



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KYVNÝ STŮL VE SVAŘOVNĚ KAROSERIÍ PRO
AUTOMOTIVE**

PENDULUM TABLE IN THE BODYWORK SHOP FOR AUTOMOTIVE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Branislav Lehman

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Branislav Lehman**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Kyvný stůl ve svařovně karoserií pro automotive

1 Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh kyvného stolu pro svařenec karoserie v materiálovém toku svařovny pro oblast automotive. Kyvný stůl je stabilní zařízení v materiálovém toku svařovny, na který navazují válečkové dopravníky. Kyvný poziční válečkový stůl zajišťuje přesun karoserie na skidu v horizontálním směru v daném úhlovém rozpětí.

Technické parametry a požadavky:

Pracovní takt do 60 s.

Hmotnost skidu 200 kg.

Hmotnost karoserie 650 kg.

Aktivní úhel kyvného stolu 90 °.

Celkový úhel kyvného stolu 180 °.

Pohon elektromotory.

2 Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor kyvných stolů pro oblast svařovny automotive.

Koncepční návrh kyvného stolu.

Funkční rozměrové a výkonnostní výpočty.

Upřesnění konstrukce kyvného stolu a návrh komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy kyvného stolu.

Podsestava rámu kyvného stolu.

Dílenské výrobní výkres

3 Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický,
Ph.D.děkan fakulty

ABSTRAKT

Táto bakalárska práca sa zaoberá návrhom kyvného stolu pre karosériu v materiálovom toku zvarovne v oblasti automotive. Cieľmi práce sú vytvorenie rešerše, z ktorej sa čerpajú informácie potrebné k návrhu, vykonanie potrebných rozmerových a výkonnostných výpočtov. Hlavným cieľom je vytvorenie koncepčného návrhu, voľba komponentov a vykonanie kontrolných pevnostných výpočtov. Poslednou úlohou je vytvorenie výkresovej dokumentácie pre zostavu kyvného stolu a dielenské výkresy.

KLÍČOVÁ SLOVA

kyvný stôl, skidový dopravník, automotive, valček, pojazdové kolieska, synchronne ozubené remene

ABSTRACT

This bachelor's thesis is about designing a pendulum table for the bodywork shop in the Automotive area. The aim of the work is to achieve a search from which the information necessary for the design, drawing the necessary dimensions and performance calculations is drawn. The main goal is to create a conceptual design, select components and perform control strength calculations. The last task is to create drawing documentation for the pendulum table assembly and workshop drawings.

KEYWORDS

swing table, skid conveyor, automotive, roller, castors, synchronous timing belts

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LEHMAN, B. *Kyvný stůl VE SVAŘOVNĚ KAROSERÍ PRO AUTOMOTIVE*. Brno, 2022. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 53 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 18. května 2022

.....

Branislav Lehman

PODĚKOVÁNÍ

Moje poďakovanie patrí vedúcemu mojej bakalárskej práce Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D. za pomoc a cenné rady pri vypracovaní bakalárskej práce. Taktiež by som chcel poďakovať mojim rodičom za finančné zabezpečenie môjho štúdia na vysokej škole a mojím priateľom za psychickú podporu popri štúdiu.

OBSAH

Úvod	10
1 Skidové dopravníky	12
2 Konštrukčné prvky kyvných stolov	15
3 Prenos výkonu	19
3.1 Remene	19
3.2 Pojazdové kolesá.....	21
4 Koncepčný návrh.....	24
5 Funkčné rozmerové výpočty	27
5.1 Návrh rozmerov horného rámu.....	27
5.2 Návrh rozmerov spodného rámu stolu.....	29
6 Výkonové výpočty	31
6.1 Návrh pracovného taktu.....	31
6.2 Návrh pohonu valčekovej trate	34
6.3 Návrh pohonu otáčania kyvného stolu.....	36
7 Upresnenie konštrukcie kyvného stolu a návrh komponentov	39
8 Pevnostná kontrola vybraných konštrukčných súčastí.....	43
Záver	46
Seznam použitých zkratok a symbolů.....	50
Seznam příloh	53

ÚVOD

V dnešnej dobe je výroba automobilov vo vysokej miere automatizovaná, jednotlivé procesy výroby sa vykonávajú v rôznych častiach výrobných hál a výrobky je potrebné medzi nimi prepravovať. K tomuto účelu sú používané dopravníky.

Keďže v procese výroby karosérií je potreba bezpečného, rýchleho presunu bez akéhokoľvek poškodenia, boli vyvinuté špecializované druhy dopravníkov a transportných konštrukcií iba pre tento účel.

Ich úlohou je karosériu automobilu presunúť na požadované pracovisko s čo najväčšou mierou autonómnosti bez potreby zásahu obsluhy.

Súčasnú výrobnú linku sú väčšinou usporiadané vo forme pravouhlej siete navzájom na seba naviazujúcich pracovísk. V prípade potreby zmeny orientácie karosérie alebo otočenia na dopravník nenachádzajúci sa rovnobežne v línii s predchádzajúcimi dopravníkmi je potrebné do siete dopravníkov zakomponovať špeciálne druhy dopravníkov, otočný alebo kyvný stôl.

Táto bakalárska práca sa zaoberá návrhom kyvného stolu v oblasti zvarovne. Pri návrhu je potrebné splniť požiadavky podľa zadania a zároveň postupovať podľa všetkých bežne zaužívaných spôsobov, používaných v praxi.

Pri návrhu zariadenia bez predošlých skúseností s podobnými zariadeniami je potrebné získať teoretické informácie, ktoré budú následne viesť k správne postup pri návrhu, konštrukcií a výbere správnych komponentov. Pri čerpaní teoretických informácií je nutné využívať iba overené zdroje použiteľné pri návrhu.

K teoretickej časti budú informácie o konštrukcií rámov kyvných stolov čerpané od výrobcov skidových dopravníkov, ktorý na svojich internetových stránkach a katalógoch uverejňujú základné popisy ich výrobkov aj s obrázkami, poprípade videami zobrazujúce tieto zariadenia pri testovaní alebo v praktickom využití vo výrobných podnikoch. Z týchto materiálov je možné sledovať a opísať správanie sa dopravníkov, prípadne odpozorovať jednotlivé používané konštrukčné detaily ako sú spôsoby uchytenia, použité komponenty, približné rozmery a časové rozdelenie každej činnosti. V kombinácii so znalosťami získanými pri štúdiu by mal výsledok návrhu rámu spĺňať požiadavky kladené na statické namáhanie spôsobené hmotnosťou skidu a karosérie.

Rám kyvného stolu je iba jednou z častí potrebných k úspešnej realizácii projektu. Ďalšou dôležitou časťou je výber vhodných komponentov. V dnešnej dobe nie je problém si vyhľadať väčšinu potrebných informácií na internete. V súčasnosti je možné si všetky komponenty potrebné k realizácii zaobstaráť prostredníctvom veľkých predajných portálov z celého sveta od veľkého množstva rozličných výrobcov. Avšak pri takomto spôsobe výberu komponentov sa môžu vyskytnúť rôzne problémy. Ako príklad je možné spomenúť nedostatok dostupných informácií, prípadne zbytočne zložitý spôsob ako sa k týmto informáciám dostať. Taktiež nemusí byť zaručená správnosť týchto údajov. Z toho dôvodu je najlepšie si vyberať komponenty od renomovaných výrobcov, ktorý sú ochotný poskytnúť väčšinu dát potrebných k správne výberu a implementácii prvkov do konštrukcie z ich internetových stránok a katalógov bez potreby e-mailovej komunikácie alebo kontaktovania podpory.



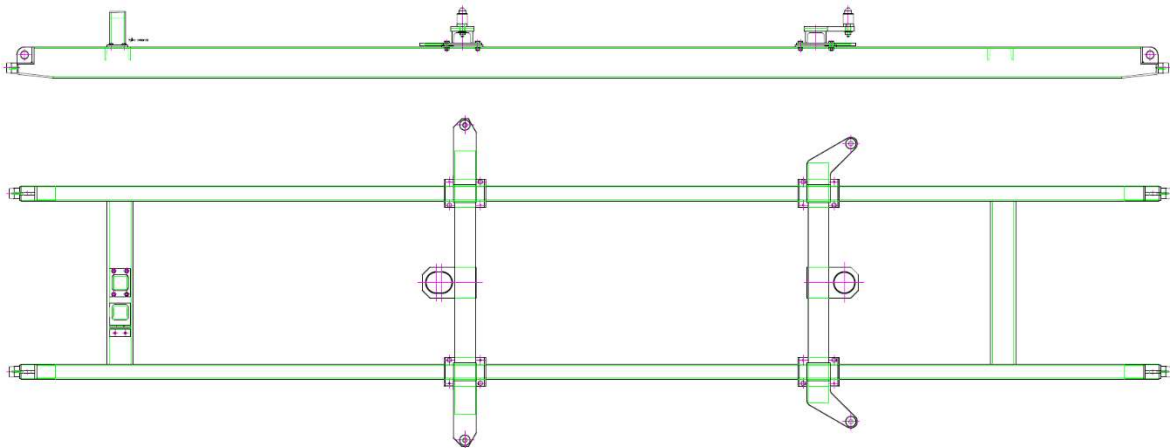
Nasledujúcimi krokmi budú upresnenie konštrukcie kyvného stolu, výkonové výpočty, pevnostné a kontrolné výpočty, založené na vedomostiach nadobudnutých počas štúdia, ktorými sa overí funkčnosť zvoleného konštrukčného riešenia.

Ako výstup konštrukčného riešenia bude vytvorená výkresová dokumentácia zostavy kyvného stolu, podzostava rámu a dielenské výkresy samostatných dielov. Pri návrhu sa bude zohľadňovať použitie, čo najväčšieho množstva bežne dostupných dielov, bez potreby individuálnej výroby.

1 SKIDOVÉ DOPRAVNÍKY

Transportný rám alebo aj skid (vyobrazený na Obrázku 1), je druh rámovej konštrukcie vyrobenej pre manipuláciu a dopravu karosérie automobilov počas výroby automobilu. Najviac sú využívané pri zváraní a lakovaní karoserií.

Konštrukcia skidu pozostáva z dvoch rovnobežných lyžín, ktoré sú spolu pri koncoch zvarené priečnikmi. Na svojich koncoch sú tieto lyžiny mierne zrazené. Na stredných priečnikoch skidu sú pripevnené špeciálne trne, ktoré zapadajú do presne definovaných miest na podlahe karosérie automobilu. Prostredné priečniky s trňmi sú k lyžinám priskrutkované.



Obrázok 1 Transportný rám

Skidový dopravník je druh dopravníka, umožňujúci presun karosérií nachádzajúcich sa na skide. Jednotlivé druhy skidových dopravníkov sa medzi sebou odlišujú činnosťou, ktorú vykonávajú pri prepravnom procese. Najčastejšie to sú (1):

1. Valčekové trate
2. Zdvíhacie zariadenia
3. Otočné a kyvné stoly
4. Priečne presuvné dopravníky
5. Priečne pásové dopravníky

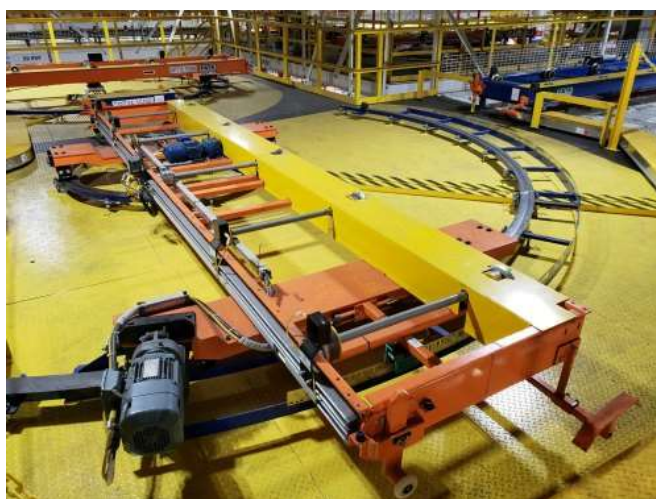
Táto bakalárska práca sa konkrétne zaoberá návrhom kyvného stolu v oblasti zvarovne. Kyvné stoly, spolu s otočnými stolmi, sú zariadenia, ktoré umožňujú otočenie karosérie uloženej na skide okolo vertikálnej osi. Ich konštrukcia je veľmi podobná, pričom rozdiely sú v polohe osi a rozsahu kyvného (otočného) pohybu.

Otočné stoly (na Obrázku 2) majú os otáčania nachádzajúcu sa v strede konštrukcie. V strede stolu sa nachádza čap otáčania. Stôl sa pohybuje na jedinej koľajnici v tvare kružnice a drží celú hmotnosť stolu so skidom a karosériou.



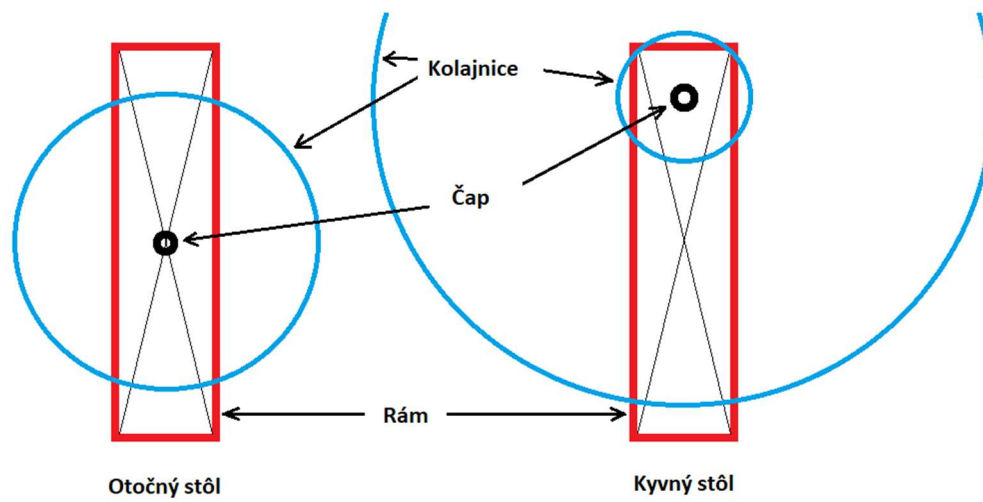
Obrázok 2 Otočný stôl[2]

Kyvné stoly (vyobrazený vpravo na obrázku 3) majú os otáčania posunutú viac k jednému z koncov rámu stola, avšak nie úplne aby pri otáčaní nezasiahol jeden z rohov stola do dopravníka. Koľajnice sú v tomto prípade dve a jedna sa nachádza bližšie k čapu otáčania, má rozsah 360° , pričom jej polomer je volený tak aby nepresahovala kružnicu opisovanú rohom rámu stola pri pohybe. Druhá koľajnica je umiestnená na opačnom konci rámu. Dĺžka koľajnice je volená takým spôsobom aby stolu umožňovala rozsah pohybu 90° alebo 180° . Koľajnice sú používané ako podpora držiaca celú hmotnosť rámu stola so skidom a karosériou, pričom pomocou jedného hnacieho kolečka otáčajú celým stolom okolo čapu. Čap zastáva v konštrukcii stolu iba úlohu udržania rámu na koľajniciach a nenesie žiadnu hmotnosť. [3],[4]



Obrázok 3 Kyvný stôl [11]

Kyvné stoly sa najčastejšie používajú v prípadoch ak nie je možné z priestorového hľadiska použitie otočného stolu alebo je potrebné otočiť karosériu so skidom, poprípade v sústave spolu s otočným stolom. Na obrázku 4 je možné vidieť inštaláciu kyvného stolu spoločne s otočným stolom, ktorý je možné vidieť v pozadí.[3]



Obrázok 4 Rozdiel medzi otočným a kvvným stolom

2 KONŠTRUKČNÉ PRVKY KYVNÝCH STOLOV

Konštrukcia oboch typov stolov pozostáva najčastejšie z hornej stolice a spodného rámu. Spodný rám zabezpečuje pohyb samotného stolu pomocou pojazdových kolečiek na kolajniciach. Horný rám zabezpečuje pohyb skidu po stole pomocou špeciálnych valčkov určených pre skidy.

Rámy bývajú najčastejšie vyrobené z tenkostenných profilov buď typu C, typu Z alebo typu Sigma. V prípade ak sú vyrobené z ocelových profilov tvárnených za tepla sú spodný a horný rám jedným a zabezpečuje obe funkcie. Rámy z tenkostenných profilov sa spájajú pomocou skrutkových spojov a rámy z ocelových nosníkov bývajú zvarané. [3],[5]



Obrázok 5 Profil typu Z [18]



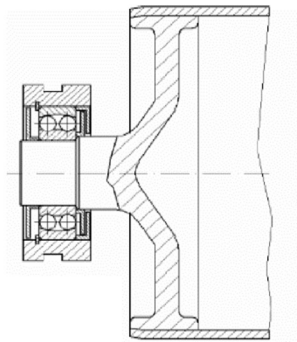
Obrázok 6 Profil typu C [19]

Valčeky

Pohyb skidu na hornej stolici umožňujú valčeky. Pri valčekových tratiach sa používa veľké množstvo druhov valčkov, rôznych konštrukcií:

1. Valček bez hriadele
2. Valček s priebežným hriadeľom
3. Valček bez tesnenia
4. Valček s labyrintovým tesnením
5. Poháňaný valček
6. Elektro valček

Voľba konkrétnej konštrukcie, spočíva v preferenciách výrobcu stolu, ktorý musí zohľadniť všetky prevádzkové parametre a špecifické vlastnosti prostredia, v ktorých budú valčeky umiestnené a aké externé vplyvy na ne budú pôsobiť. Ďalej sú potrebné zvážiť problémy súvisiace s údržbou konkrétneho riešenia ako sú dostupnosť dielov, dodacia lehota a časová náročnosť pri servise.



Obrázok 7 Rez valčekom bez hriadeľa

V prípade skidových dopravníkov sa využívajú najčastejšie valčeky s priebežným hriadeľom a integrovanými ložiskami. Toto riešenie je najjednoduchšie z hľadiska konštrukcie rámu a výberu prvkov, pretože nie je potrebné riešiť voľbu konkrétnych ložísk a ložiskových domcov, ktoré by boli použité. [6],[7]



Obrázok 8 Valček na prepravu skidov[6]

Valčeky bez hriadeľa sa používajú okrajovo, napríklad v prípade ak výrobca valčekov nie je schopný dodať konkrétny typ valčeka spolu s ložiskom, ktoré by spĺňalo naše požiadavky. Problémy môžu nastať napríklad v nízkej hodnote zaťaženia alebo ak dodávateľ nie je schopný použiť nami požadovaný typ ložiska. Môžu nastať situácie kedy je tento typ využívaný aj v prípade ak sme obmedzení v zástavbovej šírke dopravníka, keď šírka rámu musí byť čo najmenšia a použije sa stojatý ložiskový domec. Avšak takéto situácie sú pri kyvných a otočných stoloch nepravdepodobné. V takýchto situáciách je výhodné využiť riešenie s valčekom bez hriadeľa, s ložiskovými domcami a ložiskom spĺňajúcim naše požiadavky.

Pri preprave skidov so štandardnou šírkou sú najčastejšie používané dvojkoľosové valčeky. Sú vhodné práve vďaka ich vysokej odolnosti voči vplyvom prostredia, pričom znesú vysoké zaťaženia od prepravovaných objemov pri vysokom počte cyklov, čím zaručujú dlhú životnosť.

Ich konštrukcia pozostáva z bezšvovej ocelevej rúry štandardizovaného priemeru, na ktorú sú pomocou zvárania, medzi kolesami, upevnené buď zdvojené remenice, v prípade pohonu s remeňom, alebo dve ozubené kolesá, v prípade pohonu cez reťaz.

Hmotnosť skidu s karosériou je na valčeky prenášaná cez oceľové kolečká, ktoré sú navarené na trubku. Ich povrch býva upravený potiahnutím polyuretánom vysokej tvrdosti. Vďaka takejto povrchovej úprave sú kolečká odolné voči mechanickému opotrebeniu a je možné zaručiť bezpečnú prepravu skidu pri využití vysokých prepravných rýchlostí s vysokým zrýchlením, vďaka väčšiemu koeficientu trenia. Zároveň takýto povrch produkuje pri vysokých rýchlostiach nízke hodnoty hluku, čo znižuje nepríjemné zaťaženie organizmu pracovníkov vykonávajúcich svoju pracovnú činnosť v blízkosti dopravníkov. Na konce kolies je potrebné privariť nákolky, ktoré zabezpečujú presný posuv skidu. Nákolky sa používajú iba na jednom z kolies, ale z oboch jeho koncov. Toto riešenie sa používa aby sa znížila pravdepodobnosť, že sa pri prechode medzi jednotlivými valčekmi skid medzi nákolkami odráža, čo by zvýšilo zaťaženie valčekov a zároveň by produkovalo zvýšený hluk.

Na koncoch rúrky sú umiestnené jednoradové guľčkové ložiská s tesnením a doživotným mazivom. V aplikáciách, pri ktorých sa vyžaduje vyššie zaťaženie bývajú použité ihlové ložiská. Následne skrz celý valček prechádza hriadeľ vyrobený z ocele, pričom musí spĺňať všetky pevnostné požiadavky. Na koncoch sú vyvrtané diery spolu s vyfrézovaným zrazením aby bolo možné celý valček upevniť v ráme.

V prípade potreby prepravy veľmi širokých paliet alebo skidov sa používajú jednokolečkové valčeky, ktoré fungujú paralelne medzi sebou a sú umiestnené v jednom rade na jednej strane. Konštrukcia takýchto valčekov je obdobná ako pri dvojkolečkových valčekoch.[6],[7]



Obrázok 9 Jednokolesový valček[6]

Pri aplikáciách vyžadujúcich odolnosť voči vysokým teplotám je vhodné použiť oceľové dvojkolesové valčeky, pričom povrch kolies nie je potiahnutý žiadnou vrstvou. Takéto valčeky však nie je možné použiť pri vysokých posuvových rýchlostiach, vzhľadom na nízky koeficient trenia a vysokú hlučnosť, ktorú pri zvýšených rýchlostiach produkujú.

Valčeky sú k rámu upevnené buď skrz ložiská a ložiskové domce alebo, ak valčeky už obsahujú ložiská, skrz špeciálne konzoly vyrobené z oceľových výliskov upravených pozinkovaním. Popríklad je možné použitie špeciálnych nosníkov, v ktorých sú vopred vyrazené otvory pre uchytenie valčekov. [6],[7]



Obrázok 10 Konzola pre uchytie valčekov[7]

Koľajnice

Pri konštrukcii koľajníc dopravných zariadení, ktoré majú odolať zaťaženiu od kolies menšiemu ako 50 kN, sú používané najčastejšie ploché koľajnice so zrazenými alebo zaoblenými okrajmi. Koľajnice sa najčastejšie vyrábajú z ocele s minimálnou pevnosťou v ťahu 590 MPa. Bežné rozmery plochých koľajníc sú 30x40, 40x50, 30x60, 40x60 alebo 50x70 mm. Takéto koľajnice sa vyrábajú z výpalkov vyrezaných pomocou lasera z plechu požadovanej hrúbky. [8]

Bezpečnostné prvky

Konce stolov bývajú vybavené mechanizmom zaistenia proti pohybu skidu na stole a následnému zabráneniu nehody alebo zranenia. Táto poistka je v momente ak sa stôl nachádza mimo roviny dopravníka zaistená a bráni zosunu skidu. Vo chvíli ako sa stôl približuje k dopravníku, kolečko na tejto poistke nabehne na rovinu upevnenú k dopravníku a umožní posuv skidu. [3]

Priestor v okolí kyvného stola musí byť dostatočne ohradený, aby bolo zabránené vkročeniu osôb do zóny pohybu stola a následnej nehody. [3]

Remeňový rozvod je krytý ochranným plechom, zabráňujúci poškodeniu remeňa, remeník alebo poraneniu pracovníkov. [3]

Výrazné farebné nátery rozličných častí kyvného stola sa používajú pre výstrahu pracovníkov. Časti stola vykonávajúce pohyb musia byť farebne odlišené od statických častí. Na pohyblivých častiach je potrebné použiť výrazné farby. Priestor v ktorom sa pohybuje rám stola je potrebné na podlahe vyznačiť. Rozdielnou farbou je taktiež vhodné označiť časti, ktoré nie sú schopné udržať hmotnosť pracovníka a mohli by sa poškodiť pri neopatrnom zaobchádzaní. [3]

Kabeláž kyvného stola je treba viesť cez miesta v ktorých nehrozí poškodenie káblov a znefunkčnenie stola alebo ich uložiť do chráničiek. [3]

3 PRENOS VÝKONU

Výkon z motora sa na valčeky prenáša najčastejšie buď pomocou ozubených remeňov alebo reťazí. Motor sa v prípade kyvných stolov umiestňuje čo najbližšie ku strednému valčeku, aby bolo zabezpečené čo najrovnomernejšie rozloženie síl na všetky prvky. V prípadoch ak to nie je inak možné alebo je výhodnejší iný spôsob umiestnenia, tak sa môže použiť aj umiestnenie motora pri krajnom valčeku [6]

3.1 REMENE

Najčastejšie využívaný spôsob pomocou remeňa sa radí medzi mechanický nepriamy silový prevod s ohybným prevodovým členom s tvarovým stykom, tzv. synchronne remeňové prevody. Toto riešenie sa používa najmä vďaka odolnosti voči veľkým reverzným zmenám smeru pohybu a veľkej akcelerácii. Medzi ďalšie nesporné výhody sú stály prevodový pomer a fakt, že nie je potrebné veľké predpätie. Vyznačujú sa aj vysokou účinnosťou (až 99%) a tichým bezúdržbovým chodom. [9]

Konštrukcia remeňa pozostáva z niekoľkých častí: [9]

a) Ozubenie

Zaisťuje tvarový styk

b) Styková časť

Pokrýva ozubenie a je vyrobená z grafitom impregnovanej tkaniny so samomazacími schopnosťami

c) Ťažná vrstva

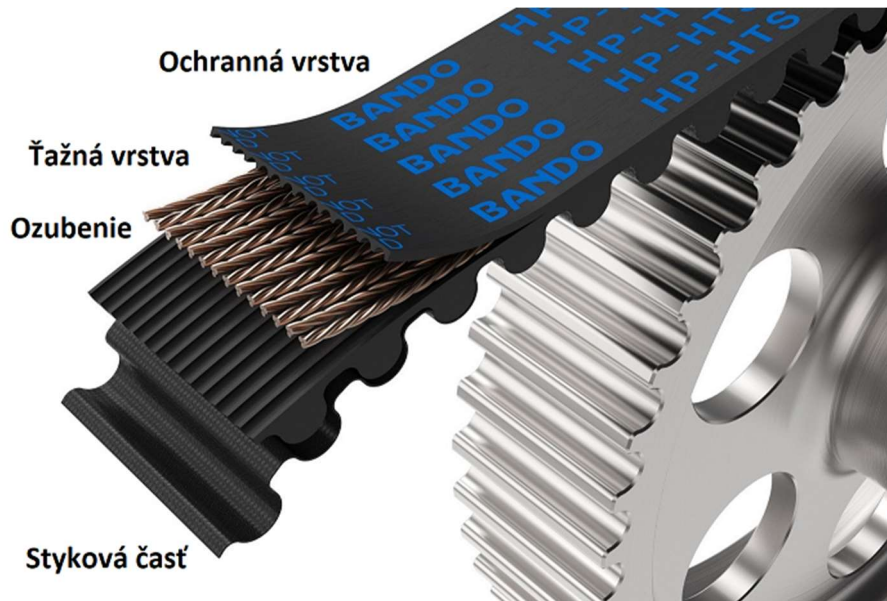
Je tvorená skrutkovito vinutými sklenenými vláknami. Jej úlohou je prenášať obvodovú silu. Nachádza sa na mieste roztečnej plochy remeňa.

d) Ochranná vrstva

Chráni remeň pred vonkajšími mechanickými alebo chemickými vplyvmi

Následne sa remene rozdeľujú podľa druhu profilu zubov. V prípade neoprénových remeňov s lichobežníkovým profilom sa používajú typy MXL, XL, L, H, XH, XXH. U polyuretánových remeňov s lichobežníkovým profilom sa vyrábajú základné profily T2,5, T5, T10, T20 alebo s vylepšenou konštrukciou AT5, AT10, AT20. [9]

Výhodnejšie je ale použitie remeňov s parabolickým profilom zubu, ktoré poskytujú prenos omnoho väčšieho výkonu, tichší chod, vyššiu životnosť vďaka výhodnejšiemu rozdeleniu síl na zube. Tieto remene sa označujú ako HTD, GT, STD, RPP, RPP PLUS, HPPD ak sú z neoprénu. Pri polyuretánových remeňoch sa používajú označenia POLYCHAIN GT a RPP PANTHER. [9]



Obrázok 11 Konštrukcia remeňa s parabolickým profilom zubu[10]

Voľba konkrétneho profilu závisí hlavne od remenic použitých na valčekoch. Použitie synchronného remeňového prevodu nie je vhodné v prostredí s vysokými teplotami (nad 100°C), ktoré by negatívne ovplyvnili životnosť remeňa. [11]

Pohon valčekov a otáčanie stola

Základným princípom pri návrhu pohonu je dodržanie energetickej rovnováhy. Motor musí svojím krútiacim momentom prekonať statické a dynamické odpory všetkých prvkov. Pre určenie dynamických odporov sa používa rovnica pre výpočet redukovaného momentu zotrvačnosti alebo redukovanú hmotnosť (3.1):

$$\frac{m_{red}v^2}{2} = \frac{I_{red}\omega^2}{2} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^p I_i \omega_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^q m_j v_j^2 \quad (3.1)$$

Výkon motora sa následne vypočíta prostredníctvom krútiaceho momentu, daného súčtom momentov potrebných k prekonaniu dynamických a statických (pasívnych) odporov, ktorý je potrebný k pohybu všetkých prvkov konštrukcie stola pri požadovanej uhlovej rýchlosti hriadeľa elektromotora.

Medzi dynamické odpory, ktoré je potrebné prekonať patria:

1. Pri posune skidu na valčekoch:

- Hmotnostné momenty zotrvačnosti valčekov, remeňov, hriadeľa spájajúceho motor s remenicou
- Hmotnosť karosérie so skidom, remeňov pri translačnom pohybe

2. Pri otáčaní celého kyvného stolu:

- Hmotnostné momenty zotrvačnosti celej kyvnej konštrukcie stolu spolu s valčkami a skidom s karosériou, pojazďovými kolečkami,...

Statické (pasívne) odpory, ktoré je potrebné prekonať:

1. **Pri posune skidu na valčekoch:**

- Valivé trenie medzi skidom a valčkami, valivé trenie v ložiskách valčekov

2. **Pri otáčaní celého kyvného stolu:**

- Valivé trenie pojazdových koliesok na koľajniciach, čapové trenie v čape stolu, trenie ložísk pojazdových koliesok

Mnohé zo statických odporov bývajú často už uvedené, napríklad ako účinnosť prevodu alebo prevodovky. V prípade dopravníkov sa najčastejšie využívajú asynchrónne elektromotory s prevodovkou riadené prostredníctvom frekvenčného meniča. Typy prevodoviek, ktoré sa používajú, sa rozdeľujú na prevodovky s paralelnými hriadeľmi a pravouhlé prevodovky. Paralelné prevodovky (zobrazená na obrázku 13) poskytujú široký rozsah prevodových pomerov. Pravouhlé prevodovky (zobrazené na obrázku 12) sú vhodné pre použitie kde je dôležitá zástavbová šírka dopravníka, keďže je ich možné pripevniť pozdĺž celého dopravníka. [12]



Obrázok 12 Pravouhlá prevodovka [16]



Obrázok 13 Paralelná prevodovka [17]

Zvolenie konkrétneho typu je vhodné konzultovať s výrobcou pohonu, ktorý je schopný na základe požiadaviek ponúknuť najideálnejšie riešenie.

3.2 POJAZDOVÉ KOLESÁ

Celú hmotnosť kyvného stolu spolu so skidom a karosériou nesú na sebe pojazdové kolesá, pohybujúce sa na koľajniciach.

Konštrukcia pojazdových kolies používaných v priemysle, pozostáva z kolesového bloku zostaveného z niekoľkých súčiastok.

Skriňa kolesového bloku je vyrobená buď z ocelového plechu, liatiny alebo nerezovej ocele (používa sa najčastejšie v chemickom, potravinárskom alebo inak agresívnom prostredí),

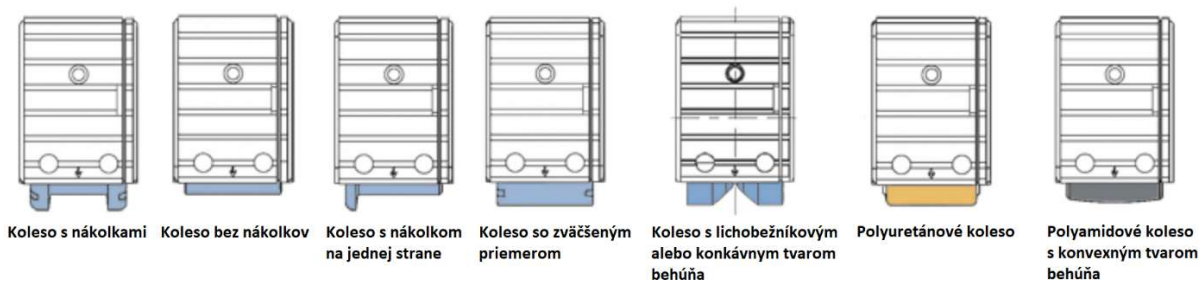
poprípade hliníka. Skriňa býva z piatich strán uzatvorená, takéto riešenie chráni koleso a ložiská voči mechanickému poškodeniu. Kontaktné plochy skrine sú opracované a spolu s montážnymi otvormi umožňujú upevnenie ku konštrukcii alebo pripavenie pomocného príslušenstva. Pre potreby servisu je možné jednu stranu skrine odmontovať a prípadne vymeniť niektorú z častí bez potreby opätovného nastavovania pozície kolesového bloku. [13],[14]

Výber kolies používaných v kolesových blokoch je potrebné zvoliť podľa typu použitých koľajníc. Výrobcovia ponúkajú niekoľko dizajnov s možnosťou voľby rôznych materiálov. Bežne používané sú kolesá s nádkami buď z oboch strán, z jednej strany alebo s jediným centrálnym nádkom. Kolesá s nádkami umožňujú nízku svetlú výšku. Ďalší typ kolesa, ktorý je využívaný pri závesných systémoch je koleso s lichobežníkovým alebo konkávnym typom behúňa. [13],[14]

Medzi najbežnejšie používané materiály pri výrobe kolies patria oceľ a tvárna liatina. Voči oceli má tvárna liatina výhody v lepšej charakteristike tlmenia vibrácií, čo umožňuje vysokú rýchlosť pohybu, spolu so samomazacou schopnosťou, ktorá pomáha znížiť trenie a opotrebenie. Prípadne je možné použitie polyuretánového náteru alebo polyamidových kolies, ak je potrebné zaistiť tichý chod, pri prenose veľkých síl bez opotrebenia koľajníc a zabezpečenie vysokej schopnosti akcelerácie.

Ako ložiská sú používané guľôčkové ložiská s doživotným mazaním, prípadne kuželíkové ložiská pre kolesové bloky odolné voči vysokému zaťaženiu. [13],[14]

Pre kyvné a otočné stoly je najvýhodnejšie použitie polyamidových kolies s konvexným tvarom behúňa. Konvexný typ behúňa je vhodné použiť vzhľadom ku polomeru zakrivenie koľajníc aby neboli veľké rozdiely obvodových rýchlostí na povrchu kolesa, čo by spôsobovalo nadmerné opotrebovanie a produkovalo zbytočný hluk. [13],[14]



Obrázok 14 Typy kolies pre kolesové bloky[13]

Ako príslušenstvo pre niektoré typy kolesových blokov je možné zvoliť aj pohonnú jednotku. Tieto pohonné jednotky sú presne navrhnuté ku konkrétnym kolesovým blokom, čo umožňuje efektívne využitie všetkých vlastností. Pohonné jednotky pozostávajú z motora, prevodovky a frekvenčného meniča umožňujúce jemnú a presnú akceleráciu s možnosťou brzdenia s precíznym nastavením do koncovej polohy. Motory s valcovým rotorom v kombinácii so zotrvačníkom sú charakteristické plochou krivkou krútiaceho momentu. Zotrvačníky upevnené blízko ku prevodovke poskytujú optimálne rozloženie ťažiska celej jednotky. [13],[14]



Obrázok 15 Pohonná jednotka pozostávajúca z kolesového bloku, paralelnej prevodovky a elektromotora[13]

4 KONCEPČNÝ NÁVRH

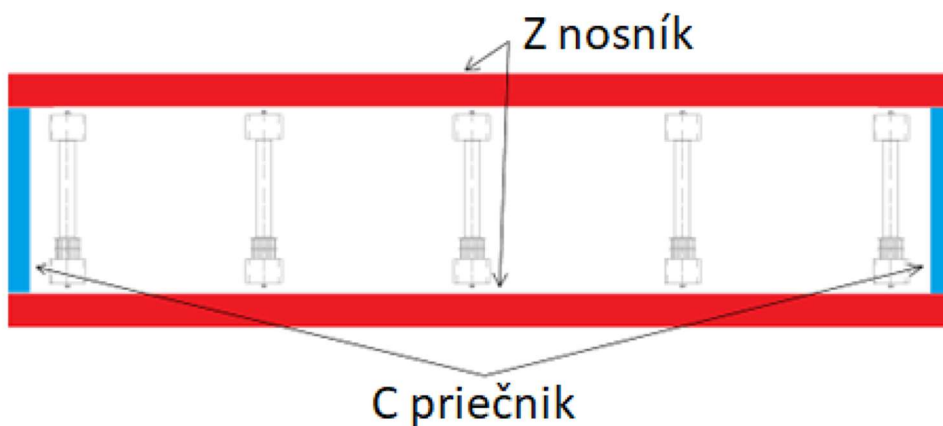
Pracovný takt stolu je 60 sekúnd. V tejto dobe sú zahrnuté všetky procesy potrebné k presunutiu skidu s karosériou.

Hmotnosť skidu je 200 kg a hmotnosť karosérie 650 kg.

Aktívny uhol je 90°. Celkový kyvný uhol 180°. Pohon celého stolu má byť zabezpečený pomocou elektromotorov.

Konštrukcia horného rámu stola

Rozmery skidu sú 4500 mm a 750 mm, so šírkou koľajníc 50 mm. Horný rám stolu bude mať rozmery podobné skidu s prihliadnutím na šírku valčekov a upevňovacie konzoly.



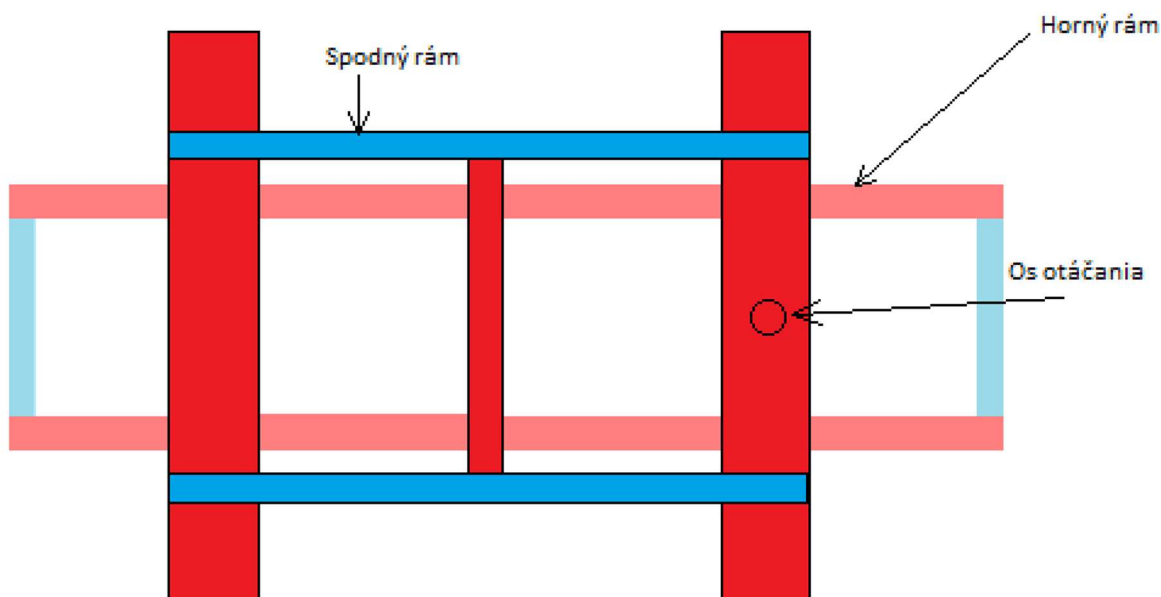
Obrázok 14 Konštrukcia horného rámu

Na stavbu horného rámu sú zvolené pre pozdĺžne nosníky profily typu Z (na obrázku 16 zobrazené červenou), s priečnikmi vytvorených z profilu typu C (na obr. 16 zobrazené modrou) a spojených pomocou skrutiek.

Konštrukcia spodného rámu stola

Spodný rám stolu (zobrazený na obr. 17 výraznými farbami) bude tvorený dvomi pozdĺžnymi nosníkmi z uzavretých štvorcových profilov (na obr. 17 ako modré), nesúcich hmotnosť karosérie na skide spolu s horným rámom stolu.

Priečniky spodného rámu sú tri (zobrazené ako červené). Krajné nesú celú hmotnosť konštrukcie kyvného stolu a prenášajú ich na pojazďové kolesá. Na výrobu krajných priečnikov sú vybrané tenkostenné profily tvaru C. Prostredný priečnik bude vyrobený z uzavretého štvorcového alebo obdĺžnikového profilu, jeho úlohou je zväčšiť tuhosť horného rámu, prenesením časti hmotnosti na spodný rám.

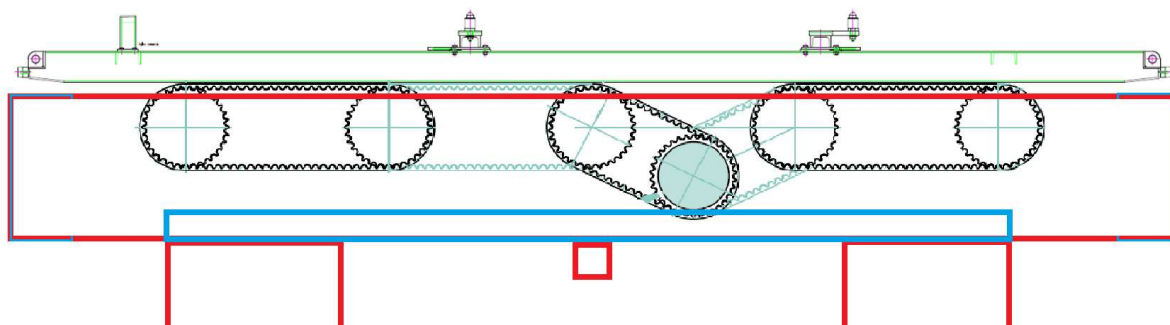


Obrázok 15 Spodný rám

Pohon skidu bude zabezpečený prostredníctvom valčekov od spoločnosti DugomRulli, kvôli množstvu uverejnených technických údajov a ľahkému prístupu k nim. Valčeky sú upevnené ku pozdĺžnym nosníkom pomocou špeciálnych konzol, ponúkaných výrobcom valčekov.

Najvýhodnejšie je použitie piatich valčekov, vďaka čomu bude skid s karosériou spočívať vždy aspoň na troch valčekoch, buď na valčekovom dopravníku alebo na kyvnom stole, ktoré umožnia plynulý posuv skidu bez rázov.

Výkon od elektromotora sa bude na valčeky prenášať prostredníctvom piatich remeňových slučiek, tvorených ozubenými remeňmi typu HTD 8M šírky 30 alebo 33 mm.



Obrázok 18 Pohon valčekovej dráhy

Pohon otáčania kyvného stolu

Stôl spočíva na štyroch pojazdových kolesách tvorených z kolesových blokov. Prvotná voľba padla na výrobcu Demag a jeho radu kolesových blokov Demag RS.

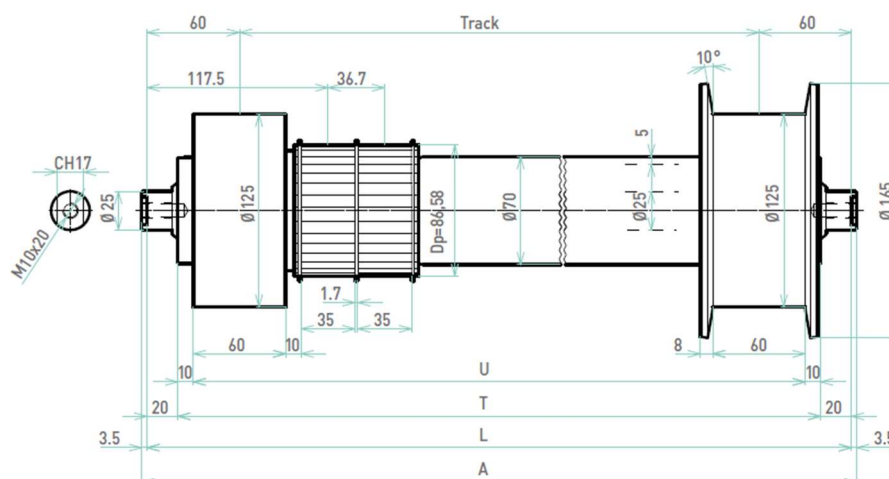
Pohon stolu zabezpečuje jeden kolesový blok, nachádzajúci sa na vonkajšej koľajnici. Výkon na kolesový blok je prenášaný cez pohonnú jednotku od výrobcu Demag. Tvorená je motorom s prevodovkou pripevnenými priamo ku kolesovému bloku.

Bezpečné udržanie stolu má na starosti čap umiestnený v strede krajného priečnika a v osi koľajnic.

5 FUNKČNÉ ROZMEROVÉ VÝPOČTY

5.1 NÁVRH ROZMEROV HORNÉHO RÁMU

Šírkový rozmer horného rámu sa odvíja od dĺžky valčeka zvoleného na základe rozchodu koľajnic skidu. Rozmerom skidu výborne zodpovedá valček od firmy DugomRulli 329833W zobrazený na obrázku nižšie.



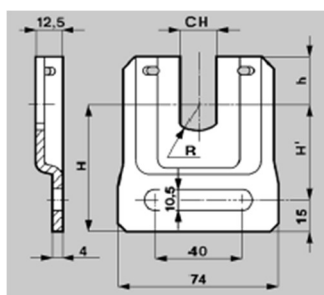
Obrázok 19 Rozmery valčeka DugomRulli 329833W [6]

V tomto prípade je rozchod koľajnic skidu zhodný z rozmerom U, od toho sa odvíjajú následne technické parametre valčeka

Tabuľka 1 Technické parametre valčeka DugomRulli 329833W [6]

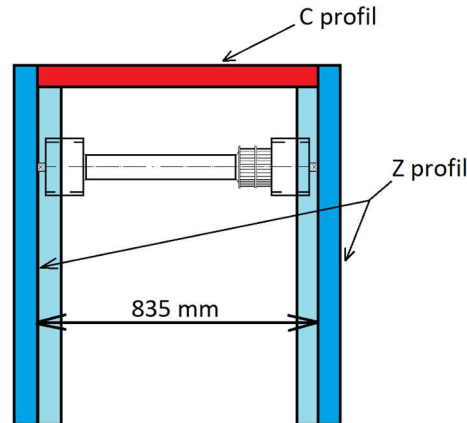
Rozchod kolies U	750	mm
Celková šírka valčeka A	817	mm
Priemer kolies	125	mm
Šírka remeníc	35	mm
Statická únosnosť valčeka	6000	N
Dynamická únosnosť pri rýchlosti $120 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$	3200	N
Priemer remeníc D_p	86,57	mm

Pri hrúbke konzol zobrazených na obrázku 20 je k upevneniu valčeka potrebná šírka horného stolu (5.1):



Obrázok 20 Upevňovacia konzola valčeka [7]

$$B = L + 2 \cdot 12,5 = 810 \text{ mm} + 25 \text{ mm} = 835 \text{ mm} \quad (5.1)$$



Obrázok 21 Šírka horného rámu

Dĺžku vnútorného rámu je potrebné odvodiť od dĺžky skidu, rozteče a počtu valčekov. Z celkovej dĺžky skidu 4500 mm je styčná plocha kolajníc, prechádzajúca po obvode valčekov dlhá 4140 mm. Pri piatich valčekoch je približná dĺžka rozteče valčekov (5.2):

$$C = \frac{a_s}{n} = \frac{4140 \text{ mm}}{4} = 1035 \text{ mm} \quad (5.2)$$

Približná dĺžka rozteče je smerodajná pri výbere dĺžky remeňov potrebných k pohonu valčekov. Približná dĺžka remeňov (5.3) je vypočítaná nasledovne:

$$O = 2C + \pi D_p = 2 \cdot 1035 \text{ mm} + \pi \cdot 86,57 \text{ mm} = 2341 \text{ mm} \quad (5.3)$$

Podľa katalógov výrobcu je potrebné vybrať rozmer remeňa najbližší k vypočítanej dĺžke remeňa. Pre tento prípad je podľa katalógu výrobcu Gates najvhodnejší remeň s názvom PowerGrip® HTD® 2272-8M-30.

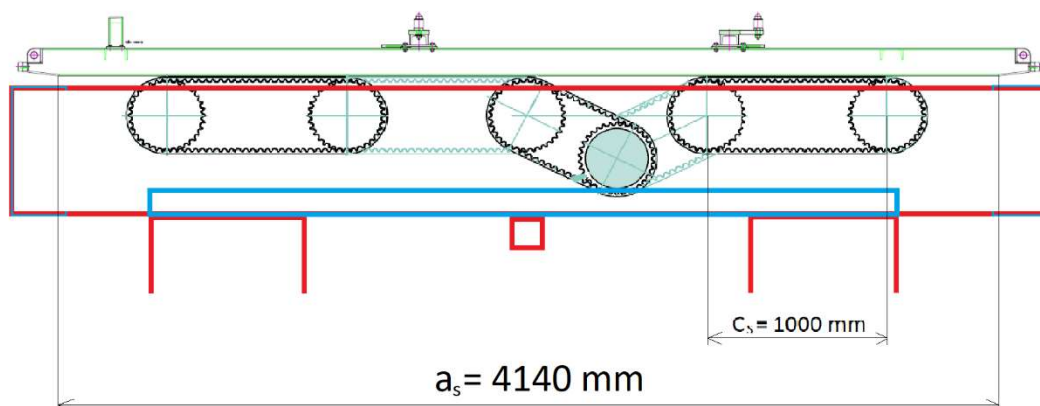
Tabuľka 2 Technické parametre remeňa Gates PowerGrip®[4]

Dĺžka remeňa	2272	mm
Rozostup zubov remeňa	8	mm
Šírka remeňa	30	mm
Počet zubov remeňa	284	-
Hmotnosť remeňa	499	g

Skutočná rozteč valčekov (5.4) a následná dĺžka valčekovej dráhy horného stolu (5.5) sa vypočíta pomocou nasledujúcich vzťahov:

$$C_s = \frac{O_R - \pi D_p}{2} = \frac{2272 - \pi \cdot 86,57}{2} = 1000 \text{ mm} \quad (5.4)$$

$$B_V = 4C_s = 4000 \text{ mm} \quad (5.5)$$



Obrázok 22 Návrh rozmerov hnacej slučky a hnaných remeňových slučiek

Keďže dĺžka valčekovej dráhy je kratšia ako skid, tak smerodajným údajom pri návrhu dĺžky horného rámu je iba samotná dĺžka skidu. Do úvahy treba zobrať aj poistný mechanizmus udržiavajúci skid s karosériou na stole. Celková dĺžka stolu by mala byť približne o niečo väčšia ako 4500 mm.

5.2 NÁVRH ROZMEROV SPODNÉHO RÁMU STOLU

Od šírky horného rámu stola 874 mm sa odvodí šírka spodného rámu. Pri výpočte rozmerov je potrebné uvažovať nad dĺžkou priečnikov a dostatočného posunutia osy otáčania od kraja stola aby pri pohybe nenastala kolízia s nadväzujúcimi dopravníkmi. Zvolená dĺžka priečnikov 1400 mm zahŕňa šírku horného rámu stola, šírku nosníkov a šírku kolesových blokov. Minimálna vzdialenosť posunutia čapu otáčania (5.6) sa následne odvodí od Pytagorovej vety:

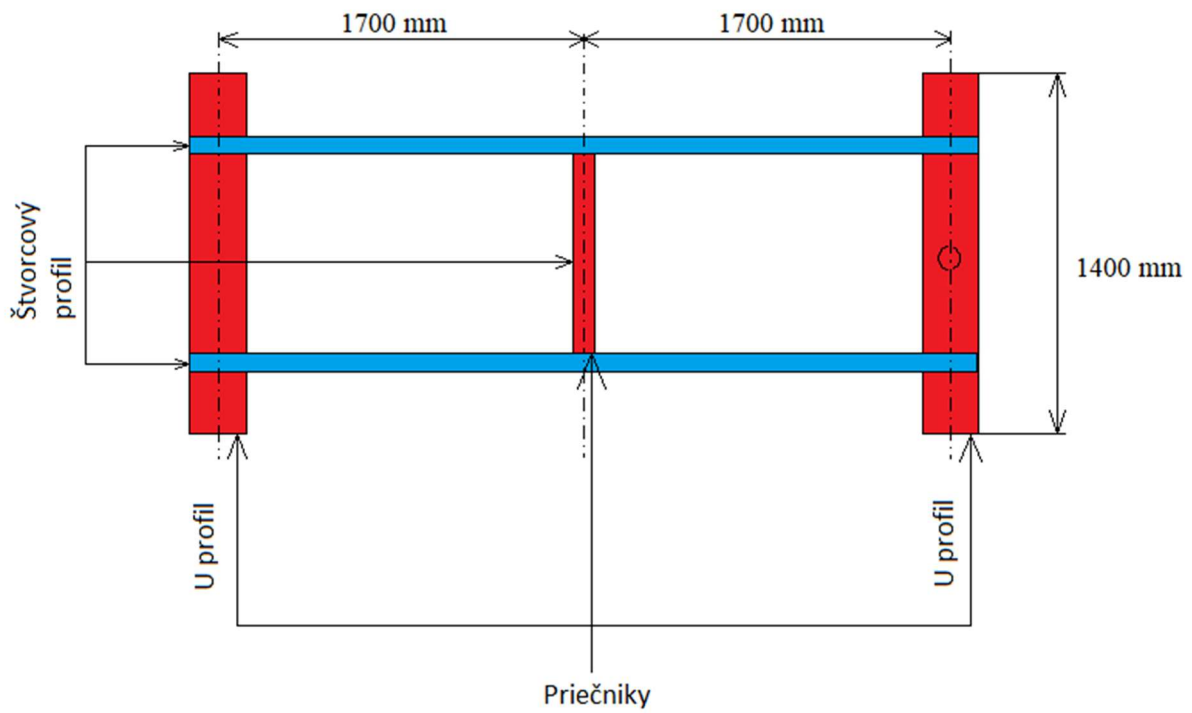
$$C_B = \sqrt{\frac{B_S^2}{2} - \frac{B^2}{2}} = \sqrt{\frac{1400^2}{2} - \frac{874^2}{2}} = 547 \text{ mm} \quad (5.6)$$

Kvôli rovnomernému rozloženiu zaťaženia je vhodné rovnaké posunutie priečnika od okraju zvoliť aj na opačnej strane stolu.

Vďaka týmto údajom je možné vypočítať dĺžku spodného rámu (5.7):

$$4500 \text{ mm} - 2 \cdot 550 \text{ mm} = 3400 \text{ mm} \quad (5.7)$$

kde: 4500 mm dĺžka horného rámu
550 mm posunutie priečnikov od okraju



Obrázok 23 Rozmery spodného rámu

6 VÝKONOVÉ VÝPOČTY

6.1 NÁVRH PRACOVNÉHO TAKTU

Pracovný proces kyvného stolu je možné rozložiť na tieto jednotlivé úlohy:

1. Príchod skidu na valčkovú trať kyvného stolu

Skid prichádza z dopravníku, ktorého maximálna rýchlosť býva $1,8 \text{ ms}^{-1}$. [11] Najkratšia doba, počas ktorej by skid dokázal prísť na stôl a bezpečne zastaviť je pri dosiahnutí hodnoty maximálneho spomalenia $1,5 \text{ ms}^{-2}$:

Čas spomalenia skidu na valčekovej dráhe (6.1)

$$t_1 = \frac{v_{max}}{a_{max}} = \frac{1,8}{1,5} = 1,2 \text{ s} \quad (6.1)$$

Dráha prejdenná skidom počas spomalenia (6.2)

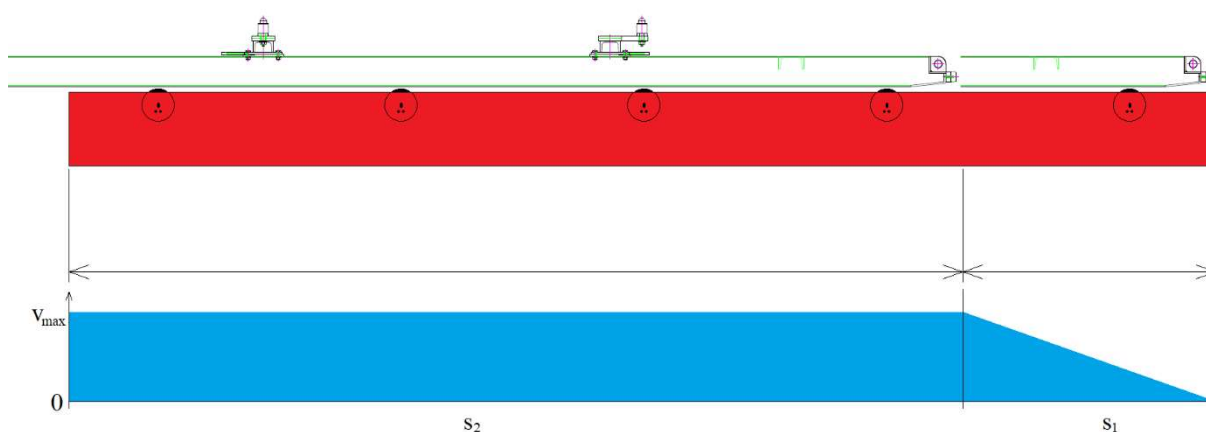
$$s_1 = \frac{1}{2} a_{max} t_1^2 = \frac{1,5 \cdot 1,2^2}{2} = 1,08 \text{ m} \quad (6.2)$$

Dráha ktorú prejde skid pri plnej rýchlosti (6.3)

$$s_2 = 4,5 - s_1 = 3,42 \text{ m} \quad (6.3)$$

Doba ktorá ubehne do momentu začiatku spomaľovania skidu na valčekovej dráhe

$$t_2 = \frac{s_2}{v_{max}} = \frac{3,42}{1,8} = 1,9 \text{ s} \quad (6.4)$$



Obrázok 24 Priebeh príchodu skidu na stôl

Minimálny čas potrebný na príchod a spomalenie skidu na stole je $3,1 \text{ s}$ (t_1+t_2). Avšak pri reálnych prevádzkových podmienkach sa využívajú nižšie rýchlosti a taktiež pre

zachovanie dlhej životnosti jednotlivých súčiastok je vhodnejšie použitie nižšej hodnoty zrýchlenia. Preto je potrebné uvažovať o čase približne 5 sekúnd

2. Potočenie kyvného stolu o 90°

Úloha potočenia kyvného stolu sa skladá zo zrýchlenia kyvného stolu, pokračuje otáčaním konštantnou uhlovou rýchlosťou a končí sa spomalením a ustavením kyvného stolu do presnej polohy. Dobu potrebnú k vykonaniu tohto procesu dokážeme približne vypočítať ak si zvolíme potrebné podmienky.

- Maximálne zrýchlenie na valčekoch neprekročí $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
- Rýchlosť akéhokoľvek bodu stola neprekročí $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Celkové zrýchlenie počas otáčania stolu by nemalo prekročiť $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ na valčekoch, najväčšie zrýchlenie bude na valčeku najvzdialenejšom od čapu otáčania. Pri výpočte je potrebné uvažovať aj nad dostredivým zrýchlením, ktoré pôsobí kolmo dotýčnicové zrýchlenie. Miesto na stole, ktoré sa bude pohybovať najväčšou rýchlosťou počas rotácie, sa nachádza najďalej od čapu otáčania a je to jeden z rohu stolu.

Polomer otáčania na mieste valčeka (6.5)

$$r_{\text{valček}} = \sqrt{(3,7 \text{ m})^2 + \left(\frac{750 \text{ mm}}{2}\right)^2} = 3719 \text{ mm} \quad (6.5)$$

Polomer otáčania na rohu stolu (6.6)

$$r_{\text{rohstolu}} = \sqrt{\left(\frac{874 \text{ mm}}{2}\right)^2 + \left(\frac{4500 \text{ mm}}{2} + 1700 \text{ mm}\right)^2} = 3974 \text{ mm} \quad (6.6)$$

Dostredivé zrýchlenie v mieste rohu stolu

$$a_d = \frac{v_{\text{max}}^2}{r_{\text{rohstolu}}} = 1,0065 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2} \quad (6.7)$$

Tečné zrýchlenie v mieste rohu stolu:

$$a_t = \sqrt{a_{\text{max}}^2 - a_d^2} = 1,1122 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad (6.8)$$

Uhlové zrýchlenie v mieste valčeka:

$$\varepsilon_{\text{valček}} = \frac{a_t}{r_{\text{valček}}} = 0,2993 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1} \quad (6.9)$$

Čas potrebný na zrýchlenie kyvného stolu na konštantnú rýchlosť:

$$t_{acc} = \frac{v_{max} r_{valček}}{r_{rohstolu} \cdot a_t} = 1,6828 \text{ s} \quad (6.10)$$

Uhlová dráha prejdenná počas zrýchľovania a spomaľovania:

$$\varphi_{acc} = \frac{1}{2} \frac{a_t}{r_{valček}} t_{acc}^2 = 48,5238^\circ \quad (6.11)$$

Uhlová dráha prejdenná konštantnou rýchlosťou

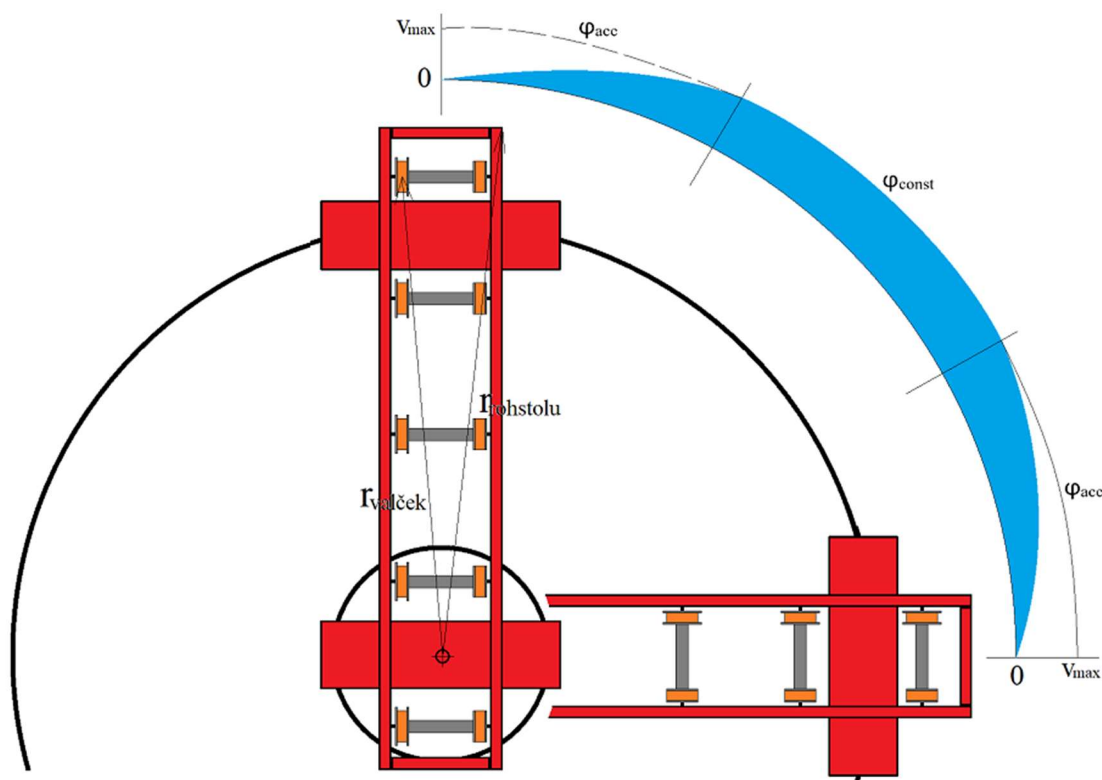
$$\varphi_{const} = 90^\circ - \varphi_{acc} = 41,4762^\circ \quad (6.12)$$

Čas potrebný na prejdennie dráhy konštantnou rýchlosťou

$$t_{const} = \frac{\varphi_{const} r_{rohstolu}}{v_{max}} = 1,4384 \text{ s} \quad (6.13)$$

Celkový čas otočenia kyvného stolu o 90°

$$t_{otáčania} = t_{const} + 2t_{acc} = 4,8 \text{ s} \quad (6.14)$$



Obrázok 25 Priebeh otáčania kyvného stolu

Minimálny čas potrebný k otočeniu stolu o 90° bol vypočítaný na 4,8 sekundy. Pri takomto čase bude na konci doby zrýchľovania vznikajú na stykovej ploche valčekov so skidom najväčšie zrýchlenie s hodnotou takmer 1,5 m·s⁻². Pri takýchto podmienkach a s ohľadom na dostatočnú časovú rezervu ostávajúcu pre dokončenie pracovného taktu, je vhodnejšie zvoliť dlhší čas pre otočenie počas bežnej prevádzky, približne 6 sekúnd. Avšak pre zabezpečenie dostatočnej výkonovej rezervy sa pri ďalších výpočtoch bude stále uvažovať s časom 4,8 s.

3. Odchod skidu z valčekovej trate stolu na nadväzujúci dopravník

Odchod skidu z kyvného stolu prebieha pri rovnakých podmienkach ako príchod skidu a z toho dôvodu bude trvať aj rovnakú dobu, 5 sekúnd.

4. Potočenie kyvného stolu o 90° do pôvodnej polohy

Otočenie kyvného stolu do pôvodnej polohy bude prebiehať už bez skidu a karosérie. Aj napriek tomu, že na valčeky už nebudú pôsobiť žiadne sily od skidu, nie je vhodné aby niektorá z častí stola sa pohybovala väčšou rýchlosťou ako 2 m·s⁻¹. Preto aj pre túto činnosť volíme čas približne 6 sekúnd.

5. Reakčný čas senzorov a riadiacej elektroniky

Pri každej zmene činnosti je potrebné počítať aj s rezervou potrebnou pre zaistenie bezpečného chodu stolu riadeného pomocou senzorov a elektroniky. Bezpečná veľkosť tejto rezervy je okolo 1 sekundy medzi jednotlivými úlohami.

6.2 NÁVRH POHONU VALČEKOVEJ TRATE

Najväčší výkon potrebný k pohonu skidu je potrebný v momente konca akcelerácie skidu, pri najvyššej rýchlosti. Výkon vypočítame pomocou rovnice redukovaného momentu zotrvačnosti, vzťahnutého na remenicu pohonu.

Tabuľka 3 Výpočtové parametre pre návrh pohonu valčekovej trate

Maximálna rýchlosť pri posuve skidu	$v_{\max\text{posuv}}$	2	m s ⁻¹
	$\omega_{\text{valček}}$	32	rad s ⁻¹
Maximálne zrýchlenie skidu s karosériou	$a_{\max\text{posuv}}$	1,5	m s ⁻²
Hmotnostný moment zotrvačnosti valčeka	$I_{\text{valček}}$	5177,3	kg mm ²
Hmotnostný moment zotrvačnosti remenice:	I_{remenica}	2967,2	kg mm ²
Hmotnosť skidu:	m_{skid}	200	kg
Hmotnosť karosérie:	$m_{\text{karoséria}}$	650	kg
Polomer valčeka	$r_{\text{valček}}$	62,5	mm
Rameno valivého odporu ocel-polyetylén	ζ	0,002	m

Výpočet redukovaného hmotnostného momentu zotrvačnosti vzťahnutého na remenicu pohonu valčekovej dráhy (6.15)

$$I_{\text{red}} = \frac{5 \cdot (I_{\text{valček}} \cdot \omega_{\text{valček}}^2) + I_{\text{remenica}} \cdot \omega_{\text{valček}}^2 + (m_{\text{skid}} + m_{\text{karoséria}}) \cdot v_{\text{skid}}^2}{\omega_{\text{valček}}^2} = 3,3492 \text{ kg m}^2 \quad (6.15)$$

Výpočet uhlového zrýchlenia remenice pohonu (6.16)

$$\varepsilon_{valček} = \frac{a_{maxposuv}}{r_{valček}} = 24 \text{ rad s}^{-2} \quad (6.16)$$

Výpočet minimálneho výkonu (6.19) potrebného k bezpečnému posuvu skidu sa vypočíta z krútiacich momentov dynamických (6.17) a statických odporov (6.18)

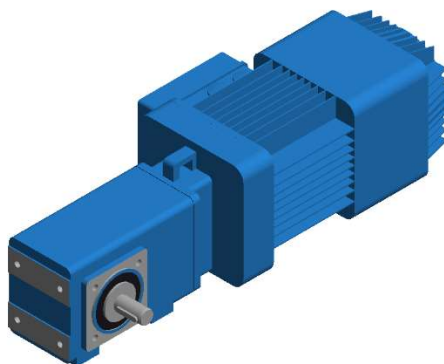
$$M_{kdyn} = I_{red} \cdot \varepsilon_{valček} = 80 \text{ Nm} \quad (6.17)$$

$$M_{kstat} = (m_{skid} + m_{karoséria}) \cdot g \cdot \zeta = 16,67 \text{ Nm} \quad (6.18)$$

$$P_{posuv} = (M_{kdynposuv} + M_{kstatposuv})\omega_{valček} = 3105,64 \text{ W} \quad (6.19)$$

Minimálny výkon potrebný k posuvu skidu by mal byť trochu väčší ako vypočítaná hodnota, z dôvodu menších strát spôsobených účinnosťou synchronného remeňového prevodu. Pri účinnosti remeňového prevodu približne 98% a šiestich slučiek sa bude uvažovať o výkone 3600 wattov.

Podľa nástroju na výber pohonov od spoločnosti Demag, je najvhodnejšia k tomuto účelu zostava zložená z motora, prevodovky a brzdy označená ako WUV 20 DD-V19.1-25-2-5.45 ZBA 100 B 4 B050 zobrazená na obrázku 26.



Obrázok 26 Zostava motora, brzdy a prevodovky

Tabuľka 4 Technické parametre pohonu valčekovej trate

Výstupní otáčky	311,9	1/min
Otáčky motoru	1700	1/min
Výkon	3,600	kW
Zaťažovateľ	60	%
Stupeň krytí motoru	IP 54	
Okolní teplota	-10...+50	°C
Prevodový poměr	5,45	-
Celková hmotnost	42	kg

6.3 NÁVRH POHONU OTÁČANIA KYVNÉHO STOLU

Minimálny výkon potrebný k otáčaniu kyvného stolu zistíme pre moment kedy kyvný stôl ešte zrýchľuje najväčším zrýchlením a blíži sa k svojej maximálnej rýchlosti

Tabuľka 5 Technické parametre pre výpočet pohonu otáčania kyvného stolu

Maximálna uhlová rýchlosť	$\omega_{\max\text{otoč}}$	0,5025	rad s ⁻¹
Maximálne uhlové zrýchlenie	$\varepsilon_{\max\text{otoč}}$	0,2993	rad s ⁻²
Uhlová rýchlosť pojazďového kolečka	$\omega_{\text{kolečko}}$	27,8392	rad s ⁻¹
Uhlové zrýchlenie pojazďového kolečka	$\varepsilon_{\text{kolečko}}$	17,7952	rad s ⁻²
Hmotnostný moment zotrvačnosti horného rámu	I_{OHR}	233,88	kg m ²
Hmotnosť horného rámu	m_{HR}	105,06	kg
Hmotnostný moment zotrvačnosti dolného rámu	I_{ODR}	208,46	kg m ²
Hmotnosť dolného rámu	m_{DR}	125,57	kg

Z dôvodu, že os rotácie sa nenachádza v mieste ťažiska, tak je potrebné si pomocou Steinerovej vety prepočítať momenty zotrvačnosti všetkých prvkov do miesta osy rotácie, ktorá sa nachádza v strede priečnika spodného rámu kyvného stola.

Moment zotrvačnosti horného rámu voči osy otáčania (6.20)

$$I_{HR} = I_{OHR} + m_{HR} \cdot d_{hr}^2 = 537,5 \text{ kg m}^2 \quad (6.20)$$

Moment zotrvačnosti dolného rámu voči osy otáčania (6.21)

$$I_{DR} = I_{ODR} + m_{DR} \cdot d_{dr}^2 = 571,4 \text{ kg m}^2 \quad (6.21)$$

Hodnota momentu zotrvačnosti karosérie vozidla so skidom (6.22) bola zvolená ako hodnota reálneho skompletizovaného vozidla s veľkosťou a hmotnosťou blízku súčtu hmotností skidu a karosérie zadaných v technických požiadavkách, následne sa uvažuje s pozíciou ťažiska v strede kyvného stola, kvôli tomu je nutné prepočítať moment zotrvačnosti voči osy rotácie (6.23). Z dôvodu veľmi nízkych hodnôt momentov zotrvačnosti príslušenstva ako sú remene a pojazďové kolesá, sa počíta iba s momentmi zotrvačnosti horného, spodného rámu a karosérie so skidom (6.24) sú tieto zložky zanedbané a ich vplyv bude zohľadnení vo výkonovej rezerve vybraného pohonu. Výkon potrebný k otáčaniu rámu (6.27) je daný prekonaním dynamických (6.25) a statických odporov (6.26).

$$I_{OK+S} = 1100 \text{ kg m}^2 \quad (6.22)$$

$$I_{K+S} = I_{OK+S} + (m_K + m_S)d_{dr}^2 = 3556,5 \text{ kg m}^2 \quad (6.23)$$

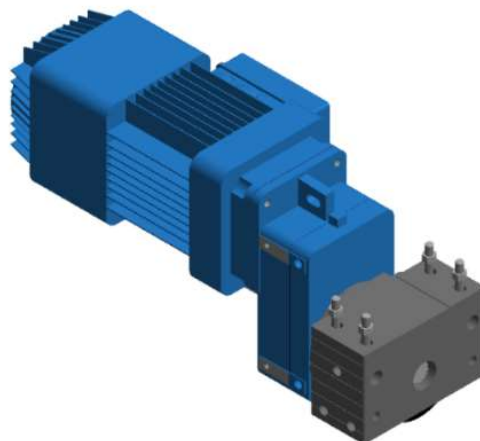
$$I_{redotoč} = \frac{I_{HR} \cdot \omega_{maxotoč}^2 + I_{DR} \cdot \omega_{maxotoč}^2 + I_{K+S} \cdot \omega_{maxotoč}^2}{\omega_{kolečko}^2} = 1,5201 \text{ kg m}^2 \quad (6.24)$$

$$M_{kdyn0} = I_{redotoč} \cdot \varepsilon_{kolečko} = 27,05 \text{ Nm} \quad (6.25)$$

$$M_{kstat0} = (m_S + m_K + m_{HR} + m_{DR}) \cdot g \cdot \zeta = 21,2 \text{ Nm} \quad (6.26)$$

$$P_{minotoč} = (M_{kdyn0} + M_{kstat0}) \cdot \omega_{kolečko} = 1343,1 \text{ W} \quad (6.27)$$

Podľa nástroju na výber pohonov od spoločnosti Demag, je najvhodnejšia k tomuto účelu zostava zložená z motora, prevodovky a brzdy označená ako DRS-125-A35-B-0-K-X-A30 AMK 30 DD-M0-35-1-5.8 ZBA 90 B 4 B020 zobrazená na obrázku 27.



Obrázok 27 Zostava motora, prevodovky a pojazďového kolesa

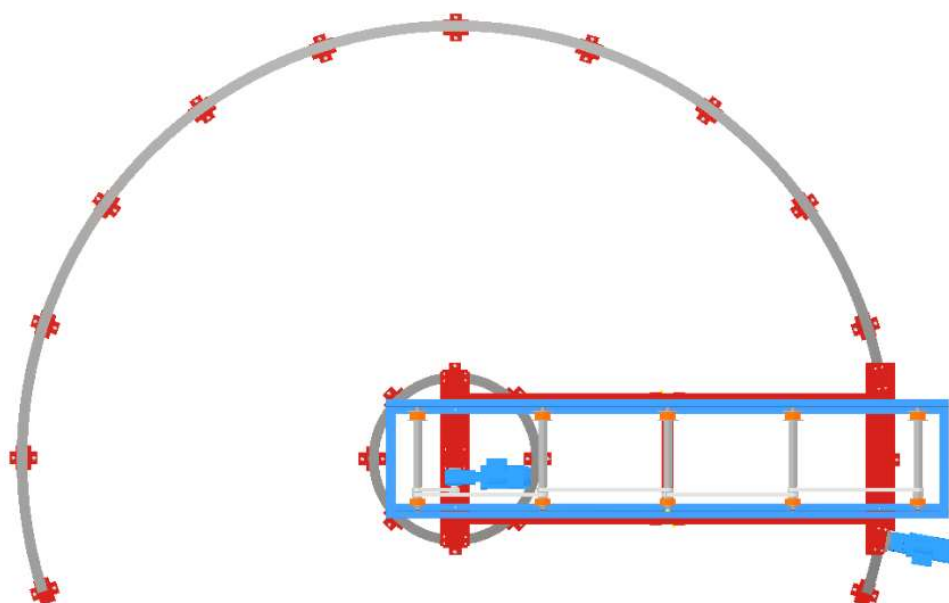
Tabuľka 6 Technické parametre pohonnej zostavy pre otáčanie klyného stola

Základní data Motor:		
Počet pólů	4	
Zatěžovatel	60	%
Výkon motoru	1,8	kW
Síťové napětí (D)	230	V
Síťové napětí (Y)	400	V
Frekvence	60	Hz
Jmenovitý počet otáček	1730	min ⁻¹
Provozní data:		
Mezní frekvence měniče	60	Hz

Výkon motoru	1,8	kW
Jmenovitý počet otáček	1730	min ⁻¹
Počet výstupních otáček	298	min ⁻¹
Ostatní data:		
Nejvyšší okolní teplota motoru s převodovkou	-10 ... 50	°C
Jmenovitý moment	9,9	Nm
Brzdňý moment	20	Nm
Napětí brzdy	400	V (AC)
	180	V (DC)
Výstupní točivý moment	57	Nm
Počet vstupních otáček (4 póly s 60 Hz)	1740	min ⁻¹
Velikost kolového bloku	125	mm

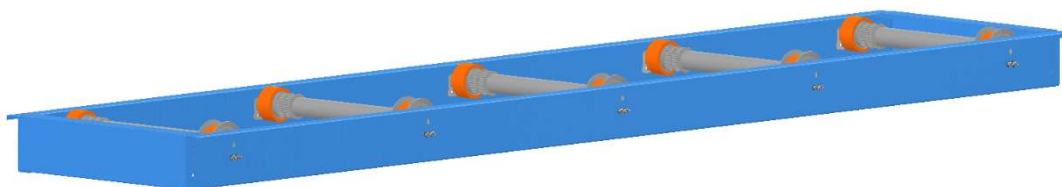
7 UPRESNENIE KONŠTRUKCIE KYVNÉHO STOLU A NÁVRH KOMPONENTOV

V programe Inventor bol podľa doposiaľ spomenutých údajov vytvorený model kyvného stola spĺňajúci požiadavky, zobrazený na obrázku nižšie



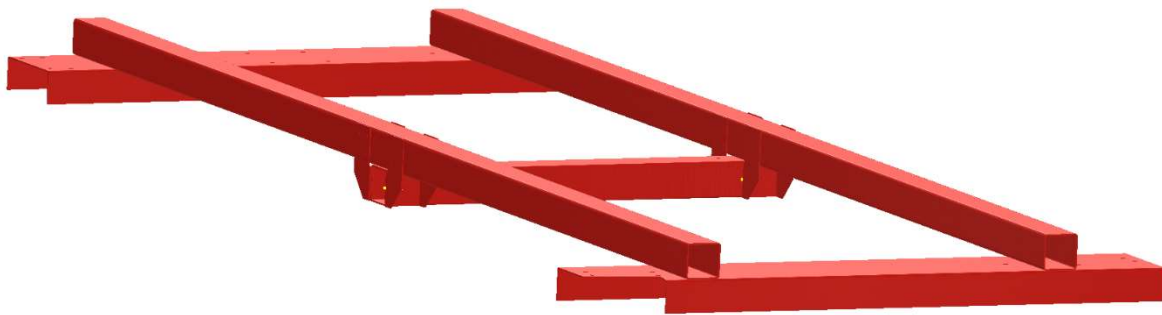
Obrázok 6 Model kyvného stola

Konštrukcia pozostáva z horného stolu skonštruovaného zo Z profilu Z200x60x18x3 a priečnikov vytvorených z C profilu C200x80x16x2 spojených pomocou skrutiek a matic. V pozdĺžnych nosníkoch sú vyvítané otvory slúžiace na upevnenie konzol držiacich valčeky. Samotný horný rám je povrchovo upravený pomocou práškovej farby.



Obrázok 7 Model horného rámu

Spodný rám je vytvorený z dvoch nosníkov štvorcového profilu označeného ako 90904 C355 a dvoch priečnikov z U profilu U240x85x3 spojených pomocou skrutkových spojov.



Obrázok 8 Spodný rám

Pre rozloženie časti zaťaženia z horného rámu na spodný je v strede umiestnený ešte jeden priečnik vytvorený taktiež zo štvorcového profilu 90904 C355. Priečnik je k pozdĺžnym nosníkom upevnený pomocou konzol vyrobených ohýbaním plechového profilu, ktoré sú následne prinitované trhacími nitmi ku pozdĺžnym nosníkom z dôvodu nevhodného prístupu a priskrutkované k priečniku.



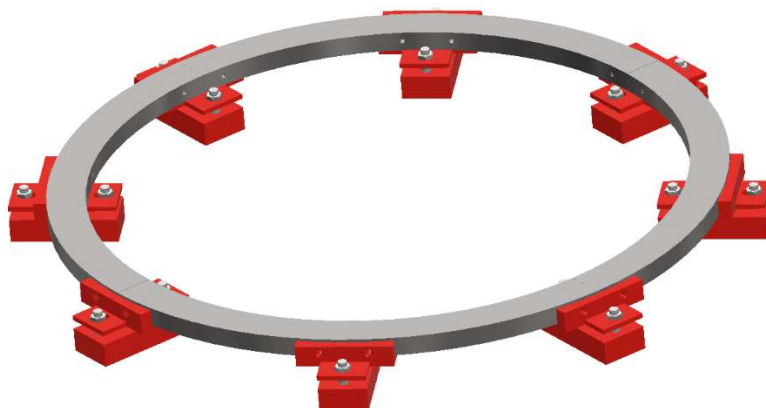
Obrázok 9 Konzola na upevnenie stredného priečnika

Kyvný stôl sa bude pohybovať po koľajniciach vytvorených z plechových výpalkov s obdĺžnikovým profilom o rozmeroch 85x40 mm. Vonkajší polomer veľkej koľajnice je 3505 mm a vonkajší priemer malej koľajnice je 1382 mm.



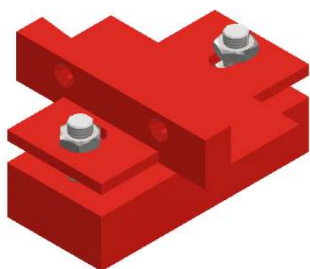
Obrázok 10 Veľká koľajnica

Veľká koľajnica bude vytvorená zo šiestich segmentov, ktoré sú vyrobené z plechových výpalkov zabezpečujúcich plochu po ktorej sa budú valiť pojazdné kolesá. Malá koľajnica je tvorená zo štyroch segmentov, pričom tie spoločne vytvárajú kružnicu.

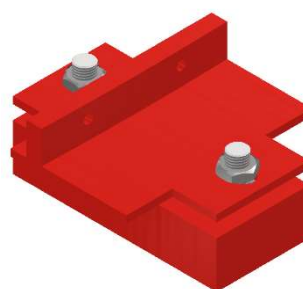


Obrázok 11 Malá koľajnica

Jednotlivé segmenty koľajníc sú na svojich koncoch a v strede zaobstarané nastaviteľnými podperami umožňujúcimi čo najdokonalejšie vyrovnanie nedokonalostí povrchu, na ktorom bude kyvný stôl inštalovaný. Koncové podpery sú medzi jednotlivými segmentami navzájom zdieľané. Podpery sú vyrobené vyfrézovaním z oceľových blokov, pričom podpery pre veľkú a malú koľajnicu sú navzájom odlišené prostredníctvom opačne umiestnených oporných plôch. Pre malú koľajnicu sa plocha nachádza na vonkajšom priemere a pri veľkej koľajnici na vnútornom, kvôli jednoduchšej montáži a dostatočnému priestoru pre pohonnú zostavu na veľkej koľajnici.

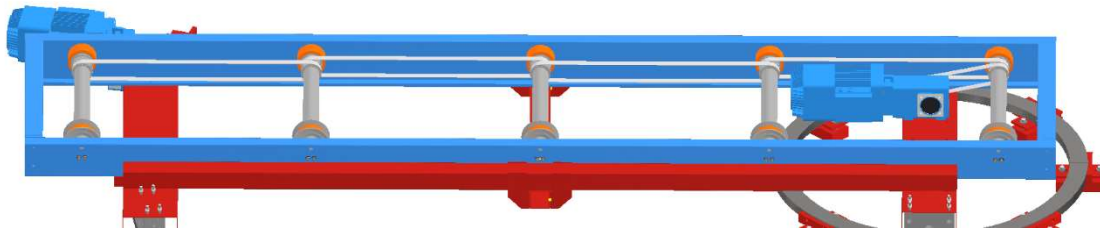


Obrázok 13 Podpera malej koľajnice



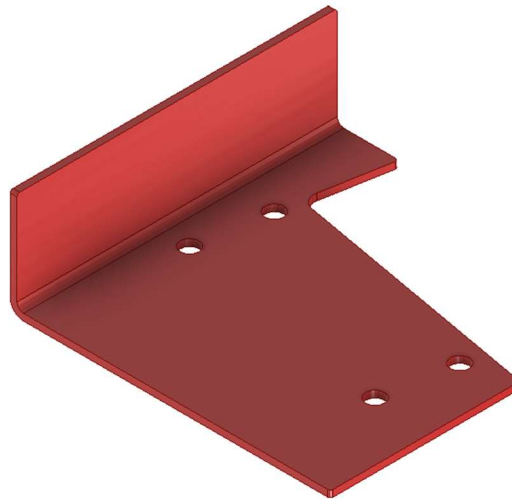
Obrázok 12 Podpera veľkej koľajnice

Pohon valčekov je oproti koncepčnému návrhu pozmenení kvôli jednoduchšej realizácii bez potreby zložitého výberu potrebných dĺžok dvoch remeňov tvoriacich hnaciu remeňovú slučku. Hnacia zostava bude upevnená na spodnom priečniku, pričom remeň bude poháňať koncový valček, z ktorého sa následne výkon bude sériovo prenášať na ostatné valčeky. Tvar remeňových slučiek je znázornený na obrázku nižšie.



Obrázok 14 Pohon valčekov

Kvôli zväčšenej koncentrácii napätia zvýšeného vyrezaním otvoru pre pohonnú sústavu kyvného stolu je potrebné zabrániť iniciácii trhliny a zabráneniu krútenia priečnika. Tejto situácií sa zabráni inštaláciou spevňujúceho dielu podporujúceho priečnik. Vyrobený je ohybom plechového výpalku s hrúbkou 5 mm.



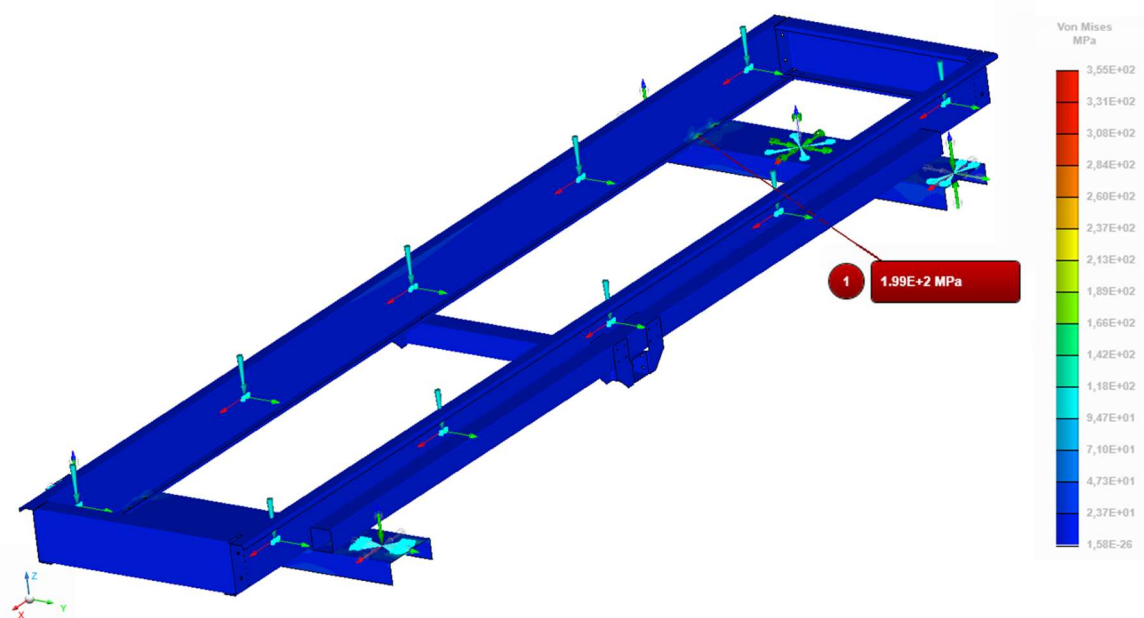
Obrázok 15 Spevňujúci plech pre výrez v priečniku kyvného stola

8 PEVNOSTNÁ KONTROLA VYBRANÝCH KONŠTRUKČNÝCH SÚČASTÍ

V prostredí MSC Apex bola vykonaná pevnostná analýza rámu kyvného stola. Priebeh analýzy spočíval v konvertovaní konštrukčnej geometrie z programu Inventor do prostredia programu MSC Apex, zjednodušením geometrie, vytvorenia výpočtovej siete prvkov, zadefinovaním spojov, zakreslenia miest reakčných účinkov a definíciou zaťaženia. Kvôli zníženiu výpočtového času boli zavedené zjednodušujúce podmienky, ktoré majú minimálny vplyv na výsledok analýzy. Pri analýze sa uvažovalo so skrutkami s vyššou medzou pružnosti ako majú konštrukčné profily použité na stavbu rámov. Hmotnosť príslušenstiev bola pripočítaná ku zaťaženiu a ich príspevok k zvýšeniu tuhosti rámu nie je uvažovaný.

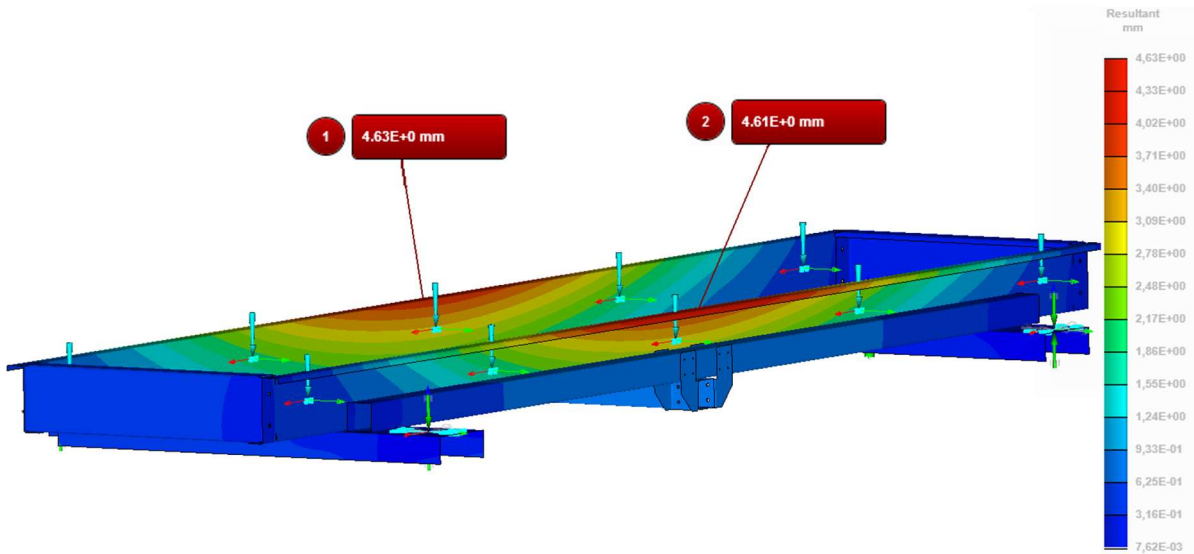
Výsledky analýzy spočiatku ukázali zvýšené koncentrácie napätia v miestach spojenia horného a dolného rámu kyvného stola, a v mieste výrezu pre pohonnú zostavu otáčania. Týmto výchýlkám bolo následne zabránené zväčšením počtu skrutkových spojov medzi horným a dolným rámom. V iniciácii trhliny na mieste pohonu sa zabránilo inštaláciou spevňujúceho plechového profilu, ktorý pohlcuje zvýšené napätie v mieste priečnika U a priamo ho prenáša na najbližší pozdĺžny nosník.

Spočiatku zvolené typy profilov sa pri analýze ukázali ako dostatočné a v žiadnom, pred analýzou uvažovanom nebezpečnom mieste (stred rámu a spojenie stredného priečnika s nosníkmi), nedošlo k prekročeniu medzného stavu pružnosti. Ako miesta s najvyššou koncentráciou napätia sa ukázali spojenia medzi horným a dolným rámom. Avšak napätia ani v týchto miestach nedosahujú viac ako 200 MPa.



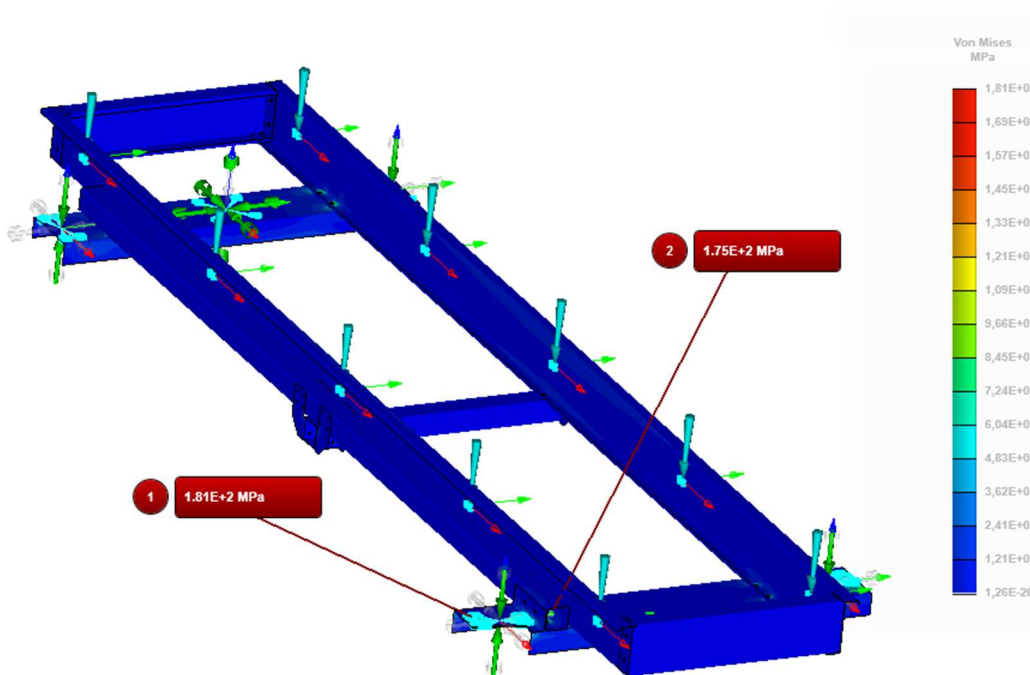
Obrázok 16 Priebeh napätia v ráme kyvného stola

Miestom pre zlepšenie sa ukázali hodnoty priehybu v strede rámu kyvného stola, ktoré dosahujú hodnôt približne 4.5 mm, zobrazených na obrázku nižšie. Priehyb stola vďaka tuhosti skidu s karosériou nepredstavuje problémy v prevádzke kyvného stola, avšak zníženie priehybu pozitívne ovplyvní životnosť všetkých komponentov použitých pri konštrukcii.



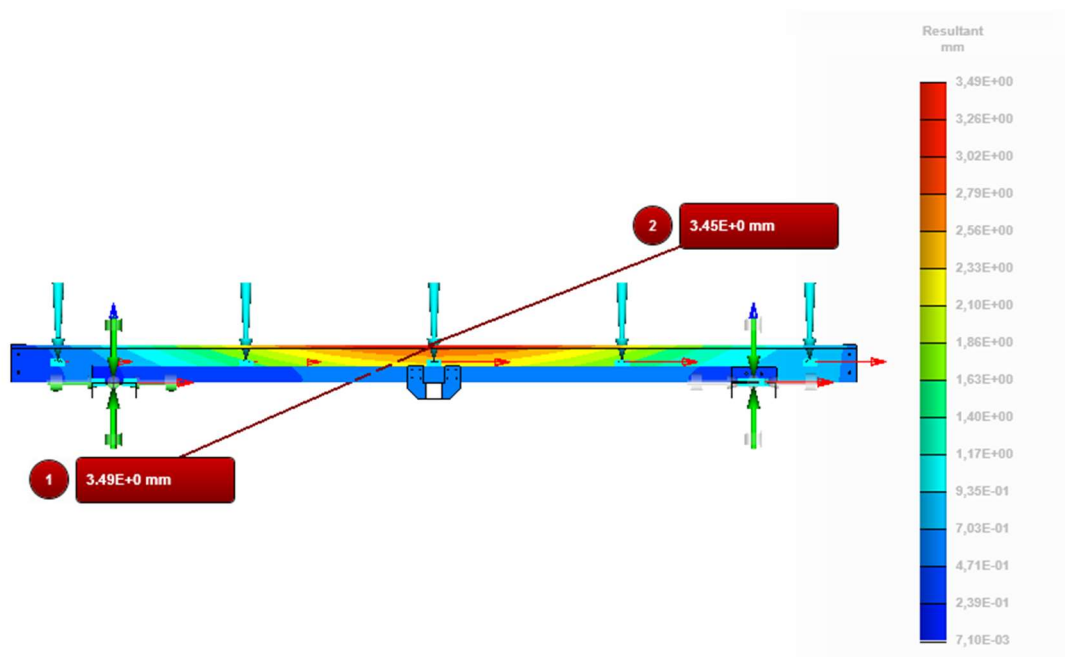
Obrázok 17 Priehyb kyvného stola pri hrúbke profilu Z 3mm

Zmenšenie priehybu sa docieli použitím nosníkov zo Z profilu z plechu o hrúbke 4 mm oproti pôvodne uvažovaným 3 mm.



Obrázok 18 Priebeg napätia kyvného stola pri hrúbke profilu Z 4 mm

Vďaka tejto zmene sa zmenšila hodnota maximálneho napätia na 181 MPa, čo pri materiály s medzou pružnosti 355 MPa, zabezpečuje dostatočnú rezervu. Zároveň sa docielilo zníženie hodnoty priehybu kyvného stola na 3,5 mm. Priebeg priehybu je možné vidieť na obrázku nižšie.



Obrázok 19 Priebeh priehybu kynného stola pri hrúbke profilu Z 4 mm

ZÁVĚR

Cieľom bakalárskej práce bol návrh kyvného stolu pre oblasť zvarovne v automotive. Požadované parametre boli schopnosť rozsahu pohybu 180° a aktívnym uhlom otáčania 90°. S pracovným taktom do 60 sekúnd.

Návrh konštrukcie stolu bol vytvorený s myšlienkou spájania konštrukčných prvkov bez potreby zvarovania a tak sa v čo najväčšej miere volili skrutkové alebo nitované spoje. Snaha použitia čo najmenšieho množstva zvarovania sa volila s ohľadom na jednoduchosť montáže a možnosť nastavenia vzájomnej polohy nosníkov kedykoľvek to bude potrebné. Taktiež kvôli vysokým hmotnostiam jednotlivých zostáv je omnoho ľahšia manipulácia s jednotlivými dielmi pri preprave na miesto inštalácie. Problém pri tomto spôsobe spájania dielov sa objavil pri pevnostnej analýze v programe MSC Apex. Tento program výrazným príspevkom znížil čas potrebný k vytvoreniu pevnostnej kontroly a taktiež zjednodušil proces úpravy návrhu pri vyskytnutí problému, voči bežným postupom. Pevnostná analýza pre zaťaženie 850 kg poukázala na lokálne koncentrácie napätia nie v miestach najväčších ohybových momentov ako bolo spočiatku predpokladané, ale v mieste spojenia horného a spodného rámu. Riešením bolo zvýšenie počtu skrutiek a tým zväčšenie plochy pre rozloženie napätia. Analýza ukázala hodnotu najväčšieho napätia na úrovni 181 MPa, čo je dostatočná hodnota pre materiál s medzou pružnosti 355 MPa. Avšak táto hodnota by mala byť v reálnych prevádzkových podmienkach ešte nižšia z dôvodu, že pri vytváraní scenáru statického zaťaženia sa neuvažovala nepriepustnosť konštrukčných geometrií nosníkov a priečnikov, výsledok teda zobrazoval iba hodnotu napätia v mieste kontaktu skrutkového spoja. V prípade potreby by bolo možné túto situáciu v realite zlepšiť privarením spevňujúcich plechov v okolí dier pre skrutky. Ďalším miestom so zvýšenou koncentráciou napätia bolo miesto výrezu v priečniku spodného rámu pre upevnenie pohonnej jednotky pozostávajúcej z motora, prevodovky a pojazďového kolečka. Toto miesto muselo byť spevnené plechovým profilom pripevneným ku priečniku a nosníku spodného rámu. V realite by bolo pravdepodobne vhodné tento diel k týmto profilom prilepiť alebo privariť.

Výber komponentov bol založený na predpoklade jednoduchej montáže a použitia minimálneho počtu dielov od rôznych výrobcov, preto napríklad výber valčekov padol na výrobcu DugomRulli, v ktorého portfóliu nebol problém si vybrať valček s požadovanou šírkou a taktiež ponúka možnosť originálneho príslušenstva ako sú upevňujúce konzoly. Pojazdové kolečká boli zvolené od výrobcu Demag vďaka jeho širokej ponuke rôznych riešení a možnosti využitia internetového konfigurátora bez potreby vyhľadávania informácií v katalógoch, zároveň ponúkol možnosť výberu pohonných jednotiek s prevodovkami. U oboch výrobcov bol aj jednoduchý spôsob získania výkresovej dokumentácie a 3D modelov použitých pri modelovaní kyvného stolu, iba konzolu pre uchytanie valčekov bolo potrebné vytvoriť ako 3D model, ktorý v čase kreslenia nebol práve dostupný na stiahnutie. Ostatné komponenty ako napríklad ozubené remene, sú štandardným artiklom bez potreby zložitého výberu.

Zostavy koľajníc sú vytvorené na základe informácií získaných z doporučených študijných materiálov. Samotná koľajnica je poskladaná z výrezkov vytvorených z plechu o hrúbke 40 mm. Na rezanie by mala byť použitá buď plazma alebo vodný lúč. Styková plocha s pojazďovými kolečkami by mala dosahovať nízku drsnosť, kvôli zníženiu opotrebovania behúňa kolies, ktoré sú pre zaistenie tichého chodu bez poskakovania vyrobeného z polyamidu a majú konkávny tvar s malou stykovou plochou. Koľajnice sú zaistené pomocou podpier vyrobených z oceľových obrobkov, vytvorených na CNC frézke, ktorých výroba by

nemala byť zložitá a je pri ich obrábaní potrebné brať ohľad iba na presnosť dvoch stykových plôch, ktoré držia koľajnice na svojom mieste. Noha podpery je vytvorená z jedného oceľového kvádra, ktorý je možný vytvoriť rezaním oceľových tyčí o príslušných rozmeroch. Spojenie medzi nohou a držiakom podpery koľajnice je realizované pomocou závitových tyčí, uchytených prostredníctvom matic, ak to je potrebné, je možné tieto podpery uchytiť do podkladu pomocou hmoždiniek alebo chemickej kotvy.

Jedným z posledných komponentov vytvorených na mieru je stredová os, udržiavajúca kyvný stôl v jednej osi, okolo ktorej sa otáča. Tento jediný komponent je potrebné zväzať, kvôli uchyteniu rúry s dierou pre uloženie na podložku. Podložka slúži zároveň ako spevňujúca plocha pre uchytenie pohonnej jednotky valčekovej dráhy. V rúre je nalisované plastové uloženie s presným otvorom pre brúsenú tyč, ktorá bude uchytená k podkladu prostredníctvom pätky, ktorá je určená pre uchytenie bránkových a bránových stĺpov na betonové podklady, čo je výrobok bežne dostupný v stavebných a záhradných obchodoch.

Výstupom je výkresová dokumentácia pozostávajúca z 25 výkresov, z ktorých je 8 výkresov zostavy a 17 dielenských výkresov vo formátoch od A4 až A2.

Výrobu kyvného stolu by bola schopná zabezpečiť menšia strojnica dielňa, s prístupom k CNC frézke a pracovníkmi schopnými vytvoriť a udržiavať riadiaci systém. Rezanie dier, napríklad na Z nosníku, je možné zabezpečiť aj prostredníctvom externého dodávateľa pomocou laseru. Pri dlhodobom prevádzkovaní by bolo vhodné použitie stredne silného zaisťovača matic, pri spojoch exponovaných opakovanému namáhaniu. Pri zostavovaní rámu aj spoločne s valčkami je potrebné sledovať dodržanie rovnobežnosti osí valčekov a zabezpečiť dostatočné predopnutie remeňov. Pozornosť je potrebné venovať aj ustaveniu polohy pojazdových kolies, ktorých osi sa musia navzájom pretínať v strede osy otáčania.

Pre dlhodobé bezproblémové prevádzkovanie je povrch konštrukčných prvkov vhodné ochrániť práškovou farbou a otvorené konce štvorcových profilov zakryť plastovými záslepkami, kvôli zabráneniu zraneniam.

Kyvný stôl podľa súčasného návrhu má kyvný uhol 180° s rozsahom aktívneho uhlu 90° . Statické zaťaženie o hodnote 850 kg nespôsobí trvalú deformáciu alebo poškodenie rámu a ani žiadnych komponentov. V prípade využitia takmer plného potenciálu pohonných jednotiek je pracovný takt 26 sekúnd. Hodnoty požadované v zadaní bakalárskej práce boli splnené.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1.] Transport Systems. Produkty. [Online] 2021. [Dátum: 29. 11 2021.] <http://www.transport-systems.sk/sk/produkty/>.
- [2.] Sturm-Gruppe. Sturm-Gruppe Conveyor Technology – Skid conveyor technology turntable and skid roller conveyors. [Online] 2022. <https://sturm-gruppe.com/wp-content/uploads/2018/04/sturm-gruppe-geschaeftsfelder-ft-skidfoerdertechnik-4.jpg>.
- [3.] FATA AUTOMATION. Products. *Skid Conveyer*. [Online] 2021. <https://fatainc.com/products/skid-conveyor/>.
- [4.] GATES. gates. *Power transmission. Synchronous belts. Rubber synchronous belts*. [Online] 2022. <https://www.gates.com/us/en/power-transmission/synchronous-belts/rubber-synchronous-belts.p.9293-000000-000000.html>.
- [5.] Xinminte Intelligent Equipment (Jiangsu). Home. *Painting Machinery. Paint Line Conveyor. SystemsGround. Skid Conveyor System*. [Online] 2021. <https://www.xmcoating.com/products/ground-skid-conveyor-system.html>.
- [6.] DUGOMRULLI. Automotive Materials Handlings and Driven Rollers. [Online] 2019. <https://www.dugomrulli.it/en/download/category/37-automotive.html?download=108:automotive>.
- [7.] DUGOMRULLI. Unit Handling. *C32 PROFILATI FORATI E SUPPORTI PER RULLIERE*. [Online] 2017. <https://www.dugomrulli.it/en/download/category/6-carichi-isolati.html?download=146:bored-beams-and-supports>.
- [8.] BIGOŠ Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení, Vyd. 1*. Košice : TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. ISBN 9788055311876.
- [9.] SHIGLEY Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš. *Konstruování strojních součástí*. [prekl.] Martin HARTL. s.l. : VUTIMUM, 2010. ISBN 9788021426290.
- [10.] BANDO. Produkt. *HTS Riemen HTD Profil*. [Online] 2022. <https://bando.de/produkt/hts-riemen-htd-profil/>.
- [11.] CONTINENTAL. Home Products & Solutions. *Power Transmission*. [Online] 2021. <https://www.continental-industry.com/en/solutions/power-transmission/industrial-applications/drive-belts/synchronous-belts/products/product-range/conti-synchrobelts>.
- [12.] ORIENTAL MOTOR. Applications. *Conveyor Belt*. [Online] 2020.
- [13.] DEMAG. Demag wheels systems. [Online] 2021. https://dds.demagcranes.com/DDS/servlet/com.demagcranes.dds.getPDF?IdentNr=20872244_EN_DE.
- [14.] STAHL. Wheel blocks Product information. *STAHL CraneSystems GmbH*. [Online] 2019.



- [15.] CENTRAL CONVEYOR. Automotive. *Skid Conveyor*. [Online] 2021. <http://centralconveyor.com/automotive/skid-conveyor/>.
- [16.] Indiamart. Indiamart. *0.5 To 25 Hp Helical Bevel Right Angle Gearbox*. [Online] 2022. <https://www.indiamart.com/proddetail/helical-bevel-right-angle-gearbox-20659537833.html>.
- [17.] Power Transmission World. Mechanics. *Parallel shaft gearboxes: welcome RB13!* [Online] 2022. <https://www.powertransmissionworld.com/parallel-shaft-gearboxes-welcome-rb13/>.
- [18.] Hekim Profile. Products. *Z Profile Section*. [Online] 2022. [20.05.2022]. <https://www.hekimprofile.com/z-profile>
- [19.] Hekim Profile. Products. *C Profile Section*. [Online] 2022. [20.05.2022]. <https://www.hekimprofile.com/c-profile>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_d	$[m \cdot s^{-2}]$	dostredivé zrýchlenie spôsobené rotáciou stolu pri najvyššej uhlovej rýchlosti
a_{max}	$[m \cdot s^{-2}]$	maximálne zrýchlenie/spomalenie schopné preniest' valčekmi
a_{max}	$[m \cdot s^{-2}]$	maximálne zrýchlenie, ktoré by malo na valček počas otáčania pôsobiť
a_s	$[mm]$	dĺžka styčnej plochy koľajníc skidu
a_t	$[m \cdot s^{-2}]$	dotyčnicové zrýchlenie na valčeku
B	$[mm]$	celková šírka horného rámu stola
B_V	$[mm]$	dĺžka valčekovej dráhy
C	$[mm]$	približná dĺžka rozteče valčekov
C_S	$[mm]$	skutočná rozteč valčekov
d_{dr}	$[m]$	Veľkosť posunutia osy rotácie od ťažiska dolného rámu
d_{dr}	$[m]$	Veľkosť posunutia osy rotácie od ťažiska karosérie so skidom
d_{hr}	$[m]$	Veľkosť posunutia osy rotácie od ťažiska horného rámu
D_P	$[mm]$	priemer remeník valčeka
D_P	$[mm]$	priemer remeník valčeka
I_{DR}	$[kg \cdot m^2]$	Hmotnostný moment zotrvačnosti dolného rámu k osy rotácie
I_{HR}	$[kg \cdot m^2]$	Hmotnostný moment zotrvačnosti horného rámu k osy rotácie
I_i	$[kg \cdot m^2]$	polárny moment zotrvačnosti i-tého prvku
I_{K+S}	$[kg \cdot m^2]$	Hmotnostný moment zotrvačnosti karosérie so skidom voči osy rotácie
I_{OK+S}	$[kg \cdot m^2]$	Hmotnostný moment zotrvačnosti karosérie so skidom
I_{red}	$[kg \cdot m^2]$	polárny moment zotrvačnosti
$I_{redotoč}$	$[kg \cdot m^2]$	Redukovaný moment zotrvačnosti k pojazdovému kolečku
L	$[mm]$	celková šírka valčeka
m_j	$[kg]$	hmotnosť j-tého prvku

M_{kdynO}	[Nm]	časť krútiaceho momentu motoru k prekonaniu dynamických odporov
$M_{\text{kdynposuv}}$	[Nm]	časť krútiaceho momentu motoru k prekonaniu dynamických odporov
M_{kstatO}	[Nm]	časť krútiaceho momentu motoru k prekonaniu statických odporov spôsobených valivým trením pojazdových kolies
$M_{\text{kstatposuv}}$	[Nm]	časť krútiaceho momentu motoru k prekonaniu statických odporov
O	[mm]	približná dĺžka remeňa
O_R	[mm]	katalógová dĺžka remeňa
$P_{\text{minotoč}}$	[W]	výkon potrebný na otočenie stolu
P_{posuv}	[W]	minimálny výkon potrebný k posuvu skidu
r_{rohstolu}	[mm]	vzdialenosť rohu stolu od čapu otáčania
$r_{\text{valček}}$	[mm]	vzdialenosť kolečka krajného valčeka od čapu otáčania
s_1	[m]	dráha potrebná na spomalenie skidu
s_2	[m]	dráha prejdená skidom po moment začiatku spomalenia
t_1	[s]	doba potrebná pre spomalenie skidu z maximálnej rýchlosti
t_2	[s]	doba potrebná k prejdeniu skidu po moment začiatku spomalenia
t_{acc}	[s]	čas potrebný k zrýchleniu alebo spomaleniu rotácie stola
t_{const}	[s]	čas, počas ktorého stôl prejde časť uhlovej dráhy konštantnou rýchlosťou
$t_{\text{otáčania}}$	[s]	celkový čas potrebný k otočeniu stolu o 90°
v	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rýchlosť
v_j	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rýchlosť j-tého prvku
v_{max}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximálna rýchlosť
v_{max}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximálna tečná rýchlosť rohu stola počas rotácie
$\varepsilon_{\text{valček}}$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximálne uhlové zrýchlenie pri otáčaní
ζ	[m]	rameno valivého odporu medzi polyamidom a oceľou

ϕ_{acc}	[°]	veľkosť uhlovej dráhy, ktorú stôl prejde počas zrýchlenia a spomalenia
ϕ_{const}	[°]	veľkosť uhlovej dráhy, prejdenej konštantnou rýchlosťou, potrebnej k dokončeniu procesu
ω	[rad·s ⁻¹]	uhlová rýchlosť
ω_i	[rad·s ⁻¹]	uhlová rýchlosť i-tého prvku



SEZNAM PŘÍLOH

2-3pSSZ/2-24/00

3-3pSSZ/2-24/01

2-3pSSZ/2-24/02

3-3pSSZ/2-24/03

3-3pSSZ/2-24/04

3-3pSSZ/2-24/05

4-3pSSZ/2-24/06

3-3pSSZ/2-24/07

3-3pSSZ/2-24/08

3-3pSSZ/2-24/09

3-3pSSZ/2-24/10

3-3pSSZ/2-24/11

2-3pSSZ/2-24/12

3-3pSSZ/2-24/13

2-3pSSZ/2-24/14

3-3pSSZ/2-24/15

3-3pSSZ/2-24/16

3-3pSSZ/2-24/17

4-3pSSZ/2-24/18

4-3pSSZ/2-24/19

3-3pSSZ/2-24/20

4-3pSSZ/2-24/21

4-3pSSZ/2-24/22

4-3pSSZ/2-24/23

4-3pSSZ/2-24/24