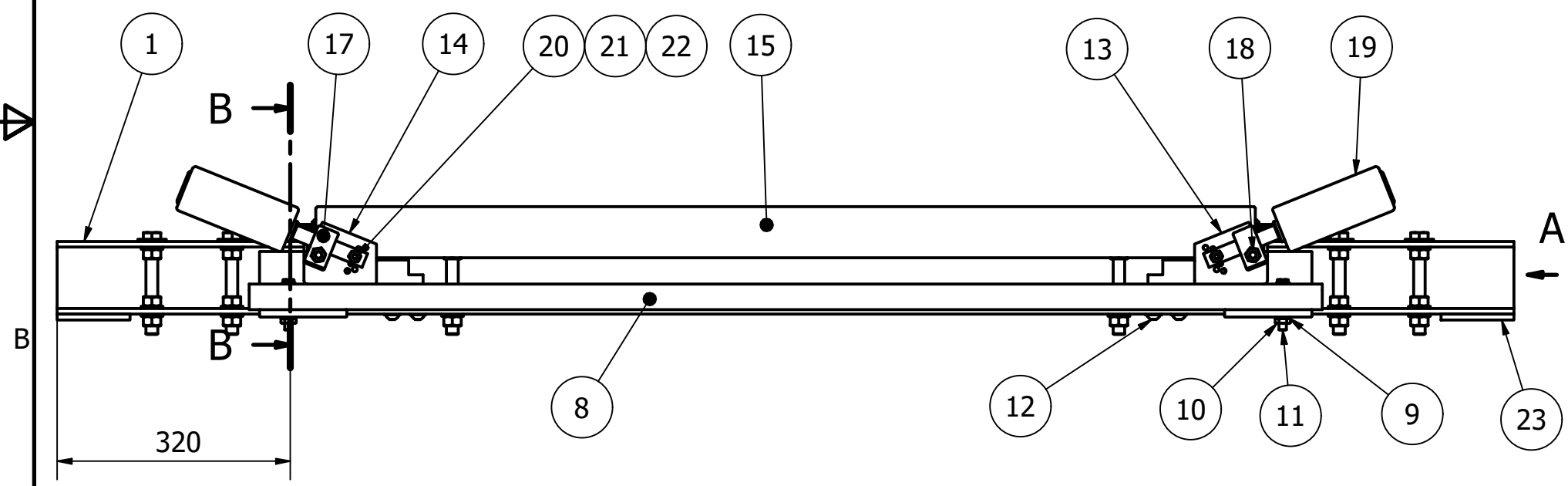
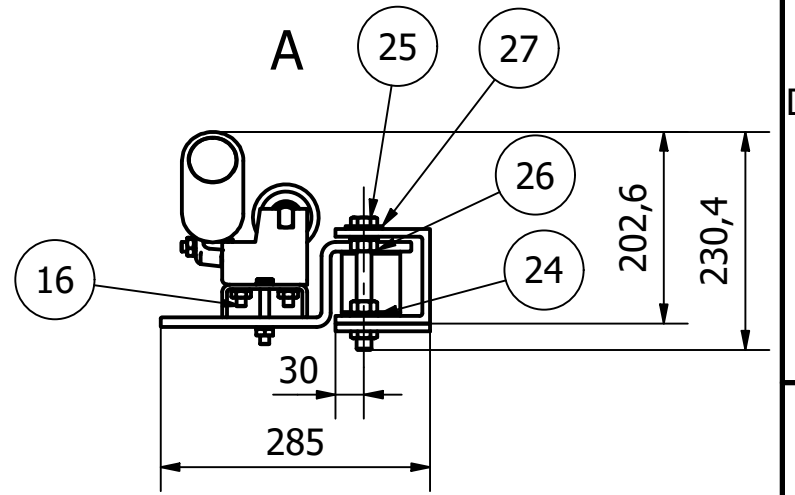
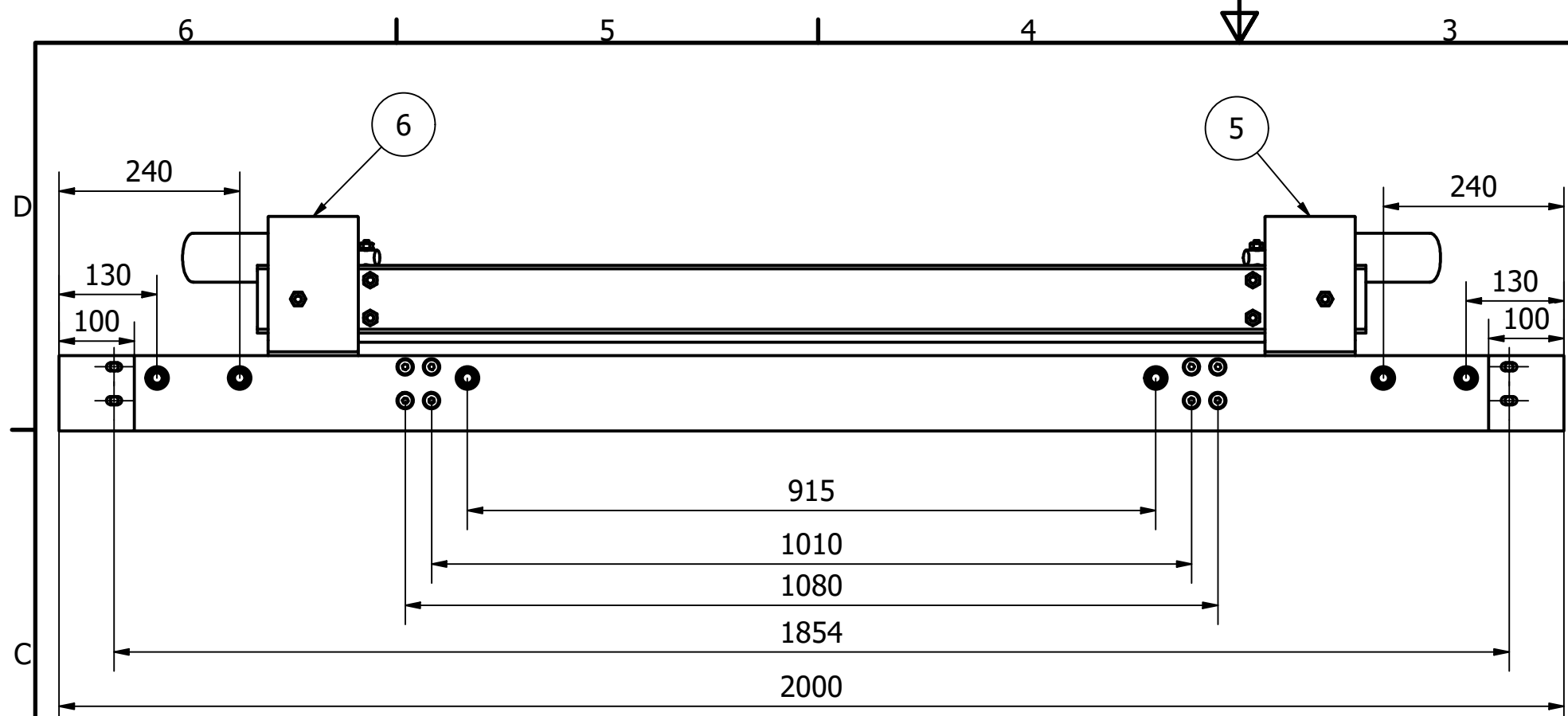
1	U-rám		ČSN 11 375	1	35,659
2	Podložka pod tenzometr		ČSN 17 240	2	0,087
3	Podložka pod tenzometr		ČSN 17 240	2	0,044
4	Tenzometr		ČSN 11 375	2	4,751
5	Z-profil pravý		ČSN 11 375	1	3,070
6	Z-profil levý		ČSN 11 375	1	3,070
7	Šroub se zápusťnou hlavou s vnitřním šestihranem	ČSN 02 1144 - M10 x 50	ČSN 10 340	8	0,039
8	U-profil		ČSN 11 375	1	8,369
9	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M10	ČSN 11 423	24	0,002
10	Matice šestihranná	ČSN 02 1401 - M10	ČSN 10 340	12	0,011
11	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 65	ČSN 10 340	2	0,046
12	Šroub s půlkulatou hlavou s limcem a vnitřním šestihranem	ISO 7380FL - M10 x 50	ČSN 10 340	8	0,041
13	Držák pravý		ČSN 11 375	1	0,756
14	Držák levý		ČSN 11 375	1	0,756
15	Váleček nosný		ČSN 11 375	1	39,017
16	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 30	ČSN 10 340	8	0,025
17	Držák bočního válečku		ČSN 11 375	2	0,153
18	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 50	ČSN 10 340	2	0,037
19	Váleček boční		ČSN 11 375	2	4,371
20	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M7 x 40	ČSN 10 340	2	0,018
21	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M7	ČSN 11 423	4	0,002
22	Matice šestihranná	ČSN 02 1401 - M7	ČSN 10 340	2	0,009
23	Pevný ram		ČSN 11 375	2	0,602
POZICE	NÁZEV	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS	HMOTNOST (kg)

Měřítko	1 : 8	Hmotnost (kg)	111,972 kg	Promítání		Formát	A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Jan Rusnák		Název Stávající vážící stolice šířky 2.000 mm			
	Datum	13.05.2023					
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Číslo dokumentu Příloha č. 6			
	Datum						
Druh dokumentu				VÝKRES SESTAVY		List 1 Listů 1	



1	U-rám		ČSN 11 375	1	21,096
2	Podložka pod tenzometr		ČSN 17 240	2	0,087
3	Podložka pod tenzometr		ČSN 17 240	2	0,044
4	Tenzometr		ČSN 11 375	2	4,751
5	Z-profil pravý		ČSN 11 375	1	3,070
6	Z-profil levý		ČSN 11 375	1	3,070
7	Šroub se zápustnou hlavou s vnitřním šestihranem	ČSN 02 1144 - M10 x 50	ČSN 10 340	8	0,039
8	U-profil		ČSN 11 375	1	3,772
9	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M10	ČSN 11 423	24	0,002
10	Matice šestihranná	ČSN 02 1401 - M10	ČSN 10 340	12	0,011
11	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 65	ČSN 10 340	2	0,046
12	Šroub s půlkulatou hlavou s límcem a vnitřním šestihranem	ISO 7380FL - M10 x 50	ČSN 10 340	8	0,041
13	Držák pravý		ČSN 11 375	1	0,754
14	Držák levý		ČSN 11 375	1	0,754
15	Váleček nosný		ČSN 11 375	1	14,698
16	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 30	ČSN 10 340	8	0,025
17	Džák bočního válečku		ČSN 11 375	2	0,153
18	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 50	ČSN 10 340	2	0,037
19	Váleček boční		ČSN 11 375	2	4,371
20	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M7 x 40	ČSN 10 340	2	0,018
21	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M7	ČSN 11 423	4	0,002
22	Matice šestihranná	ČSN 02 1401 - M7	ČSN 10 340	2	0,009
23	Pevný ram		ČSN 11 375	2	0,602
24	Šroub se šestihrannou hlavou	ČSN 02 1103 - M16 x 130	ČSN 10 340	6	0,242
25	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M16	ČSN 11 423	18	0,011
26	Matice šestihranná	ČSN 02 1401 - M16	ČSN 10 340	18	0,034
27	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M22	ČSN 11 423	6	0,018
POZICE	NÁZEV	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS	HMOTNOST (kg)

Měřítko	1 : 5	Hmotnost (kg)	70,873 kg	Promítání		Formát	A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Jan Rusnák		Název			Navržená vážicí stolice šířky 1.195 mm
	Datum	14.05.2023		Číslo dokumentu			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Příloha č. 7			
	Datum			List 1 Listů 1			
Druh dokumentu		VÝKRES SESTAVY					



1	U-rám		ČSN 11 375	1	35,478
2	Podložka pod tenzometr		ČSN 17 240	2	0,087
3	Podložka pod tenzometr		ČSN 17 240	2	0,044
4	Tenzometr		ČSN 11 375	2	4,751
5	Z-profil pravý		ČSN 11 375	1	3,070
6	Z-profil levý		ČSN 11 375	1	3,070
7	Šroub se zápusťnou hlavou s vnitřním šestihranem	ČSN 02 1144 - M10 x 50	ČSN 10 340	8	0,039
8	U-profil		ČSN 11 375	1	8,369
9	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M10	ČSN 11 423	24	0,002
10	Matice šestihřanná	ČSN 02 1401 - M10	ČSN 10 340	12	0,011
11	Šroub se šestihřannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 65	ČSN 10 340	2	0,046
12	Šroub s půlkulatou hlavou s límcem a vnitřním šestihranem	ISO 7380FL - M10 x 50	ČSN 10 340	8	0,041
13	Držák pravý		ČSN 11 375	1	0,756
14	Držák levý		ČSN 11 375	1	0,756
15	Váleček nosný		ČSN 11 375	1	39,017
16	Šroub se šestihřannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 30	ČSN 10 340	8	0,025
17	Držák bočního válečku		ČSN 11 375	2	0,153
18	Šroub se šestihřannou hlavou	ČSN 02 1103 - M10 x 50	ČSN 10 340	2	0,037
19	Váleček boční		ČSN 11 375	2	4,371
20	Šroub se šestihřannou hlavou	ČSN 02 1103 - M7 x 40	ČSN 10 340	2	0,018
21	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M7	ČSN 11 423	4	0,002
22	Matice šestihřanná	ČSN 02 1401 - M7	ČSN 10 340	2	0,009
23	Pevný ram		ČSN 11 375	2	0,602
24	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M16	ČSN 11 423	18	0,011
25	Šroub se šestihřannou hlavou	ČSN 02 1103 - M16 x 130	ČSN 10 340	6	0,242
26	Matice šestihřanná	ČSN 02 1401 - M16	ČSN 10 340	18	0,034
27	Podložka plochá	ČSN 02 1702 - M22	ČSN 11 423	6	0,018
POZICE	NÁZEV	POLOTOVAR	MATERIÁL	KS	HMOTNOST (kg)

Měřítko	1 : 8	Hmotnost (kg)	114,177 kg	Promítání		Formát	A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Jan Rusnák		Název			
	Datum	14.05.2023		Navržená vážicí stolice šířky 2.000 mm			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Číslo dokumentu			
	Datum			Příloha č. 8			
Druh dokumentu		VÝKRES SESTAVY		List 1 Listů 1			