

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra

Školní rok: 1993/94

sklářských a keramických strojů

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro Radka Martinovského

obor 23-17-8 Konstrukce strojů a zařízení

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: **Zařízení k předlisu speciálních skel**

Zásady pro vypracování:

Při výrobě vrstvených (lepených) skel se provádí ohřev bloku skel proložených fólií a jeho následné stlačení, tzv. předlis. Stávající zařízení k předlisu speciálních skel není vyhovující z hlediska obtížné ruční manipulace a problémy s nastavováním požadovaných parametrů předlisu. Navrhované zařízení má umožnit ohřev bloku skla proloženého fólií a následný předlis skel max. velikosti 700 x 500 mm s tloušťkou bloku 4 až 80 mm a hmotností max. 70 kg.

Okolem Vaší DP bude:

1. Rozbor současného stavu problematiky ohřevu a předlisu spec. skel se zaměřením na formulaci technických podmínek nového zařízení.
2. Alternativní studie koncepčního uspořádání a řešení hlavních podskupin.
3. Konstrukční řešení vybrané alternativy formou sestavných výkresů s důrazem na řešení mechanismu a pohonu předlisovacích válců (podsestavy).
4. Technickoeconomické zhodnocení přínosu navrhovaného řešení.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ

Univerzitní knihovna

Voroněžská 1329, Liberec 1

PSČ 461 17

RSK ISK

V/121/949

Rozsah grafických prací: cca 40 - 50 stran textu doplněné
příslušnými obrázky, grafy, výpočty
a výkresovou dokumentací

Rozsah průvodní zprávy: a výkresovou dokumentací

Seznam odborné literatury:

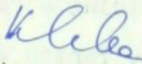
- /1/ Prospektové materiály zahraničních firem
- /2/ Katalogy pneu prvků, vedení, pohonů a pod.
- /3/ Chvála, B. a kol.: Automatizace, SNTL/ALFA Praha 198
- /4/ Ženíšek, J. - Jenkut, M.: Výrobní stroje a zařízení,
SNTL Praha 1990
- /5/ Zenhula, K.: Čidla průmyslových robotů, SNTL Praha 1

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. František Novotný, CSc.**

Konzultant: **Ing. Strůna - technolog provozovny Connex
Glavunion, a. s. Teplice**

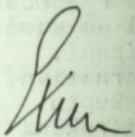
Zadání diplomové práce: **27. 10. 1993**

Termín odevzdání diplomové práce: **27. 5. 1994**


Vedoucí katedry

Doc. Ing. Vladimír Klebsa, CSc.




Děkan

Prof. Ing. Jaroslav Exner

V Liberci

dne **27. 10. 1993**

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval
samostatně s použitím uvedené literatury

V Liberci dne 27. května 1994

Radek Martinovský

Předem chci poděkovat všem, kteří mi poskytli
při vypracování diplomové práce cenné rady a konkrétní
přípomínky, zejména pak vedoucímu diplomové práce
Doc. Ing. Františkovi Novotnému, CSc.

OBSAH

Seznam použitých symbolů a značek	7
ÚVOD	9
ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU	11
2.1. Výrobní zařízení používaná pro předlis dvojskel	11
2.2. Analýza činnosti pracoviště předlisu speciálních skel	12
2.3. Konstrukce současného předlisu	13
2.4. Konstrukce současné picky	13
2.5. Formulace požadavků na nové zařízení	14
KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ PŘEDLISU SPECIÁLNÍCH SKEL	15
3.1. Volba uspořádání pracoviště předlisu speciálních skel	15
3.2. Rozdělení sestavy na samostatné podskupiny a uzly	18
3.3. Alternativy řešení jednotlivých konstrukčních celků	18
3.3.1. Nastavení mezery pomocí ozubeného hřebene a pastorku	19
3.3.2. Nastavení mezery pomocí posuvného klínu	20
3.3.3. Nastavení polohy pomocí vačky a kladky	21
3.3.4. Nastavení polohy pomocí stavěcího šroubu a matice	22
3.3.5. Nastavení polohy hydraulickými proporcionálními válci	23
3.4. Indikace polohy - systém LIMAT	24
3.5. Vyhodnocení a výběr nejvhodnější varianty	24
3.6. Volba pomocných dopravníků	25
KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘEDLISU SPECIÁLNÍCH SKEL	27
4.1. Návrh a konstrukce předlisovacích válců	27
4.1.1. Kontrola válce na ohyb	28
4.1.2. Kontrola průhybu válce	29
4.1.3. Výpočet uložení válců	29
4.1.4. Výpočet zatěžovacích momentů předlisovacích válců	30
4.1.5. Návrh a výpočet pohonu	31
4.1.6. Výpočet řemenových převodů předlisovacích válců	32
4.1.7. Volba a výpočet napínacího pneumotoru	34
4.2. Návrh a výpočet pneumatických motorů přitlaku	35
4.3. Nastavování mezery	37
4.3.1. Výpočet geometrie vačky	37

4.3.2.Návrh pohonu vaček	38
4.3.3.Návrh a výpočet řemenového převodu	39
4.4.Návrh brzdy	40
4.4.2.Volba a kontrola hydraulického válce	41
4.4.3.Výpočet pneumatického válce	42
4.5.Návrh a popis pneumatického výkonového obvodu předlisu	42
4.6.Konstrukce pomocných dopravníků	44
4.6.1.Návrh základních rozměrů dopravníku	44
4.6.2.Výpočet uložení dopravníku	45
4.6.3.Návrh a kontrola ložisek válečku	45
4.7.Popis konstrukčního řešení podle ovládacího panelu	46
4.7.1.Poloha válců	46
4.7.2.Nastavení přtlaku	48
4.7.3.Pohyb skla	49
4.7.4.Hlavní vypínač	49
TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	51
ZÁVĚR	52

Seznam použité literatury

Přílohy

Seznam použitých symbolů a značek

t	teplota, tloušťka, rozteč
d, D	průměry
c, L, l	délky
h	výška
n	otáčky
b	šířka
a	osová vzdálenost
q	poměrné zatížení
Q	zatěžující síla
R	reakce, poloměr
r	poloměr
M_o	moment ohybový
M, M_k	moment kroutící
σ_o	napětí v ohybu
W_o	průřezový modul
E	modul pružnosti
J	osový moment setrvačnosti
y	průhyb
F_e	ekvivalentní síla
F_r	radiální síla
F_a	axiální síla
V, X, Y	konstanty
C	dynamická únosnost, kapacita spojového válce
C_o	statická únosnost
L_h	trvanlivost ložiska
m	konstanta, hmotnost
s_o	statická bezpečnost
x	délka
σ_{∞}	dovolené namáhání v ohybu
σ_e	ekvivalentní napětí
k	bezpečnost
e	excentricita

Δt	rozdíl tloušťky
P	výkon
v	rychlost
i	převodový poměr
f_0, f_s, f_r	konstanty
f	koeficient tření
z	počet zubů
d, D_k	vnější kružnice řemenice
B	šířka řemene
U	síla v řemeni
p	provozní tlak,
p_p	pneumatický tlak
p_H	hydraulický tlak
S	plocha
S_1, S_2	koeficienty
h_z	výška zubu řemene
z_z	počet zubů řemene v záběru
α	úhel
φ	úhel pootočení vačky
g	gravitační zrychlení
ω	úhlová rychlost
Y	označení solenoidu

1. ÚVOD

A.s. Glavunion je součástí nadnárodní společnosti Glaverbel a je monopolním výrobcem plochého skla v České republice s širokými exportními možnostmi a s realizací značného procenta výrobků na vývoz.

Ve snaze maximálně zhodnotit vyráběné tabule plochého skla realizuje a.s. Glavunion ve svých divizích širokou modernizaci zpracovatelských postupů tak, aby bylo možno vložit více práce do výrobků a lépe je tak zhodnotit. Značnou částí zpracovávaného sortimentu jsou lepená skla v divizi CONEX, která představují jednak standardní výrobky, určené zejména pro průmysl automobilový jak tuzemský, tak i na vývoz. Vedle těchto standardních výrobků rostou požadavky na okrajový nestandardní sortiment speciálních lepených skel, např. neprůstřelných skel, skel pro vojenské účely, skel pro stavební aplikace s širokou možností využití ve stavebním průmyslu, realizaci architektonických záměrů apod. Výroba speciálních vrstvených skel je realizována v současné době na zastaralém zařízení, které neumožňuje obsáhnout celý požadovaný sortiment, neumožňuje obsluhu potřebný komfort a navíc je pro těžší kusy v rozporu s ergonomickými předpisy pro obsluhu realizovanou převážně ženami.

Úkolem mé diplomové práce je navrhnout zařízení pro předlis těchto speciálních skel tak, že musí být dosaženo zadáním požadovaných technických podmínek a zároveň musí být usnadněna činnost obsluhy a rozšířen zpracovávaný sortiment.

Úvodní část práce je věnována rozboru současného stavu, kde byl proveden popis výrobních zařízení na předlis dvojskel standardních formátů a analýza činnosti pracoviště k předlisu speciálních skel. Na tomto základě byly formulovány požadavky na nové zařízení a v kapitole 3 bylo provedeno koncepční řešení zařízení předlisu ve variantách. Zhodnocením variant byla navržena nejvhodnější alternativa ke konstrukčnímu realizaci.

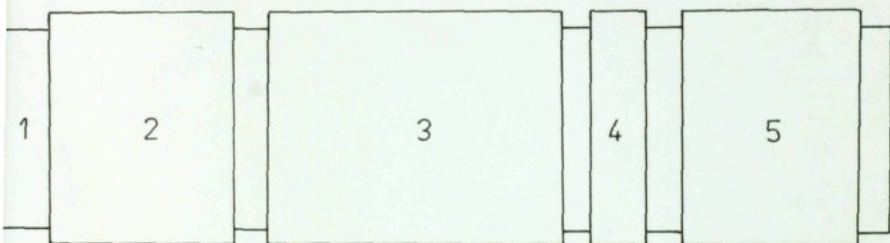
Těžištěm práce je kapitola 4, která je věnována konstrukčnímu řešení zařízení pro předlis. Je zde proveden konstrukční návrh jednotlivých uzlů doplněný příslušnými výpočty se zaměřením na pohon, na uložení, na pevnostní řešení lisovacích válců, a vstupního a výstupního dopravníku. Zásadní pozornost je věnována pneumatickému výkonovému obvodu a

požadavkům kladeným na řídicí elektrický obvod, s popisem činnosti obvodu, předpisem pro obsluhu a vymezením základních bezpečnostních podmínek.

V závěru je provedeno technicko-ekonomické zhodnocení přínosu navrhovaného řešení a naznačena možnost dalšího postupu mechanizace operací, které byly v práci řešeny pouze okrajově.

2.1.Výrobní zařízení používaná pro předlis dvojskel

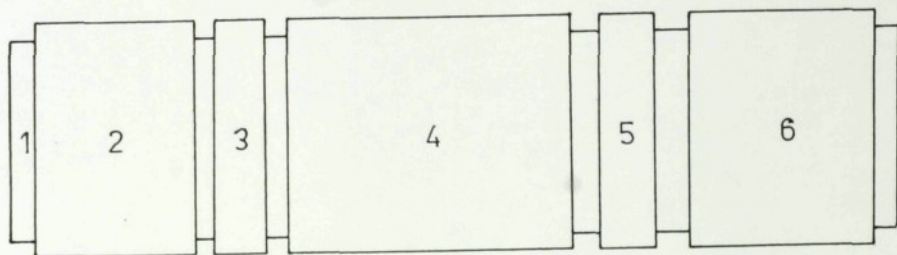
Pro předlis velkých plošných skleněných tabulí existuje v závodu několik již fungujících zařízení. Tato zařízení neumožňují zpracovat tak široký sortiment zvláště menší formáty skel o větším počtu vrstev. Všechna tato zařízení mají totiž vlastní válečkový dopravník určující roztečemi válečků minimální rozměry skel takové velikosti, které jsou větší než požadovaný běžný formát bloků skel zpracovaných na současném předlisu speciálních skel. Jedno z řešení je znázorněno na obrázku 1.



Obr.1 Válečkový dopravník

Jde v podstatě o souvislý válečkový dopravník 1, na který jsou v manipulačním prostoru 2 navrstveny vrstvy skla a folií, v topném pásmu 3 se blok skla prohřeje na určitou teplotu, pak projde předlisovacími válci 4 a na konci je celý blok odebrán obsluhou v místě 5. Toto pracoviště je určeno pro bloky dvojskel o rozměrech maximálně 800x1000 mm a tloušťkách do 60mm.

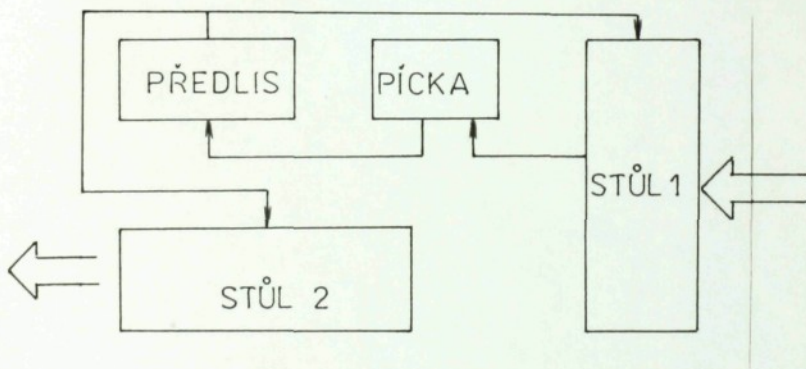
Pro ještě větší rozměry až do 2000*2500mm si závod pořídil linku TAMGLAS(obr.3), která má vrstvení skel 2 a odebrání hotových bloků 6 automatizováno pomocnými manipulátory. Navíc se od předchozího zařízení liší i v tom, že před vstupem do topného pásma 4 je umístěn první předlis 3 a za topnou částí, kde se blok ohřívá, je umístěn předlis druhý 5. Tím je docíleno u tak rozměrných bloků lepší využití předlisovacích sil a snížení rizika neodvzdušněných částí folie.



obr.3 Schema TAMGLASU

2.2. Analýza činnosti pracoviště předlisu speciálních skel

V současné době je předlis všech speciálních skel prováděn na ručně obsluhovaném pracovišti. Rozměry těchto skel jsou různé od malých kruhových sklíček o průměru asi 80 mm složených ze 2-3 vrstev až po velké plošné bloky skel o rozměrech 700*500mm a tloušťkách až 80 mm.

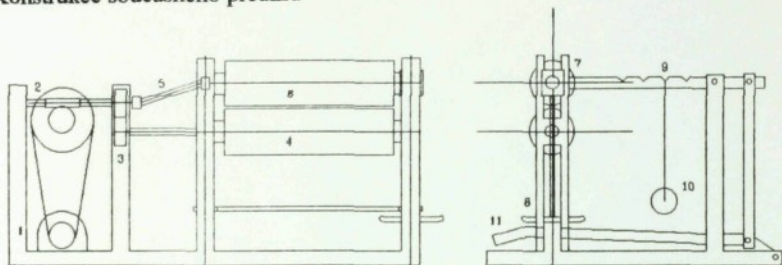


Obr.1 Schema pracoviště

Celý pracovní postup začíná na stole 1 očištěním skel od prachu a chloupků a po očištění se na spodní sklo položí folie zbavená rovněž všech nečistot, která je větší o 15 až 20 mm než rozměry skla. Na folii se položí druhé očištěné sklo a celý blok se po oříznutí přebytečné folie vloží do pícky. Ta se uzavře a po určité době, kdy se blok prohřívá asi na teplotu 50-70°C, se opět otevře a blok se vyndá. Vsune se mezi dva pogumované válce předlisu, které se otáčejí tak, že blok skla mezi sebe vtahují. Průchodem bloku

mezi válci se z folie postupně vytěšňuje vzduch a skla tím k folii přilnou. Po průchodu předlisem se skla zkontrolují průhledem, zda se vytěšnil všechen vzduch a jestli se sklo někde neporušilo. Po kontrole se blok buď uschová k expedici na stole 2 nebo se na něj postupně navrství další vrstvy folií a skel a nechá se po prohřátí opět procházet předlisem.

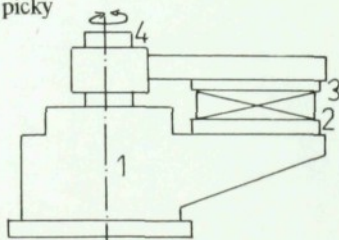
2.3. Konstrukce současného předlisu



Obr.4 Předlis speciálních skel

Elektrický motor 1 pohání přes klínový převod šnekové kolo 2. Šnek pak roztáčí spoluzabírající ozubená kola 3, která jsou zde pro přenos kroutícího momentu na spodní pevně uložený válec 4. Z horního ozubeného kola se kroutící moment přenáší přes kardanovou hřídel 5 na horní předlisovací válec 6. Tento válec je posuvně uložen ve vedení 7, které umožňuje mezeru mezi válci nastavit pomocí šroubového vedení 8 na přibližnou požadovanou hodnotu mezery. Přítlak horního válce na blok skla zajišťuje pákový mechanismus 9 na kterém je zavěšeno závaží 10. Pomocí nožního pedálu je umožněno uvolnění bloku skla po nadzdvihnutí horního válce.

2.4. Konstrukce současné pícky



Obr.5 Pícka

Píčka se skládá z rámu 1, na něm umístěné spodní plotny 2 a horní plotny 3, která je otočná kolem svislého sloupu 4. Mezi plotny je umístěn rámeček obalený izolačním materiálem ochraňujícím bloky skla před únikem tepla do okolí. Obě plotny jsou vyhřívány a jejich povrchová teplota dosahuje hodnot zhruba kolem 200°C. Tím je umožněno dostatečné prohřátí bloku z obou stran. Na spodní plotně jsou kvůli izolaci povrchu skla od plotny umístěny izolační kroužky, které zároveň vymezují vzdálenost skla od spodní plotny. Píčka je otevírána a zavírána ručně otáčením horní otočné plotny.

2.5. Formulace požadavků na nové zařízení

Předlisovací válec

- uspořádání válců musí umožňovat vedle ručního vkládání malých bloků i mechanizovaný přísun větších a těžších bloků skel o rozměrech až 750x700 mm vážících až 70 kg

- povrch válců má být nepřerušovaný z pryžového materiálu

- základní mezera mezi válci má být jednoduše ručně nastavitelná v rozmezí od 0 do 80 mm

- je požadována indikace polohy horního předlisovacího válce

- předlisovací sílu je třeba nastavovat pomocí regulovatelných pneumatických válců s maximálním nastavitelným tlakem 0,8 MPa

- obvodová rychlost válců má být nastavitelná v intervalu 0 až 2 m/min s možností reverzace chodu

Topná část

- píčka má mít dvě elektricky vytápěné plotny

- obě plotny mají být vytápěny nezávisle

- boční stěny mají být tepelně izolovány, aby se zabránilo únikům tepla do okolí

Manipulace s blokem skla

Pro malé rozměry bloků do 200x250 mm o váze do 10 kg:

- ruční vrstvení skel mimo předlis

- po ohřátí bloku ruční vložení mezi předlisovací válce

Pro větší rozměry bloků do 700x750 mm o váze do 70 kg:

-vrstvení skel též ruční

-k vložení bloku do pece a jeho přesunu z pece k válcům je požadována mechanizace

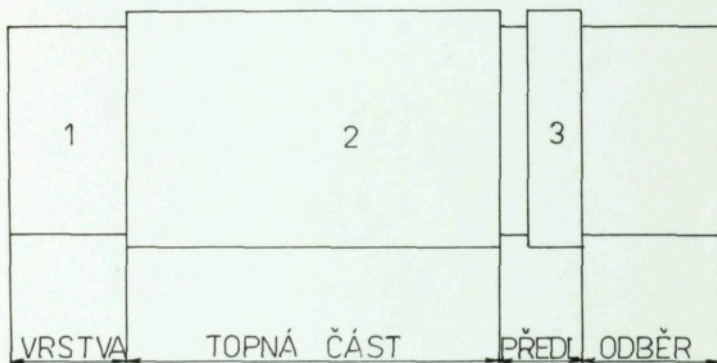
-na výstupu z předlisu je rovněž požadována mechanizace přenosu bloku skla

3.KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ PŘEDLISU SPECIÁLNÍCH SKEL

3.1.Volba uspořádání pracoviště předlisu speciálních skel

Dle požadavků kladených na pracoviště předlisu speciálních skel je možno sestavit uspořádání v několika variantách.

A)Válečkový dopravník s průběžnou topnou částí(obr.6)

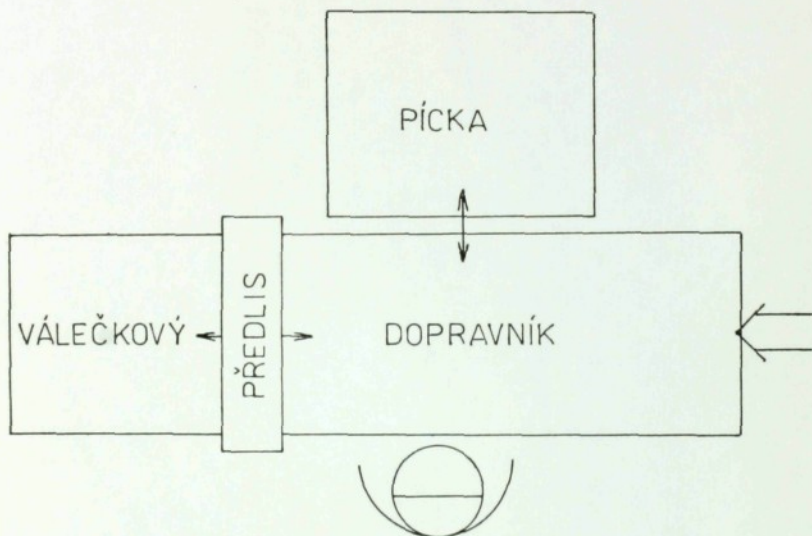


obr.6

Tento typ pracoviště je již realizován u předlisu dvojskel velkých formátů na lince TAMGLAS. Průchodem topnou částí se blok postupně ohřívá horními topnými tělesy po určitou dobu danou rychlostí válečkového dopravníku 1.

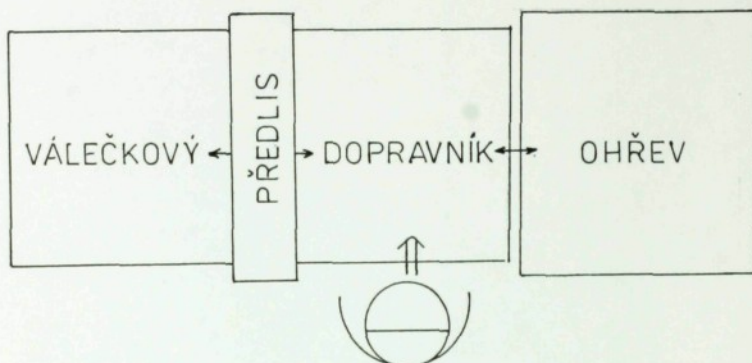
B) Topná část umístěná vedle dopravníku

U této varianty je pírka umístěna přímo vedle válečkového dopravníku, což obsluze umožňuje zakládání bloku skla přímo z dopravníku.



obr.7

K této manipulaci je potřeba použít pomocný manipulátor, který nadzdvihne blok nad úroveň válečků a příčným pohybem ho zasune do pícky, kde ho položí na izolační podložky a odjede z topného prostoru. Po prohřátí bloku se manipulátor opět vrátí do pícky a po nadzdvíhnutí bloku z izolačních podložek jej příčným pohybem posune nad válečkový dopravník a poklesem ho na dopravník položí. Posunutím po dopravníku se blok dostane mezi předlisovací válce, které jej vtáhnou mezi sebe a slisují. Výhodou této varianty je možnost vrstvení bloků skel přímo na válečcích u pícky, což značně zkrátí dobu celé operace o mezioperační časy manipulace s blokem skla od stolu k dopravníku. Předpokladem pro vrstvení bloků na dopravníku je možnost vypínat chod dopravníku (pokud by byl poháněn) nebo dopravník bez pohonu válečků pouze s ručním posouváním.



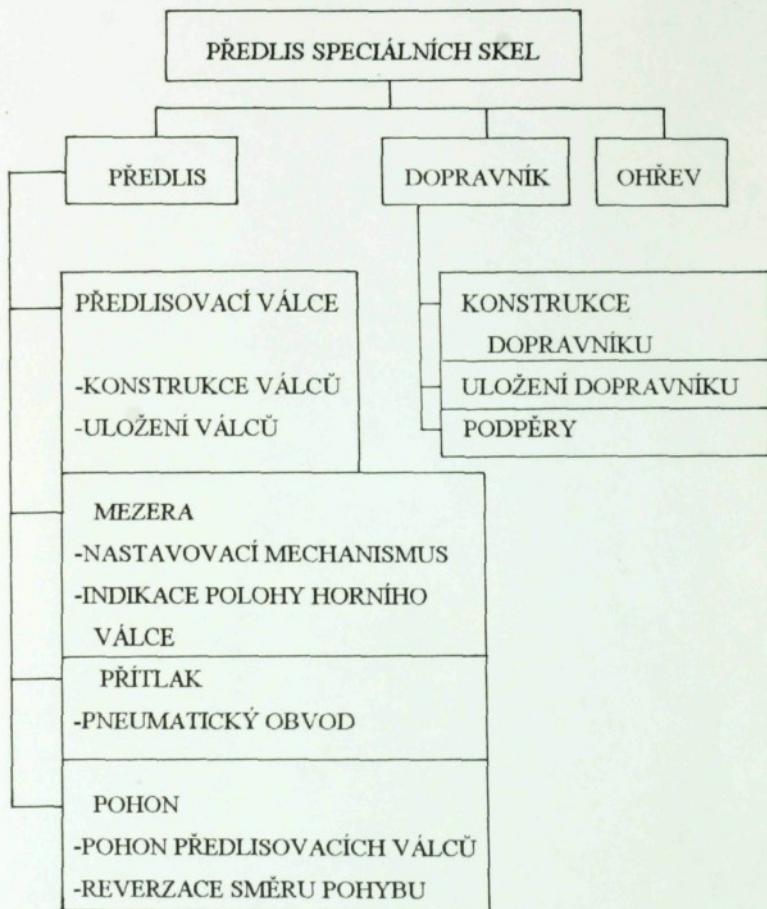
obr. 8

Tato varianta je proti variantě předchozí zjednodušena o pomocný manipulátor, který zde už není potřebný. Blok skla se totiž nechá po navrstvení přímo na dopravníku posunovat po válečcích a zasunout jej do pícky přímo ve směru otáčení válečků. To zjednodušuje obsluhu celého zařízení a zároveň i konstrukci dopravníku, který se nechá v případě zpracování malých bloků odstranit tak, aby nepřekážel obsluze při vkládání bloku mezi předlisovací válec. Pro tuto variantu je potřeba do pícky umístit jednoduchý pevný rámeček s otočnými kroužky pro umístění bloku skla do určité výšky nad spodní plotnu.

Z těchto tří variant se zdá být právě varianta C tou nejlepší z důvodu své nejjednodušší obsluhy a konstrukce za současného dostatečného splnění všech požadavků kladených na pracoviště předlisu speciálních skel. Toto uspořádání umožňuje obsluze nejlepší přístupnost ke všem důležitým místům celé sestavy.

3.2. Rozdělení sestavy na jednotlivé podskupiny a uzly

Pro další jednodušší řešení celého předlisu speciálních skel je nutné rozdělit celou úlohu na jednotlivé dílčí konstrukční celky.

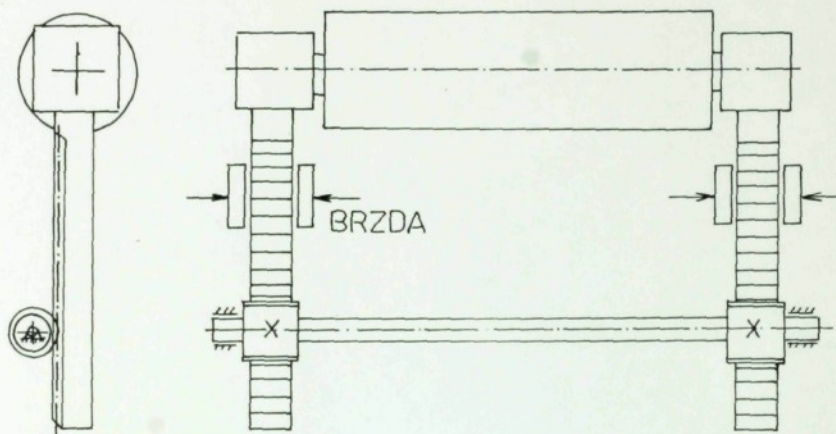


3.3. Alternativy řešení jednotlivých konstrukčních celků

Základní principy nastavování mezery

- 3.3.1. ozubený hřeben a pastorek
- 3.3.2. šroub a posuvný klín
- 3.3.3. otočná vačka s kladkou
- 3.3.4. stavěcí šroub a matice
- 3.3.5. hydraulické proporcionální válce

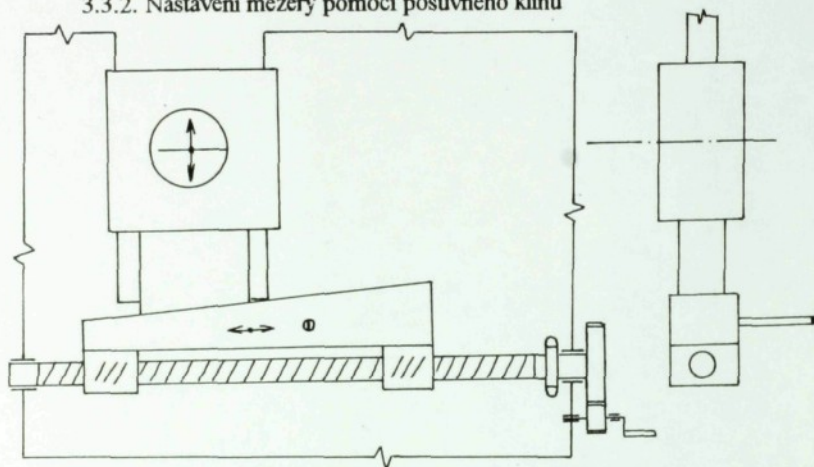
3.3.1. Nastavení mezery pomocí ozubeného hřebene a pastorku



obr.9

Nastavení mezery pomocí ozubeného hřebene a pastorku dovoluje nastavit polohu celkem jednoduchým způsobem. Předlohová hřídel, která spojuje obě strany předlisu pevnou vazbou, otáčí ozubenými pastorky. Pastorky jsou v záběru s ozubenými hřebeny a svým otáčením je posouvají podle smyslu otáčení buď směrem nahoru nebo dolů. Zároveň s hřebenem se posouvá ve vedení i uložení horního válce, čímž se postupně zvětšuje nebo zmenšuje mezera mezi předlisovacími válci. Tímto způsobem se dá docílit při dostatečném předlohovém převodu celkem slušné přesnosti nastavení polohy horního válce. K udržení polohy je však potřeba brzda, která zajistí polohu i po ukončení nastavování mezery. Potřeba brzd plyne z velkého silového zatížení po zavedení přítlaku na horní předlisovací válec (maximální přítlačová síla je až 4200 N). Velkou nevýhodou tohoto způsobu nastavování polohy je i tlakové namáhání zubů, které vede k postupnému opotřebení zubů a tím ke snižování přesnosti nastavení mezery a vytváření nesouososti mezi předlisovacími válci.

3.3.2. Nastavení mezery pomocí posuvného klínu



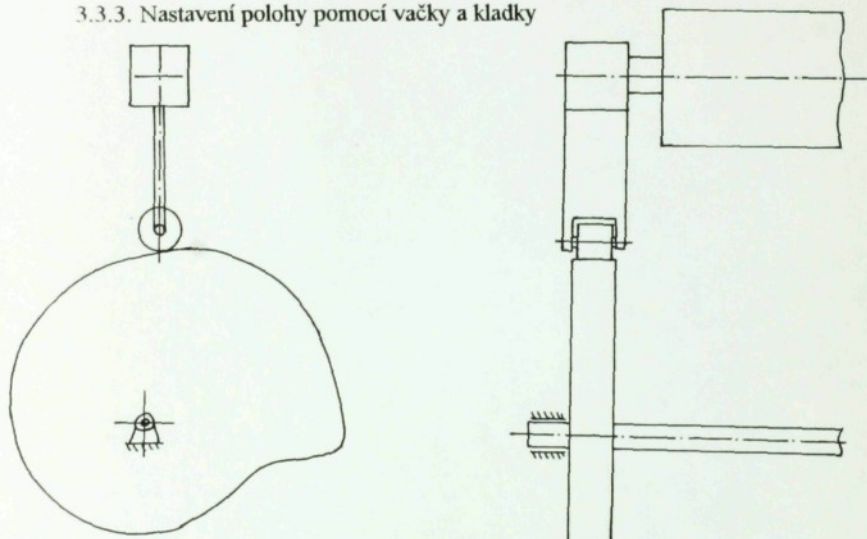
obr.10

Této metody nastavení polohy je využito u již používaného zařízení předlisu na lince TAMGLAS. Pomocí kličky se otáčením ozubeného soukolí roztočí šroub zabírající do závitu klínu. Klín se pak posouvá a svou sklopenou klínovou plochou nadzdvihuje uložení horního předlisovacího válce vedeného v prismatickém vedení. Klín má zkosení přibližně 1:10, takže posunutím klínu o 10 mm se válec zvedne o 1 mm. To umožňuje velmi přesně nastavit mezeru v intervalu 0 až 40 mm při kontrole polohy indikátorem. Indikace je umístěna na klínu ve formě přivařeného vodorovného praporku vyčnívajícího z oplechování opatřeného v průřezu pro praporek ocechovaným měřítkem, takže se na něm dá přímo odečíst nastavená mezera v mm. Přenos krouticího momentu na druhou stranu předlisovacích válců je proveden pomocí spojovacího řetězu a řetězek umístěných na koncích šroubových hřídelí obou stran předlisovacích válců. Tím je dostatečně zajištěna rovnoměrnost posunu obou šroubových hřídelí. Díky malému stoupání šroubu a velkému zkosení posuvného klínu jsou síly působící v axiálním směru na šroub minimální. Z toho důvodu zde odpadá potřeba brzdy, protože šroubové vedení je v tomto případě samosvorné. To je velká výhoda, které u ostatních řešení není možné dosáhnout. Při aplikaci

tohoto způsobu nastavování mezery na předlis speciálních skel se objeví jediná nevýhoda, která je však dost znatelná. Tou je délka šroubu.

Při nastavovaném rozsahu mezery 0 až 80 mm klín dosáhne délky 1600 mm, což je pro navrhovaný předlis speciálních skel příliš mnoho. Při snížení klínového stoupání na nižší poměr se sice klín zkrátí na přijatelnou délku, ale vyvstává potřeba držet polohu klínu pomocí pojistky nebo brzdy. Zároveň se zmenší přesnost nastavení mezery a to je nežádoucí.

3.3.3. Nastavení polohy pomocí vačky a kladky



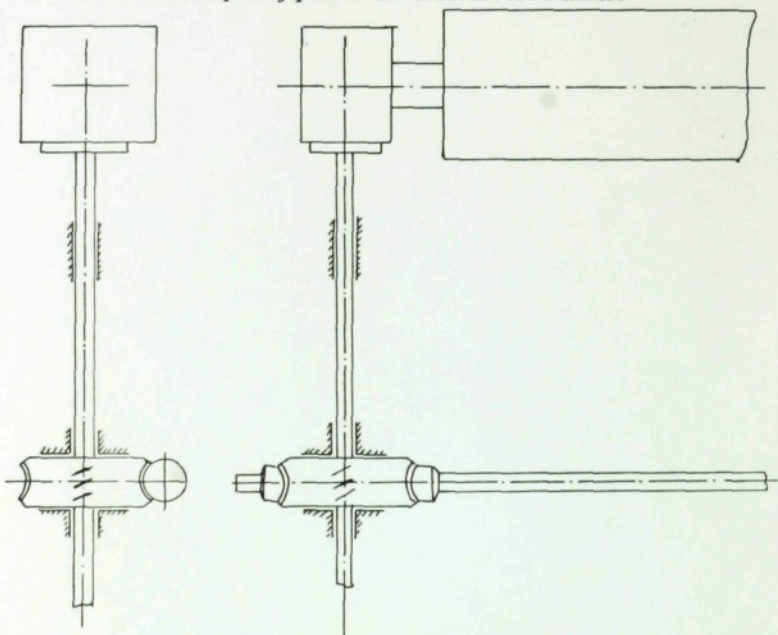
obr.11

Nastavování polohy otočnou vačkou je vlastně nahrazením řešení

s posuvným klínem. Vačka je tvořena navinutím stoupající klínové plochy na válcovou plochu, čímž se vytvoří rovnoměrně stoupající plocha vačky. Tím se docílí mnohem menších rozměrů než u posuvného klínu a šroubového hřídele, přičemž tento způsob umožňuje stejně přesné nastavení polohy jako posuvný klín. Pro zmenšení tření mezi vačkou a zdviháním uložením válce se dá použít malé kladky, která toto tření sníží na minimum. Obě vačky jsou propojeny předlohou hřídelí, která zde tvoří tuhou vazbu mezi oběma vačkami. Přesnost nastavení je závislá hlavně na sklonu stoupající navinuté klínové plochy a dále pak na rychlosti otáčení předlohou hřídele. Pro zajištění nastavené polohy je nutná brzda umístěná na předlohou hřídeli,

protože odstraněním tření mezi vačkou a uložením válce se zvýší po zatížení válce přenášený krouticí moment.

3.3.4. Nastavení polohy pomocí stavěcího šroubu a matice

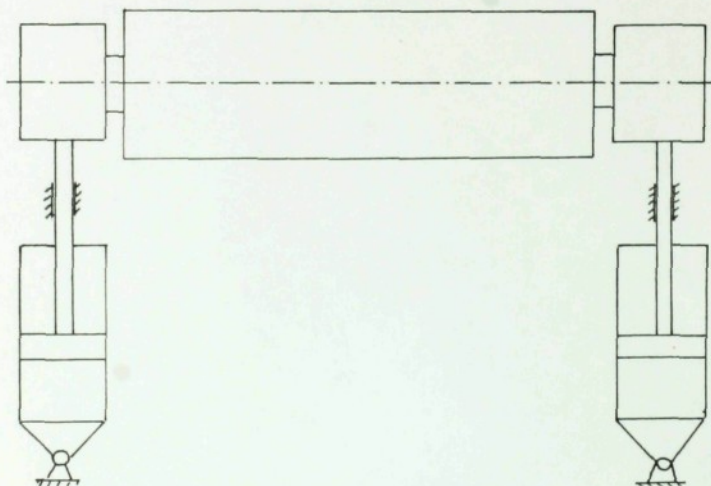


obr.12

Nastavování polohy stavěcím šroubem a maticí je obměnou současného předlisu speciálních skel. Dvě otočné matice svým otáčením vyšroubovávají stavěcí šroub, jenž tlačí na uložení horního předlisovacího válce. Uložení se posouvá v prizmatickém svislém vedení a nadzdvihuje horní válec do požadované polohy. Matice jsou zároveň šnekovými koly poháněnými šnekem. Ten je připevněn na spojovacím hřídeli spojujícím dorazy obou stran předlisovacího horního válce a poháněn buď otáčením klíčky nebo elektrickým pohonem. Udržení polohy horního válce se zajišťuje přítužnými maticemi umístěnými pod maticemi otočnými. Velkou výhodou této varianty je to, že většinu důležitých součástí tohoto řešení je možno získat ze starého předlisovacího zařízení. Nevýhodou je celkově nižší přesnost nastavení polohy ovlivnitelná pouze stoupáním stavěcího šroubu. Při nižším

stoupání šroubu se zase sníží přestavovací rychlost a přestavování polohy se tak stává pomalejším.

3.3.5. Nastavení polohy hydraulickými proporcionálními válci



obr.13

Tato varianta je založena na nejmodernějším způsobu nastavování polohy pomocí proporcionálně řízených hydraulických válců. Jde zde o nejjednodušší řešení z hlediska konstrukční zástavby. Jedinou věcí, kterou je nutno zkonstruovat je doraz umístěný na pístnici válce. Válce jsou ovládány speciálním hydraulickým obvodem, který zajišťuje jak nastavení mezery, tak i přítlak o určité síle po zastavení válce v určité poloze. Tím, že je válec řízen proporcionálně je umožněno nastavení libovolné polohy s přesností až na 0,01 mm s možností indikace polohy přímo na válci. Toto řešení má jedinou nevýhodu a tou jsou pořizovací náklady a náklady na údržbu, které jsou mnohem vyšší, než u variant předchozích.

U variant A,B,C,D je možné použít pro nastavení polohy horního předlisovacího válce bud pohon elektrickým motorem nebo ruční ovládání pomocí klíčky a dostatečného převodu ke značnému zmenšení námahy obsluhy. Protože úprava z motorového pohonu na ruční je mnohem jednodušší, než

naopak, je použit ve všech čtyřech variantách pohon elektrický. Zároveň je však důvodem pro použití motorů i komfort navrhovaných variant z hlediska obsluhy.

3.4. Indikace polohy - systém LIMAT

Pro všechny varianty je též možno použít stejné indikace polohy horního předlisovacího válce v podobě indukčních snímačů LIMA.

Jde o systém odměřování polohy s vysokou přesností a velmi snadnou montáží v plně zapouzdřeném provedení. Tento systém odměřování polohy je charakterizován těmito znaky:

- vysoká přesnost, rozlišitelnost a opakovatelnost údaje o poloze
- plně zapouzdřené provedení snímače s krytím IP 65
- snadná montáž snímače v důsledku samonosné konstrukce s vlastním vedením jeho pohyblivé části
- signálově plně ekvivalentní optickým inkrementálním snímačům
- vysoká životnost díky bezkontaktnímu odečítání polohy
- nízká cena

Celý systém odměřování polohy LIMAT se skládá ze snímače LIMA, vyhodnocovací a digitalizační elektroniky INDUKT. Nutnou součástí systému je i předzesilovač PZ 2, který se připojuje na výstupní kabel snímače.

Přesnost odečítané polohy je závislá na typu použité jednotky INDUKT a dosahuje pro INDUKT 005 s inkrementem 0,005 mm $\pm$ 0,01 mm.

3.5. VYHODNOCENÍ A VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍ VARIANTY

Výběr nejvhodnějšího způsobu nastavení mezery je proveden metodou rozhodovací analýzy z hlediska užítivosti.

- A - kritérium bezpečného zajištění polohy horního válce
- B - kritérium funkční spolehlivosti přesnosti nastavení
- C - kritérium snadného nastavení polohy
- D - kritérium využití volného prostoru stroje
- E - kritérium materiálové a výrobní nenáročnosti

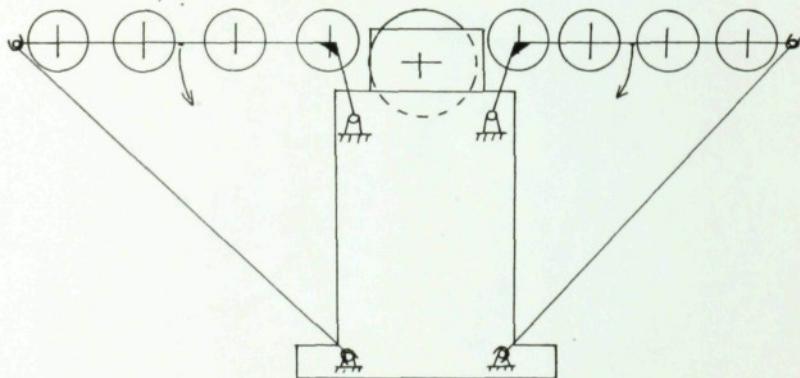
Pomocí párového porovnávání těchto kritérií a matice užitnosti (na obr.14) byla vyhodnocena nejvhodnější řešení nastavování mezery mezi předlisovacími válci.

3.6. Volba pomocných dopravníků

Pro větší bloky skel od rozměrů 200x250 mm počínaje až do rozměru 700x750 mm jsou potřebné dva pomocné dopravníky. Jeden při vstupu skla mezi předlisovací válec a druhý na výstupu z válců. Principy řešení jsou v podstatě dva. Budou dopravníky umístěny a zabudovány do konstrukce rámu předlisu nebo budou volně pohyblivé po kolečkách a budou se muset po ukončení operace odtáhnout na stranu tak, aby se umožnilo zpracování menších bloků skel. Rozměr rámečku je přibližně dán maximální velikostí bloku, tj. 700x750 mm. Těmito rozměry je přibližně dána šířka a délka dopravníku. Aby se dal dopravník zabudovat do konstrukce, je třeba ho pro menší rozměry nějak odstranit. Přímou se zde nabízí možnost sklopného rámečku otočného kolem osy upevněné na rámu stroje a podepřeného ve vodorovné poloze podpěrou.

1. Zabudovaný sklopný dopravník

Obr.15 naznačuje princip sklopného dopravníku a dají se z něj určit nejdůležitější rozměry rámečku a počet válečků.

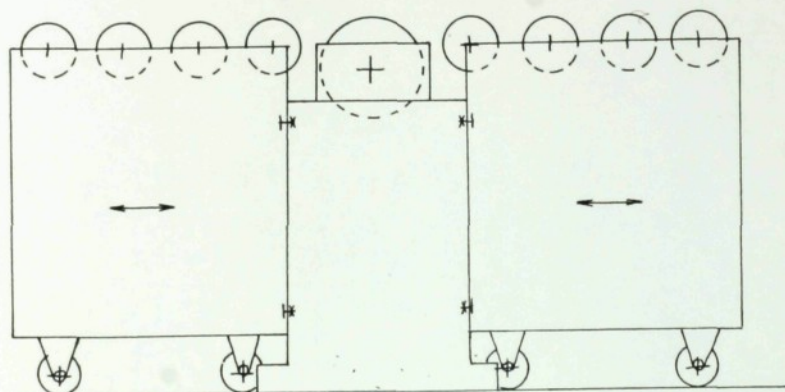


Obr.15 Princip sklopného dopravníku

Výhodou tohoto dopravníku je jeho snadná manipulace a seřiditelnost vodorovné polohy, která se seřídí pouze při prvotním nastavení

polohy dopravníku. Po nastavení stavěcích matic jsou podpěry nastaveny a pro podepření dopravníků v jiný den je stačí pouze vložit pod zvednutý dopravník a zajistit čepy.

2. Přemístitelný dopravník



Obr.16 Princip přemístitelného dopravníku

Tento dopravník je sice možné jednoduše přivést a přidělat k rámu předlisu, ale hlavní problém je zde s nastavením vodorovné polohy a polohy horní plochy válečků vůči tečné rovině spodního předlisovacího válce vůbec. Díky kolečkům je totiž dána značná nepřesnost umístění roviny dopravníku pokaždé do stejné polohy a je tedy nutno při každém přistavení dopravníku jej znovu seřídít. Další nevýhodou je též zabírání místa v místnosti po odstavení dopravníku od předlisu.

Posouzením obou variant z hlediska plnění hlavní funkce pomocného dopravníku, tedy možnosti přesného přistavení k předlisu tak, aby byla bezpečně zajištěna vodorovná poloha dopravníku se jeví sklopný dopravník jako vhodnější. Je zároveň i lépe odstranitelný a nezabírá po odstranění místo v místnosti. Z těchto důvodů tedy v konstrukci předlisovacího zařízení počítáno s touto variantou.

Z Pythagorovy věty se pak určí rovnice

$$a^2 = c^2 - (d/2)^2$$

Z této rovnice se odvodí vztah pro průměr válečku

$$d = a \cdot 2^{-1/2}$$

Dosazením vztahu 1 vyplyne konečně maximální průměr válečku

$$d = 1 / 2 \sqrt{2}$$

Pro $l = 200$ mm vychází

$$d = 70,71 \text{ mm}$$

Ze vztahu 3 se pak získá průměr předlisovacích válců

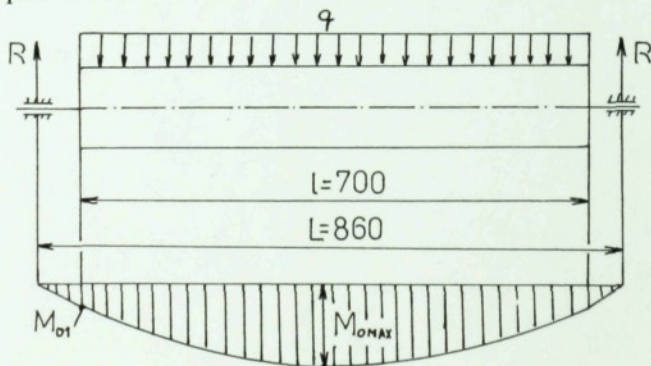
$$D = 141,42 \text{ mm}$$

Byly zvoleny průměry $D = 140$ mm a $d = 65$ mm

Protože osová vzdálenost $c = 105,95$ je větší pouze o 0,95 mm než mezera mezi válcem a válečkem, byl průměr válečku upraven na 65 mm, což zvýší mezeru mezi válci na 5,95 mm.

4.1.1. Kontrola válce na ohyb

Válec je vyroben z trubky a navulkanizován vrstvou asi 4 mm silnou. To určuje průměr trubky na $D = 132$ mm o tloušťce 7 mm. Při šířce bloku 700 mm a zatížení $q = 10-12$ N/mm délky je možno válec zkontrolovat na ohyb a průhyb podle obr.18.



Obr.18 Zatížení válce

Pro zjednodušení výpočtu je možné vycházet z těchto vztahů:

$$M_{O1} = \frac{ql}{2} \frac{(L-l)}{2} = \frac{12 \cdot 700 \cdot (860 - 700)}{4} = 336 \text{ Nm}$$

$$M_{OMAX} = M_{O1} + \frac{ql^2}{8} = 1071 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{OMAX} = \frac{M_{OMAX}}{W_O} = \frac{1071 \cdot 10^3}{\frac{132^4 - 118^4}{32 \cdot 132}} = 13,12 \text{ MPa}$$

4.1.2. Kontrola průhybu válce

$$y_{MAX} = \frac{5ql^4}{384EJ} = \frac{5 \cdot 11 \cdot 750^4}{384 \cdot 2,01 \cdot 10^5 \cdot 5,39 \cdot 10^6} = 0,042 \text{ mm}$$

Tento průhyb je dostatečně malý, aby neovlivnil technologii zpracování bloků skel.

4.1.3. Výpočet uložení válců

Oba válce budou uloženy po obou stranách v naklápěcích dvouřadých kuličkových ložiscích. Ty jsou použity z důvodu kompenzace průhybu válců. Reakce v ložiscích je podle obr.18 rovna

$$R = q l/2 = 12 \cdot 700/2 = 4200 \text{ N}$$

Tomu odpovídající ekvivalentní dynamické zatížení se vypočte ze vztahu $F_e = V X F_r + Y F_a$, kde F_r značí radiální zatížení ložiska, F_a je axiální zatížení ložiska, V, X, Y jsou koeficienty ovlivněné druhem zatížení ložiska. Axiální síla F_a je prakticky rovna nule, koeficienty V, X po určení z tabulek podle druhu ložiska a zatížení jsou rovny 1. Ekvivalentní zatížení ložiska je pak rovno

$$F_e = F_r = 4200 \text{ N.}$$

Pro zvolenou trvanlivost $L_h = 16667/n \cdot (C/F_e)^m$, kde n jsou otáčky válce v min^{-1} , $m=3$ pro kuličková ložiska, C je dynamická únosnost, F_e je ekvivalentní zatížení ložiska se určí základní dynamická únosnost $C = 8500 \text{ N}$. Z tabulek se podle C určí typ ložiska 1207 s dynamickou únosností $C=12500 \text{ N}$ a statickou únosností $C_0=6800 \text{ N}$. Tím je dána statická bezpečnost $s_0=1,6$.

4.1.4. Výpočet zatěžovacích momentů předdisovacích válců

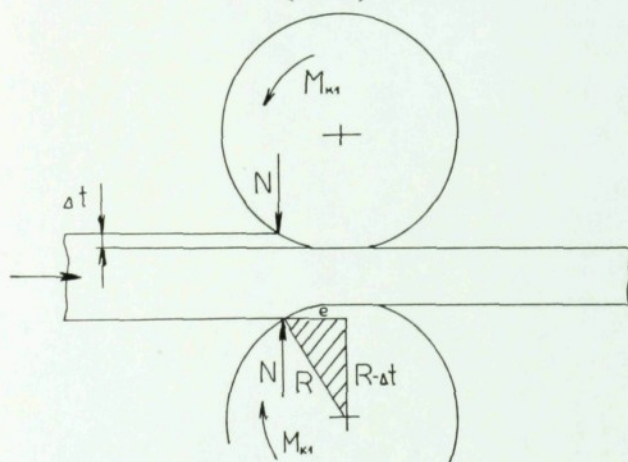
Pro výpočet zatížení je nutné znát několik hodnot:

- přítlačnou sílu N
- deformaci pryžového povrchu t
- šířku zatěžovaného povrchu válce b
- průměry zatěžovaných válců D
- otáčky válců n_v

Podle obr.19 se určí míra vyosení přitlačných sil e

$$e^2 = R^2 - (R - t)^2$$

$$e = t(2R - t)$$



Obr.19 Deformace povrchu válců

Pro různé deformace pryžového povrchu je moment vzniklý od síly N působící na rameni e roven hodnotám zanesených v tabulce 1.

Šířka bloku skla	$b_{\max} = 700 \text{ mm}$
Přítlačná síla	$N = 8400 \text{ N}$
Krouticí moment na jednom válci	$M_{k1} = N \cdot e$
Krouticí moment na obou válcích	$M_{kc} = 2 \cdot M_{k1}$
Rychlost posuvu skla	$v_{\max} = 2 \text{ m/min}$
Otáčky předdisovacích válců	$n_v = v/2 R$
Potřebný výkon motoru	$P = M \cdot 2\pi \cdot n_v$

Tabulka 1

D[mm]	Δt [mm]	e[mm]	M_{k1} [Nm]	M_{k2} [Nm]	P[W]
140	0,25	5,91	49,65	99,30	47,3
	0,5	8,35	70,15	140,30	66,8
	0,75	10,22	85,84	171,69	81,8

4.1.5. Návrh a výpočet pohonu válců

Pro pohon předlisovacích válců se vybral elektrický čtyřpólový motor z důvodu možnosti regulace otáček pomocí frekvenčního měniče v širokém rozsahu. Poněvadž samotný měnič nemůže bez převodovky dosáhnout požadovaných otáček předlisovacích válců, je nutné připojit k motoru ještě převodovku s velkým převodovým poměrem, například šnekové nebo planetové. Motory se šnekovými převodovkami dodává jako jedna z mnoha i firma RENOLD. Tato firma je však nejdostupnějším výrobcem nejvyšších šnekových převodovek v různém provedení. Proto byla vybrána právě tato firma pro dodávku převodovky s připojeným motorem. Motor se dá v případě potřeby použít i od jiného výrobce, ale v konstrukčním řešení se počítá s motorem od firmy RENOLD vzhledem k zaručeným hodnotám.

Pro maximální dodávaný převod $i = 70$ jsou výstupní otáčky z převodovky $n_2 = 21 \text{ min}^{-1}$. Z těchto otáček se vypočte zatěžovací moment na výstupu z převodovky

$$M_2 = M_{k2} \cdot n_k / n_2 = 171,69 \cdot 4,55 / 21 = 37,2 \text{ Nm}.$$

K volbě převodovky je potřeba znát ještě tři další faktory ovlivňující výběr převodovky z katalogu.

1. Pracovní faktor závisí na druhu provozu a na pracovním vyřízení v hod/den. Pro elektromotor s dobou provozu 3-10 hod/den a středně těžké zatížení stroje se nalezne faktor $f_D = 1$ až 1,25.

2. Faktor závislý na počtu zapnutí a vypnutí za hodinu. Při předlisu speciálních skel běží někdy stroj celou hodinu, jindy se musí zapínat a vypínat každou chvíli. Z toho vyplývá faktor $f_S = 1$ až 1,35.

3. Faktor závislý na teplotě okolí převodovky. U předlisu teplota nevzroste nad 30°C a proto faktor $f_T = 1,00$.

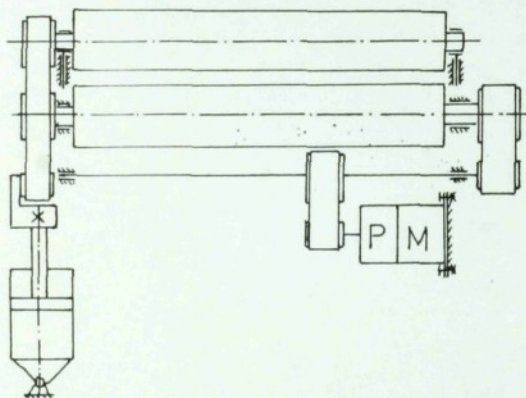
Vynásobením všech tří faktorů vzájemně se dostane celkový faktor, podle kterého se musíme držet při volbě převodovky, aby byly splněny uvedené parametry převodovky dané výrobcem.

$$f_C = f_D \cdot f_S \cdot f_T = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,0 = 1,21$$

Podle tohoto faktoru $\xi = 1,21$, pro potřebný moment $M = 37,2 \text{ Nm}$ a převodový poměr $i=70$ je zvolena převodovka s motorem pod označením JPM 22-MD 71 L4. Jde o 370 W motor, který může dodat při $i=70$ maximální krouticí moment $M_2 = 113,1 \text{ Nm}$ při otáčkách $n_2 = 21 \text{ min}^{-1}$. Pro převod momentu od převodovky na předlisovací válec je použito ozubených řemenů firmy BRECOflex.

4.1.6. Výpočet řemenových převodů předlisovacích válců

Postupné konstrukční řešení pohonu si vyžádalo pohon obou předlisovacích válců rozdělit na tři jednotlivé řemenové převody podle obr.20.



obr.20 Rozdělení převodů pohonu předlisovacích válců

1. převod od převodovky na předložený hřídel
2. převod z předložené hřídele na spodní předlisovací válec
3. převod ze spodního na horní posuvný předlisovací válec

Rozdělení převodu na jednotlivé tři převody je výhodné z hlediska silového namáhání řemenů a také z hlediska jednotlivých velikostí převodů. Celkový převod je $i_c = n_p/n_2 = 4,55/21 = 0,217$. Poněvadž převod 2 je 1:1 rozdělí se celkový převodový poměr na dva přibližně stejné převodové poměry $i = i_c = 0,465$.

1. Pro zvolený řemen s roztečí zubů $t=10 \text{ mm}$ přijde na hřídel převodovky o průměru 22 mm nasadit řemenice o vnějším průměru $d_{k1} = 52,25 \text{ mm}$ o počtu zubů $z_1 = 17$. Pro zvolený převod i se pak zvolí počet zubů druhé řemenice

$$z_2 = i/z_1 = 36 \text{ zubů}$$

o průměru $D_{k2} = 112,75 \text{ mm}$.

Skutečný převodový poměr se rovná $i_1 = z_1/z_2 = 0,472$

Šířka řemene se vypočte ze síly přenášené řemenem

$$U = \frac{2 M_2}{d_k} = \frac{2 \cdot 37,2}{0,05225} = 1423 \text{ N}$$

Šířka řemene vyjde ze vztahu

$$B = \frac{10 U}{p h_z z_z} S_1 S_2 = \frac{10 \cdot 1423}{14 \cdot 2,5 \cdot 8} \cdot 0,25 \cdot 1,1 = 15,25 \text{ mm},$$

kde B je šířka řemene, p je provozní tlak odečtený z grafu závislosti tlaku na obvodové rychlosti řemene/4/, h_z je výška zubu řemene a z_z je počet zabírajících zubů malé řemenice.

Podle katalogu řemenů BRECOflex byla zvolena tloušťka řemenu $B = 25 \text{ mm}$. Označení řemenu: 25 T10.

2. Pro tento převod byl vzhledem ke stejné velikým přenášeným silám volen stejný typ řemene šířky $B = 25 \text{ mm}$ a rozteče $t = 10 \text{ mm}$.

Je zde volena stejná hnací řemenička s počtem zubů $z_3 = 17$ a průměru $d_k = 52,25 \text{ mm}$. U velké řemenice vyjde počet zubů

$$z_4 = z_3/i_2 = 17/0,459 = 37 \text{ zubů}, \text{ kde } i_2 = i/i_1.$$

3. Pro tento převod je volen řemen stejné rozteče, tzn. $t = 10 \text{ mm}$, avšak s ozubením po obou stranách, což je dáno charakterem vedení řemenu mezi válci. Volba řemenic je zde provedena s ohledem na průměr předtlisovacích válců $D = 140 \text{ mm}$. Řemenice na těchto válcích musí mít menší vnější průměr, aby po uvedení horního válce do spodní polohy nemohlo dojít ke kolizi obou řemenic. Jsou tedy voleny průměry $D_k = 119,10 \text{ mm}$ s počtem zubů $z_5 = 38$. U pomocných řemenic jsou zvoleny průměry zhruba poloviční tedy $d_k = 61,8 \text{ mm}$ s počtem zubů $z_6 = 20$.

Šířka řemene je počítána ze síly přenášené řemenem

$$U = \frac{2 M_{kl}}{D_{k5}} = \frac{2 \cdot 85,84}{0,14} = 1226,3 \text{ N}$$

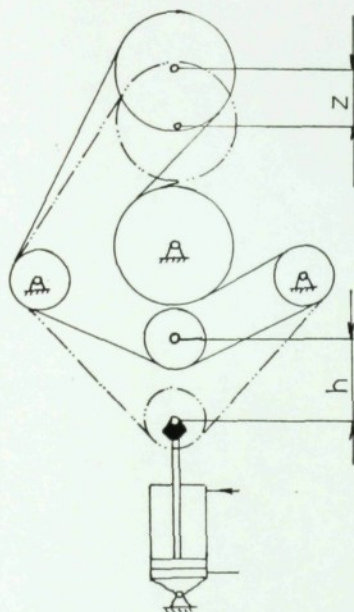
Šířka řemene vyjde ze vztahu

$$B = \frac{10 U}{p h_z z_z} S_1 S_2 = \frac{10 \cdot 1226,3}{14 \cdot 2,5 \cdot 13} \cdot 0,25 \cdot 1,2 = 8,1 \text{ mm}$$

Podle katalogu řemenů BRECOflex byla zvolena tloušťka řemenu $B = 16 \text{ mm}$. Označení řemenu: 16 T10 DL.

4.1.7. Volba a výpočet napínacího pneumotoru

Pro napínání řemenu mezi spodním a horním předlisovacím válcem je potřeba umístit pneumatický napínací motor, který bude zajišťovat napínání řemenu podle obr.21.



Obr.21 Napínání řemene

Při maximální mezeře je napínací kladka v horní poloze a při nulové mezeře je v poloze spodní. Ve spodní poloze je úhel sevřený řemenem nejmenší $\alpha_D = 90^\circ$ a proto je tato poloha určující pro volbu napínací síly. Poklesem horního předlisovacího válce o 80 mm klesne napínací kladka přibližně o 115 mm. Napínací motor musí mít tento minimální zdvih a průměr, který umožní po přívodu tlaku napnout řemen silou vypočtenou podle vztahu

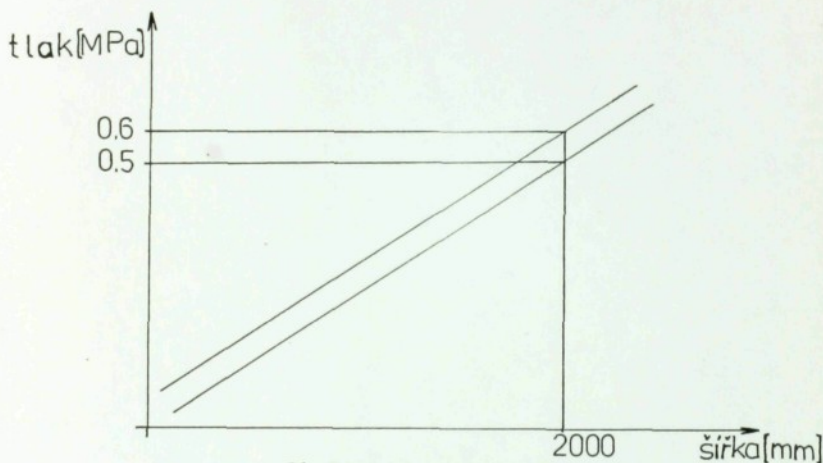
$$F_N = 2 \cdot U \cdot \cos(\alpha_D/2) = 2 \cdot 1226,3 \cdot \sqrt{2}/2 = 1714 \text{ N}$$

Podle této síly a přiváděného tlaku $p = 0,8 \text{ MPa}$ se z katalogu FESTO určil pneumatický motor DNU-63-125-PPV-A, který při tlaku $p = 0,8 \text{ MPa}$ vyvodí napínací sílu až $F_N = 2135 \text{ N}$.

4.2. Návrh a výpočet pneumatických motorů přítlaku

Pro realizaci přítlaku je třeba volit pneumatické motory, které mohou zajistit plynulou regulaci přítlaku pro jednotlivé šířky bloků speciálních skel.

Při návrhu pneumatického přítlaku se vycházelo z cejchovní křivky přítlaku používané u linky TAMGLAS pro vstupní tlak $0,6 \text{ MPa}$.



Obr.22 Cejchovní křivka TAMGLASU

Pro šířku lisovaných bloků dvojskel na lince TAMGLAS $l = 2 \text{ m}$ byla spočtena hodnota přítlačné síly na 1 mm šířky v rozmezí

$$F_{\text{MIN}} = 2 F_p / l = 2 \cdot 10000 / 2000 = 10 \text{ N/mm}$$

$$F_{\text{MAX}} = 2 F_p / l = 2 \cdot 12000 / 2000 = 12 \text{ N/mm}$$

U předlisu speciálních skel je šířka bloku $l = 700 \text{ mm}$, což představuje střední přítlačovou sílu

$$F_p = F_{ps} \cdot l = 11 \cdot 700 = 7700 \text{ N}$$

Na jednom ze dvou pneumatických motorů umístěných po obou stranách předlisovacích válců je přítlačová síla poloviční, tj.

$$F_1 = F_p/2 = 3850 \text{ N}$$

Pro tuto sílu a tlak $p = 0,8 \text{ MPa}$ se vypočte průměr pístu

$$F_1 = pS = p \cdot \pi \cdot D^2/4$$

$$\text{z toho} \quad D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot p}} = 78,23 \text{ mm}$$

Je volen pneumatický motor z katalogu FESTO o průměru $D = 80 \text{ mm}$ typ ADV 80-80-P s délkou zdvihu 80 mm , což přesně vyhovuje požadavkům na přítlačový motor. Motor může dosáhnout při tlaku $p = 0,8 \text{ MPa}$ síly

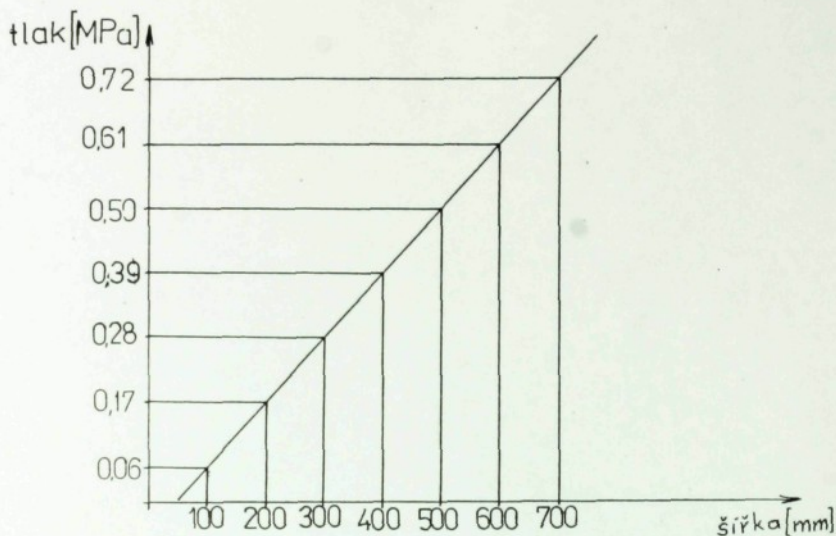
$$F_c = pS = 0,8 \cdot \pi \cdot 80^2/4 = 4021 \text{ N}$$

Pro dva válce je síla rovna $F_c = 8042 \text{ N}$

Po přičtení váhy horního válce $G = 490,5 \text{ N}$ a při šířce skla 700 mm je na každý milimetr šířky vyvozena poměrná síla

$$F_1 = (F_c + G)/l = (4021 + 490,5)/700 = 12,18 \text{ N/mm}$$

Tato síla je nad určené meze a pro předlisování plně postačí, když se tlak nastaví podle cejchovní křivky na obr.23. Na manometrech je pak možno označit stupnici přímo v mm šířky skla, aby byla usnadněna obsluha nastavování přítlaku.



Obr.23 Cejchovní křivka přitlaku předlisu spec.skel

$$\text{Rovnice tlaku} \quad p = 0,5 \left(\frac{4F_1}{D^3\pi} \cdot l - \frac{4G}{\pi D^2} \right) = k \cdot l - q$$

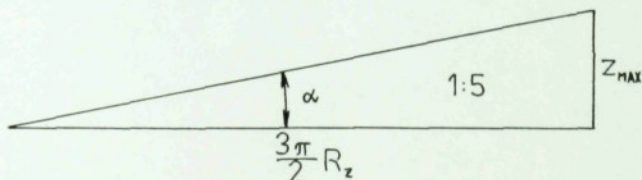
4.3.NASTAVOVÁNÍ MEZERY

4.3.1.Výpočet geometrie vačky

Pro vačku jsou charakteristické tyto rozměry:

- maximální zdvih $z_{\max} = 80 \text{ mm}$
- stoupání klínové plochy 1:5
- úhel pootočení $\varphi_{\max} = 3\pi/2$

Je potřeba určit poloměr válcové plochy, na kterou se navine plocha klínová se stoupáním 1:5. Ten se vypočte jednoduchou rovnicí z pravoúhlého trojúhelníka dle obr.24.



obr.24 Klínová plocha vačky

Rovnice tedy bude $5 \cdot z = \frac{3}{2} \cdot R_z \cdot \pi$

Základní poloměr vačky bude $R_z = \frac{10 z_{\max}}{3 \pi} = 84,88 \text{ mm}$

Je volen poloměr $R_z = 85 \text{ mm}$.

4.3.2. Návrh pohonu vaček

Podle zvolené rychlosti rychloposuvu $v = 8 \text{ mm/s}$ lze určit maximální úhlovou rychlost vačky, která se určí ze vztahu

$$\omega_v = \frac{3 v_{\max}}{2 z_{\max}} = 0,471 \text{ rad/s}$$

$$\text{Otáčky vačky jsou } n = \frac{\omega_v 60}{2 \pi} = 4,5 \text{ min}^{-1}$$

Pro asynchronní čtyřpólový motor s otáčkami $n_M = 1420 \text{ min}^{-1}$ se určí celkový převodový poměr

$$i_c = n_v / n_M = 1/311,1$$

Na vačku působí po odlehčení přítlaku síla určená rozdílem sil způsobených tlakem na píst ze dvou stran, přičemž na jedné straně je plocha pístu zmenšena o plochu pístnice. $F_p = 190 \text{ N}$. Navíc se nesmí zapomenout ani na hmotnost horního válce, který na jednu vačku vyvodí sílu přibližně $G = 147 \text{ N}$. Síla působící na vačku je tedy rovna součtu těchto dvou sil $F_a = F_p + G = 337 \text{ N}$.

Tečná síla na jednu vačku je rovna

$$F_T = F_a \cdot \tan \alpha \cdot k = 135 \text{ N},$$

kde $k = 2$ je bezpečnost.

Celková tečná síla působící na obě vačky je rovna $F_{TC} = 2 F_T$

$$F_{TC} = 2 \cdot 135 = 270 \text{ N}$$

Potřebný hnací moment při $y_{\max} = R_z + z_{\max} = 165 \text{ mm}$.

$$M_H = F_{TC} \cdot y_{\max} = 44,55 \text{ Nm}$$

Pro výběr převodovky se opět zvolil katalog firmy RENOLD. Zvolil se maximální převodový poměr $i = 70$ a z katalogu se odečetly otáčky na výstupní hřídeli z převodovky $n_2 = 21 \text{ min}^{-1}$. Na převod předlohy zbývá ještě

$$i_p = i_1/i_c = 70/311,1 = 0,225$$

Za předpokladu, že použijeme na vstupním napájení frekvenční měnič s frekvencí poloviční, tzn. 25 Hz, klesnou otáčky motoru na polovinu a tím i převodový poměr z převodovky na vačkovou hřídel. Je roven přibližně dvojnásobku, tj. $i = 0,45$. Pro tento převod byl vypočten kroutící moment potřebný na výstupu z převodovky

$$M_2 = M_H i = 44,55 \cdot 0,45 = 20,05 \text{ Nm}$$

Podle momentu $M_2 = 20,05 \text{ Nm}$ a převodu $i = 70$ se určil typ převodovky z katalogu a to JPM 17-MD 63 L a která má výkon 180 W a dosahuje hnacího momentu až $M_2 = 53,3 \text{ Nm}$.

4.3.3. Návrh a výpočet řemenového převodu

Podle tohoto momentu je volen řemenový převod na vačkovou

hřídel ozubeným řemenem o rozteči $t = 5 \text{ mm}$. Průměr malé řemenice musí být minimálně 60 mm, aby se mohla namontovat na přetěžovací spojku nasazenou na hřídeli převodovky kvůli zajištění proti případnému přetížení motoru. Je volena přetěžovací lamelová spojka typu BMD 452 - 4 - 110, která udrží moment do 32 až 40 Nm. Na tuto spojku je namontována řemenice o vnějším průměru $d_k = 62,85 \text{ mm}$ s počtem zubů $z_1 = 40$. Z počtu zubů a převodového poměru se zvolila velká řemenice o počtu zubů $z_2 = z_1/i = 40/0,45 = 89$ zubů. Bylo zvoleno $z_2 = 95$ zubů a řemenice o průměru $D_k = 150,4 \text{ mm}$. Ze skutečného poměru $i_k = z_1/z_2 = 40/95 = 0,421$ je pak vypočten skutečný zatěžovací moment na hřídeli převodovky $M_{2sk} = 18,76 \text{ Nm}$.

Výpočet šířky řemene

Z maximálního momentu daného přetěžovací spojkou $M_2 = 40 \text{ Nm}$ je vypočtená zatěžovací síla řemenu

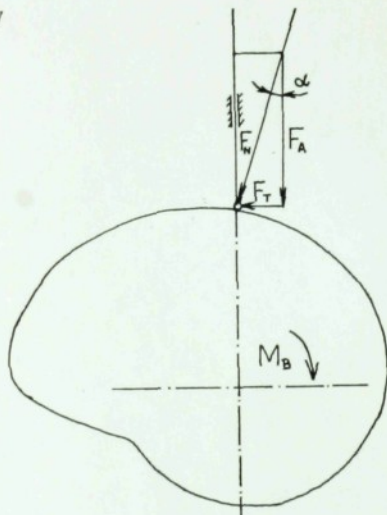
$$U = 2 M_2/d_k = 2 \cdot 40/0,6285 = 1273 \text{ N}$$

Z této síly je vypočtena potřebná šířka řemene

$$B = \frac{10 U}{p h_z z_z} S_1 S_2 = \frac{10 \cdot 40}{14 \cdot 1,2 \cdot 18} \cdot 0,25 \cdot 1,1 = 11,58 \text{ mm}$$

S určitou bezpečností je podle katalogu ozubených řemenů firmy BRECOflex zvolena šířka řemene $B = 16 \text{ mm}$.

4.4. Návrh brzdy



Obr.25 Zatěžování vačky

Síla zatěžující vačku při maximálním přitlaku

$$F_A = F_{pH} + G = 8042 + 490 = 8592 \text{ N, kde } G \text{ je váha horního válce.}$$

Z toho tečná síla působící na vačku

$$F_T = F_A \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1706 \text{ N, kde } \operatorname{tg} \alpha = 0,2$$

a brzdňý moment

$$M_B = F_T (z_{\max} + R_z) = 1706 \cdot (80 + 85) = 282 \text{ Nm}$$

$$M_B \doteq 300 \text{ N}$$

Na brzdém kotouči s brzdým ramenem $R_B = 106 \text{ mm}$ je síla potřebná k
ubrzdní rovna M_B

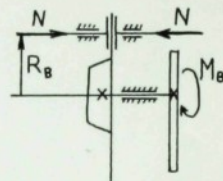
$$2N = \frac{M_B}{fR}, \text{ kde } f=0,38 \text{ je součinitel tření mezi}$$

brzdovými destičkami a kotoučem brzdy.

Síla v jednom pístu je rovna $N = 3495 \text{ N}$

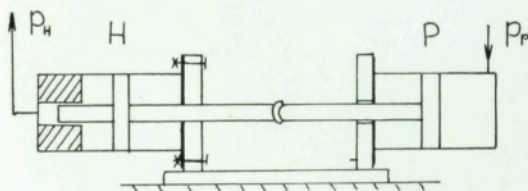
Potřebný tlak v hydraulickém obvodu

$$p_H = \frac{F_B}{S_p} = \frac{4 \text{ N}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 3495}{\pi \cdot 0,046^2} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$



4.4.2. Volba a kontrola hydraulického válce

Celková koncepce pneumaticko-hydraulického převodníku je
znázorněna na obr.26.



Obr.26 Koncepce pneumaticko-hydraulického převodníku

Je volen spojkový válec z vozu Š100 s maximálním zdvihem $z_{\max}$
31 mm a průměrem pístu $d_H = 19 \text{ mm}$. Potřebná síl na píst pro vyvození
potřebného tlaku je

$$F_H = p_H \cdot S = p_H \cdot \frac{\pi d_H^2}{4} = 2,1 \cdot \frac{\pi \cdot 19^2}{4} = 596 \text{ N}$$

$$F_H = 600 \text{ N}$$

Kapacitu válce uvažujeme při 2/3 stlačení maximálního zdvihu

$$C = S \cdot \frac{2}{3} \cdot z_{\max} = 5,86 \text{ cm}^3, \text{ což plně postačí.}$$

4.4.3. Výpočet pneumatického válce

Pro sílu $F = 600 \text{ N}$ a tlak vzduchu $p_p = 0,6 \text{ MPa}$ je průměr pístu pneumatického motoru vypočten ze vztahu

$$F = p_p S = p_p \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \Rightarrow d_p$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 600}{\pi \cdot 0,6}} = 35,7 \text{ mm}$$

Pro vyvození síly je volen pneumatický motor z katalogu FESTO, typ ESW-50-50-P o průměru pístu 50 mm, který může vyvinout sílu 1178 N.

4.5. Návrh a popis pneumatického výkonového obvodu předlisu

Výkonový pneumatický obvod přiložený v PŘÍLOZE 1 sestává ze čtyř pneumotorů. Dva krátkozdvihové pneumotory ADV-80-80 (POZ.1,2) jsou použity pro realizaci přítlaku, dvojitý motor DNU-63-125 (POZ.3) je užit pro realizaci předpětí ozubeného řemene a jednočinný pneumotor ESW-50-50 (POZ.4) realizuje spínání hydraulické brzdy vačkových dorazů. V činnosti obvodu je pamatováno na nejdůležitější funkci, kterou je realizace přítlaku symetricky pro oba dva motory ADV. Pro tyto motory byl volen impulsní rozvaděč 5/3 (POZ.6), který je ovládán dvěma solenoidy. V případě, že není ani jeden ze solenoidů Y1, Y2 pod napětím, je rozvaděč ve střední poloze a přítlak je realizován pouze silou difference ploch na pístu obou válců a je takto umožňováno nastavování mezery prostřednictvím pohybu vačky. Aby bylo možno realizovat velikost přítlaku z hlediska působící síly na zpracovávané bloky skel příslušné šířky, je v obvodu užit redukční ventil (POZ.11), který zajišťuje vstup redukovaného tlaku do rozvaděče 6 a jeho symetrický přívod k oběma pneumotorům. Vzhledem k tomu, že zatížení horního válce není zcela symetrické v důsledku umístění jeho řemenového náhonu na straně pneumotoru 1, je do obvodu zařazen další redukční ventil (POZ.12), jehož úkolem je po snížení tlaku, který byl nastaven na redukčním ventilu 11, tak, aby bylo dosaženo stejnoměrného tlaku, který je

známkou toho, že přítlak je v pořádku. Pokud se týká pneumotoru 3, je opět nutné předpětí realizovat proměnným tlakem v závislosti na realizovaném přítlaku a tím odebíraném krouticím momentu. K tomu slouží redukční ventil (poz.13), který umožňuje nastavit odpovídající sílu předpětí řemene, tj. tlakový spád na pneumotoru 3. Tento ventil bude seřizován pouze při předběžném seřizování celého pneumatického obvodu a to proto, že průběžně bude měněn a nastavován tlak na redukčním ventilu 11 a tím redukováno předpětí na řemenu. Tento ventil slouží pouze k dolažení hodnoty napínací síly tak, jak bude odpovídat skutečně odebíranému momentu, který je vzhledem k nejisté velikosti přítlakové plošky vytvořen jen na základě přednastaveného rozdílu tloušťky skla a tloušťky mezery a také tuhosti navulkanizované vrstvy pryže na předlisovacích válcích. Proto lze předpokládat, že skutečný odebíraný moment bude nižší. Vzhledem k tomu, že v obou případech byly voleny rozvaděče nepřímo elektro-pneumaticky řízené, je nutno zajistit do pomocných pomocných šoupátek pro všechny režimy činnosti tlak, který zajistí jejich správnou funkci. Proto byl volen rozvaděč, který má externí přívod pomocného tlakového vzduchu do pomocných šoupátek na úrovni pracovního tlaku. Poslední částí obvodu je jednočinný pneumotor 4 ovládaný rozvaděčem 3/2 (POZ.8) v klidovém stavu průtočným, který zajišťuje vysunutou pístnici a tím zařazení brzdy(POZ.5,15) do činnosti. Celý obvod je dále vybaven příslušenstvím, které umožňuje předběžné nastavení vhodných rychlostí na jednotlivých pneumatorech a dále jednotkou úpravy vzduchu (POZ.9). Výstup z této jednotky je veden k obvodu přes ruční páčkový ventil (POZ.10) na vstup ke všem spotřebičům tlaku. Zvláštní pozornost zasluhuje řešení obvodu přítlaku a vysvětlení funkce rozvaděče 5/3(POZ.6). Tento rozvaděč ve střední poloze zajišťuje minimální přítlak umožňující představování výšky horního předlisovacího válce. při sepnutém solenoidu Y1 dojde k přestavění rozvaděče 6 tak, že je realizován přítlak, čili do pracovní polohy označené na ovládacím panelu jako PŘÍTLAK NASTAVEN. Střední poloha, která je udržována bez napětí na solenoidech, odpovídá na ovládacím panelu popisu UVOLNĚN a tímto elektrickým tlačítkem je možno uvést rozvaděč 6 právě do této polohy. Poslední poloha, tj. při sepnutém solenoidu Y2, realizuje horní zasunutou polohu obou pneumatoreů 1,2, to znamená ztrátu kontaktu s vačkou a tím je dosažena

možnost seřizování a příslušného předběžného nastavení seřizovacími prvky tak, aby bylo dosaženo rovnoběžnosti obou os předlisovacích válců. Výkres pneumatického obvodu je doplněn legendou, která odpovídá označení jednotlivých prvků pomocí pozic, označuje jejich typ a případně i počet kusů. Legenda je navíc doplněna přehledem potřebného příslušenství včetně šroubení a propojovacích hadic.

Výkonový pneumatický obvod zároveň ovládá hydraulický obvod brzdy(POZ.5,15), jež je volně přiřazen k schématu pneumatického obvodu a svojí realizací plně odpovídá realizaci, která je funkčně osvědčena z činnosti kotoučové brzdy automobilů Š 100. Je plně vyhovující jak po stránce možnosti dosáhnout příslušných brzdících momentů, tak i z hlediska spolehlivosti držení příslušné polohy nastavovacího vačkového hřídele.

4.6.Konstrukce pomocných dopravníků

4.6.1.Návrh základních rozměrů dopravníku

Z obr.15 je zřejmé, že má-li být dopravník sklopný do svislé polohy, musí být nutně $l < h$. Výška h je dána ergonomickými předpisy a je tedy určena tak, aby vyhovovala obsluze. Vzdálenost mezi válečky je volena podle minimálního rozměru bloku skla, který nesmí mezi válečky propadnout, na míru

$$l = 1/2 \cdot 200 - 10 = 90 \text{ mm},$$

kde l je minimální délka skla. Počet válečků je volen $n = 7$ a celková délka dopravníku vychází

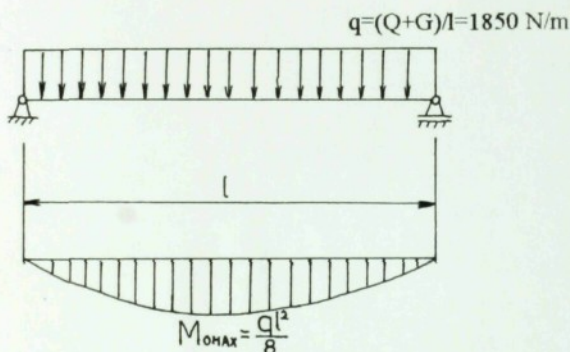
$$l = (n - 1) l + 110 = 6 \cdot 90 + 110 = 650 \text{ mm}.$$

Míra 110 mm je dána součtem poloměrů krajních válečků($d = 65 \text{ mm}$) a velikostí potřebné k uchycení podpěry. Podpěra je tvořena dvěma částmi opatřenými na koncích závity na jedné části pravým a na druhé levým. Spojení obou částí podpěry je provedeno stavěcí maticí opatřenou též pravým a levým závitem kvůli přesnému nastavení vodorovné polohy dopravníku. Po nastavení se tato stavěcí matice pojistí proti případnému pootočení dvěma přítužnými maticemi. Tím je podpěra nastavena a pro

epření dopravníku v jiný den ji stačí pouze vložit pod zvednutý dopravník
jistit dvěma čepy umístěnými na koncích dopravníků a rámu.

2. Výpočet uložení dopravníku

Protože oba dopravníky jsou konstrukčně shodné, je možno se
vzat pouze výpočty dopravníku jednoho. Pro bloky maximálních rozměrů
maximální váhy $m = 70 \text{ kg}$ je zatížení dopravníku podobné spojitě
žnému nosniku podepřeného na obou stranách (obr.27).



Obr.27 Zatížení pomocného dopravníku

Při tomto druhu zatížení je namáhání úložných ložisek rovno reakci
 $(Q+G)/2 = (700+500)/2 = 600 \text{ N}$, kde G je vlastní váha dopravníku.
ěvadž je dopravník uložen na dvou stranách otočné osy A je zatížení
o ložiska rovno $F_r = R_1/2 = 300 \text{ N}$. Pro toto zatížení je voleno ložisko
t, které má dynamickou únosnost $C = 9440 \text{ N}$ a statickou únosnost $C_0 =$
0 N. Poněvadž se ložiska vůbec neotáčí, jsou namáhány pouze kroužky
ka na otláčení a kontroluje se pouze statická bezpečnost $s_0 = C_0/F_r$. Síla F_r
ímo rovna síle F_r a z toho $s_0 = C_0/F_r = 14,5$, což je postačující.

3. Návrh a kontrola ložisek válečku

Ložiska každého válečku jsou namáhána silou $F_r = R_1/2n$, kde n je počet
šků. Síla $F_r = 600/14 = 42.85 \text{ N}$. Je voleno ložisko 6002, které má
mickou únosnost $C = 4300 \text{ N}$ a statickou únosnost $C_0 = 2500 \text{ N}$. Pro tyto
oty se spočte trvanlivost ložiska

$$L_h = \frac{16667}{n} (C/F)^m,$$

$$\text{kde } n = \frac{v_{MAX}}{\pi \cdot d} = \frac{2}{\pi \cdot 0,065} = 9,79 \text{ min}^{-1}.$$

$$\text{Trvanlivost } L_h = 337954160 \text{ h}$$

Síly namáhající každý jednotlivý váleček jsou tak malé, že se ani nemusí kontrolovat ohybové namáhání válečků. Kontrola rámečku se provádí na ohyb u jednotlivých krajních prutů. Namáháním podle obr.27 se dostane ohybový moment

$$M_o = \frac{q l^2}{8} = \frac{1850 \cdot 0,65^2}{8} = 97,7 \text{ Nm}$$

Každý prut po obou stranách je namáhán přibližně ohybem 50 Nm.

Z ohybu a dovoleného ohybového napětí $\sigma_{DO} = 300 \text{ MPa}$ se určí průřezový modul v ohybu W_o .

$$\sigma_{DO} = \frac{M_o}{W_o} \Rightarrow W_o = \frac{M_o}{\sigma_{DO}} = 166,7 \text{ mm}^3$$

S ohledem na možné mnohem větší zatížení a zjednodušení výpočtu je volen uzavřený profil 30x30 mm s tloušťkou 2 mm, který má průřezový modul roven $W_o = 1960 \text{ mm}^3$. Tím je dána teoretická bezpečnost $k = 11,76$, která je jistě ve skutečnosti menší.

4.7. Popis konstrukčního řešení podle ovládacího panelu (PŘÍLOHA 2)

4.7.1. Poloha válců

V konstrukčním řešení je poloha horního válce nastavitelná v rozmezí 0 až 80 mm podle požadavků zadavatele, čímž je umožněno nastavování

příslušné mezery libovolné velikosti v závislosti na tloušťce skla a technologických podmínkách kladených na předlis speciálních skel. Poloha horního válce je odměřována pomocí dvojice induktivních čidel polohy LIMA umístěných na tělesech uložení ložisek obou válců s možností předběžného nastavení nulové polohy a jejich signál je přiveden ke dvěma číslícovým displejům, které umožňují průběžně sledovat aktuální hodnotu nastavené výšky. Poloha válce je nastavována prostřednictvím natáčení dvojice vaček spojených tuhým hřídelem tak, aby byla zajištěna tuhá kinematická vazba obou vaček. Natáčením vačkového hřídele se přes kladky spojené s oběma uloženími horního válce vodícími sloupky mění příslušně i poloha dorazů pneumatických válců. Pohon vačkové hřídele je zajišťován pomocí čtyřpólového asynchronního motoru a šnekové převodovky, přičemž výstupní hřídel převodovky je spojen s vačkovým hřídelem pomocí řemenového převodu ozubeným řemenem. Přetížení motoru je zabráněno přetěžovací lamelovou spojkou umístěnou na výstupním hřídeli převodovky s pevně nasazenou malou řemenicí. Vlastní rychlost přestavování lze nastavit v širokém rozmezí pomocí frekvenčního měniče, který umožňuje předběžné nastavení obou ramp, tzn. doby zrychlení a zpomalení rychlosti na rychlost předvolenou v rozmezí 0 až 35 vteřin. Dále je možné předvolit v několika stupních rychlost otáčení motoru. Zde bylo zvoleno nastavení dvou hodnot rychlosti, které budou nařizeny na svou konkrétní hodnotu až přímo na pracovišti podle potřeby obsluhy a požadavků odběratele. Předpokládá se, že bude možno nastavení polohy provést nejdříve rychlostí vyšší, tzv. rychloposuvem (tlačítko PŘEDVOLBA NASTAVENÍ) a po dosažení přibližně potřebné hodnoty bude realizováno doladění sníženou rychlostí (tlačítkem JEMNĚ)

Je třeba zdůraznit k PŘEDVOLBĚ NASTAVENÍ, že je nutno příslušným elektrickým zapojením ošetřit obvod tak, aby nedošlo ke kolizím a poškozením jednotlivých mechanismů. Dále je třeba zdůraznit, že v každém seřizovacím cyklu polohy válců je každé stisknutí tlačítka NAHORU/DOLŮ ať rychloposuvem nebo sníženou rychlostí ošetřeno tak, že je přivedeno nebo přerušeno napětí na solenoid Y4 a tím je docíleno odbrždění brzdy a v okamžiku uvolnění tlačítka opětovné zabrždění brzdy. V elektrickém obvodu,

aby nedošlo k tzv.hazardům, lze toto ošetření navíc provést s příslušným časovým zpožděním.

Horní a dolní poloha horního předlisovacího válce je omezena zdvihem vačky. Aby nedošlo k nepřipustnému zatěžování mechanismu zvedáku válce, je pohyb vačky omezen párem indukčních snímačů, jejichž signalizace zablokuje činnost vždy jednoho z ovládacích tlačítek NAHORU/DOLŮ.

Pro zajištění plné bezpečnosti měniče, motoru, převodovky a celého mechanického systému stroje je působení sil omezeno řídicím obvodem následovně:

Stisknutím tlačítka PŘEDVOLBA NASTAVENÍ dojde k zablokování proudových signálů obou solenoidů rozvaděče 6. Působící síla přítlaku se výrazně sníží tak, že potřebný moment k nastavení bude nižší, než výpočtový. Po té obsluha provádí ON LINE řízení, tzn., po dobu stisknutí tlačítka NAHORU nebo DOLŮ, nastavování mezery za současného sledování aktuální polohy na displejích. Po předběžném nastavení se stiskem tlačítka JEMNĚ sníží rychlost přestavování a může být doladěna poloha horního válce. Po skončení této operace dojde k činnosti spojené s nastavením přítlaku.

4.7.2.Nastavení přítlaku

Přítlak je nastavován pomocí dvojice redukčních ventilů tak, že redukční ventil s manometrem označeným M1 slouží k základnímu nastavení příslušného tlaku v souladu s cejchovní křivkou(obr.23). Předpokládá se že redukční ventil s manometrem M2 nebude přestavován často, ale, že se vystačí s jeho předběžným nastavením na hodnotu, která zajistí rovnoměrný přítlak po celé šířce pracovní mezery. Vlastní nastavení nastavení pracovní polohy pneumotoru přítlaku se realizuje pomocí tlačítka NASTAVEN. Tímto je sepnut solenoid Y1 a nastavený tlak nastavený redukčním ventilem 11 je přiveden na oba pneumotory přítlaku a je vyvozován silový kontakt s nastavenými vačkami. Zavedením skla mezi válce dojde při správném nastavení polohy pouze k minimální změně polohy horního válce. Avšak v případě, že tato mezera byla nastavena na hodnotu nižší, dojde k pohybu osy horního válce nahoru a mezera se rovnoměrně zvětší. Po skončení této pracovní činnosti, v případě, že má dojít k nastavení nové polohy, se stisknutím tlačítka

UVOLNĚN přeruší proud napětí k solenoidu Y1 a rozvaděč 6 se přestaví do střední polohy. Poslední tlačítko zase nebude často užíváno a slouží pouze pro ty případy, kdy bude potřeba zajistit zasunuté pístnice obou pneumotorů přítlaku 1 a 2 a tím uvolnit kontakt mezi dorazy a váčkami pro případné montážní zásahy do stroje. Zde je nutno upozornit obsluhu na případná nebezpečí, která z tohoto nastavení mohou vyplývat. Před zásahem do konstrukce mechanismu, což znamená odkrývání stroje, je nutné mechanicky tuto polohu zajistit.

4.7.3. Pohyb skla

Aby byla zajištěna komfortní možnost volby změny rychlosti pohybu skla v obou pracovních směrech, je hnací mechanismus opatřen frekvenčním měničem, který ovládá motor a přes šnekovou převodovku, předlohu a příslušný řemenový převod, pohyb válců. Rychlost posuvu lze předvolit v několika stupních (určených až přímo v provozu) tak, aby byl pokryt rozsah pracovních rychlostí od 0 do 2 m/min a to pro oba směry pohybu. Na základě této předvolby rychlosti se zvolí příslušná frekvence na měniči a při předem nastavených rampách, tj. zrychlení při rozběhu a doběhu, lze pomocí jediného tlačítka VPŘED zajistit pohyb jedním směrem a stisknutím tlačítka VZAD pohyb zpětný. Tlačítka jsou prosvětlena nearetována a každé stisknutí tlačítka druhého ruší předchozí funkci. Předpokládá se, že v případě režimu chodu předlisu se spuštěnými dopravníky lze bez nebezpečí realizovat přepínání smyslu pohybu pomocí uvedených tlačítek na ovládacím panelu prostřednictvím obsluhy ručně.

4.7.4. Hlavní vypínač

Hlavní vypínač slouží k inicializaci celého elektrického obvodu tak, aby jeho vypnutím došlo k zablokování všech funkcí. Zařízení je navíc vybaveno tlačítky NOUZOVÝ STOP, z nichž jedno je umístěno přímo na ovládacím panelu a další bude umístěno na základě požadavků odběratele a předpokládaného umístění a pohybu obsluhy. Činnosti následující po stisku aretovaného tlačítka NOUZOVÝ STOP lze popsat takto:

a)dojde k přerušení napětí pro všechny solenoidy rozvaděčů,tzn., že přítlak je realizován minimální silou střední polohy rozvaděče 6, předpětí řemenového převodu je uvolněno a brzda zabržděna.

b)současně se přeruší přívod napětí k oběma měničům, čímž se přeruší oba pohony. Další inicializací stroje, která se provede uvolněním tlačítka NOUZOVÝ STOP, se zařízení uvede do stavu, kterými jsou předvolby aretovaných tlačítek zrušeny a zařízení se chová stejně jako v případě prvotního sepnutí hlavního vypínače.

5. TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Technicko-ekonomické zhodnocení se snaží shrnout všechny přínosy navrhovaného nového zařízení předlisu speciálních skel

Jedním z důležitých přínosů nového řešení je usnadnění manipulace s těžšími bloky skla za pomoci dvou symetricky umístěných sklopných válečkových dopravníků. Dále se jedná o usnadnění nastavování mezery mezi předlisovacími válci pomocí elektro-pneumatického ovládání na řídicím panelu namísto ručního namáhavého a hlavně nepřesného nastavování. Celkově diplomová práce řeší náhradu zastaralého zařízení novým, koncepčně odlišným zařízením, které umožňuje při dodržení nastavovacího postupu zpracovávat širší sortiment za současného zlepšení kvality zpracovávaných bloků skel a komfortnější obsluhu jak při nastavování základní mezery, tak i při nastavování přítlakových sil plynule proměnných podle zpracovávaného sortimentu. Novým prvkem u tohoto zařízení je možnost jednoduché a rychle proveditelné změny rychlosti posuvu skla pro oba smysly otáček realizovaná frekvenčními měniči.

Pro zjištění přibližné ceny nového zařízení byl proveden níže uvedený hrubý odhad jednotlivých nákladů

-pneumatický výkonový obvod včetně příslušenství	50.000 - 60.000,-Kč
-elektrické motory s převodovkami	40.000 - 45.000,-Kč
-frekvenční měniče	15.000 - 20.000,-Kč
-systém odměřování polohy LIMAT	20.000,-Kč
-ostatní elektrické vybavení	30.000 - 40.000,-Kč
-materiálové náklady	50.000 - 60.000,-Kč
-výrobní náklady	100.000 - 150.000,-Kč
NÁKLADY CELKEM	305.000 - 375.000,-Kč

6. ZÁVĚR

Závěrem bych chtěl upozornit na možnost další možné mechanizace a automatizace operací, které byly v diplomové práci řešeny pouze okrajově.

Jedná se hlavně o zařízení pícky a k ní přidruženého dopravního a manipulačního systému. Složitostí problému vlastního předlisu se pícka dostala nad rámec zadání diplomové práce a její řešení je koncepčně naznačeno v kapitole 3.

Pro spolehlivou funkci nového předlisu speciálních skel je třeba věnovat zvláštní pozornost pečlivé montáži veškerých pneumatických a hydraulických propojení a dále nastavení správné polohy třmenu kotoučové brzdy vůči kotouči tak, jak je tomu i u automobilů, tedy vymezovacími podložkami. Zvýšenou pozornost je třeba věnovat induktivním snímačům polohy LIMA a jejich prvotnímu, přesnému nastavení stejně tak jako induktivním snímačům zajišťujících koncové polohy obou vaček tak, aby nedošlo k jejich poškození vlivem nepřesné montáže.

Zabudování a nastavení frekvenčních měničů SCANDIALOGIC SLP375-1 je nutno provést podle pokynů uvedených v dodacích předpisech měničů.

Před předáním stroje do provozu je potřeba zkontrolovat všechny elektrické vodiče, aby byla zajištěna bezpečnost provozu.

Seznam použité literatury

- /1/ FIALA, J. a kol. :Strojnické tabulky I,II,III,Praha 1990
- /2/ Katalog pneumatických prvků FESTO
- /3/ Prospektové materiály a katalog firmy RENOLD
- /4/ Katalog ozubených řemenů Gumárny Zubří
- /5/ Prospektový materiál lamelových spojek firmy BSD
- /6/ Katalog ozubených řemenů BRECOflex
- /7/ Prospekt systému snímání polohy LIMAT od VÚOSO a.s. Praha
- /8/ Katalog kladek firmy ISOTEC
- /9/ Prospekty frekvenčních měničů firmy SCANDIALOGIC
- /10/ Výkresová dokumentace diskové brzdy vozu Š 100
- /11/ Prospekt indukčních snímačů firmy ZLATOKOV PMP Trenčín
- /12/ Stíř, B.: Pružnost a pevnost 1. díl, 1. vydání skripta VŠST
Liberec ,1979
- /13/ Bradský, Z.-Jáč, V.:Mechanika III - Dynamika, skripta VŠST
Liberec, 1983

POZ.	NÁZEV—ROZMĚR	VÝKRES—NORMA	MATERIÁL	J.	MN.	HMOTN. kg
1	JPM 22MD71L4 3.1L 70 SS	RENOLD			1	
2	JPM 17MD 63L4 2.1R 70 SS	RENOLD			1	
3	BRZDA	1-DP232/94-01-00			1	
4	PNEUM. VÁLEC ADV-80-80-A	FESTO			2	
5	PNEUM. VÁLEC DNU-63-125-A	FESTO			1	
6	PNEUM. VÁLEC ESW-50-50-P	FESTO			1	
7	OTOČNÝ ZÁVĚS SN-63,LSN-63	FESTO			1,1	
8	SPOJKOVÝ VÁLEC Š100	443611076000			1	
9	LAMELOVÁ SPOJKA 452-4-110	BSD			1	
10	VYROVNÁVACÍ NÁDRŽKA Š100	443611076000			1	
11	TLAKOVÝ SPÍNAČ				1	
12	INDUKČNÍ SNÍMAČ RMSV 003 B				2	
13	INDUKTIVNÍ SNÍMAČ LIMA				2	
14	PROPOJOVACÍ POTRUBÍ Ø5-365				1	
15	HADICE Ø12 280 Š100				1	
16	ŠROUBENÍ FESTO	PŘÍLOHA 1			4	
17	HADIČKA FESTO	PŘÍLOHA 1				
18	RÁM PŘEDLISU	SVAŘENEC	11 373		1	
19	HŘÍDEL VAČKOVÁ Ø55-920	ČSN42 6510	12 040		1	
20	ULOŽENÍ VÁLCŮ	0-DP232/94-01-01			1	
21	DOPRAVNÍK D2	0-DP232/94-01-02			1	
22	DOPRAVNÍK D1	0-DP232/94-01-02			1	
23	LOŽISKOVÁ SKŘIŇ 100×40-200	ČSN42 5522	11500		2	
24	PŘÍRUBA	SVAŘENEC	11523		1	
25	HORNÍ PODPĚRA TR Ø30-LEVÝ M16	SVAŘENEC	11523		4	
26	SPODNÍ PODPĚRA TR Ø30-PRAVÝ M16	SVAŘENEC	11523		4	
27	VAČKA	ČSN42 5522	11600		2	

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	VŠST LIBEREC	
VYPR.	MARTINOVSKÝ R.	NORM. REF.		POZN.	Č. VÝKR.
PŘEZK.					
TECHN.	SCHVÁLIL				TRÍD. Č.
NÁZEV	PŘEDLIS			4-DP232/94-01-00	3
				Listo 5	List

POZ.	NÁZEV-ROZMĚR	VÝKRES-NORMA	MATERIÁL	J.	MN.	HMOTN. kg
28	DRŽÁK NAPÍNAČÍ KLADKY	SVAŘENEC	11 373		1	
29	RAMENO KLADKY	SVAŘENEC	11 523		1	
30	VEDENÍ ŠROUBU	SVAŘENEC	11 523		1	
31	ŘEMENICE Ø 52,25	ČSN42 5515	12 060		2	
32	ŘEMENICE Ø 59,65	ČSN42 5515	12 060		1	
33	SVĚRKA PRO Ø 10	SVAŘENEC	11 343		2	
34	SVĚRKA PRO Ø 15	SVAŘENEC	11 343		2	
35	OZUB.ŘEMEN 25T10/600M	BRECO			1	
36	OZUB.ŘEMEN 25T10/780M	BRECO			1	
37	OZUB ŘEMEN 16 T10/1425V-DL	BRECO			1	
38	OZUB ŘEMEN 16 T5/690M	BRECO			1	
39	UTAHOVACÍ ŠESTIHRAN	ČSN426530			4	
40	ČEP Ø 22 - 60	ČSN426510			1	
41	ČEP Ø 24 - 106	ČSN426510			1	
42	ČEP Ø 15 - 36	ČSN426510			8	
43	ČEP Ø 12 - 60	ČSN426510			1	
44	KLADKA Ø 30 - 15	ČSN 426510			2	
45	PLECH P 2xØ200	ČSN425310	11343		1	
46	PLECH P 2xØ160	ČSN42 5310	11 343		1	
47	TŘMEN P 1 15 255	ČSN42 5310	11 343		1	
48	SVĚRKA P 05 5 60	ČSN42 5310	11 343		2	
49	DISTANČNÍ KROUŽEK Ø 6 5	ČSN426510	10 370		4	
50	MATICE M14	ČSN02 1401			1	
51	PODLOŽKA 15	ČSN021744			1	
53	ŠROUB M5 14	ČSN021143			4	
52	MATICE M16	ČSN02 1403			9	
54	PODLOŽKA 5	ČSN02 1741			4	

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	VŠST LIBEREC	
VPYR. MARTINOVSKÝ R.	NORM. REF.	POZN.	Č. VÝKR.		
PŘEZK.					
TECHN.	SCHVÁLIL			TRÍD. Č.	
NÁZEV		PŘEDLIS		4-DP232/94-01-00	
				List 5	
				List 4	

POZ.	NÁZEV—ROZMĚR	VÝKRES—NORMA	MATERIÁL	J.	MN.	HMOTN. kg
55	ŠROUB M10 - 40	ČSN 02 1101			1	
56	PODLOŽKA P5•φ24	ČSN 4253 10	11343		1	
57	MATICE M8	ČSN 02 1103			4	
58	PODLOŽKA 8	ČSN 02 1740			8	
59	ŠROUB M8-25	ČSN 02 1401			4	
60	ŠROUB M8-20	ČSN 02 1131			4	
61	ŠROUB M12-25	ČSN 02 1101			4	
62	MATICE KM 9	ČSN 02 3630			1	
63	KROUŽEK 15	ČSN 02 2929			8	
64	KROUŽEK 12	ČSN 02 2929			1	
65	PODLOŽKA 12	ČSN 02 174 1			1	
66	ŠROUB M12- 25	ČSN 02 1101			1	
67	ŠROUB M10- 55	ČSN 02 1111			1	
68	ŠROUB M10- 45	ČSN 02 1101			1	
69	MATICE M10	ČSN 02 1403			1	
70	PODLOŽKA 10	ČSN 02 1744			1	
71	MATICE M12	ČSN 02 1401			4	
72	ŠROUB M16-8	ČSN 02 1151			4	
73	MATICE KM 7	ČSN 02 3630			2	
74	PODLOŽKA MB 7	ČSN 02 3640			2	
75	MATICE M6	ČSN 02 1401			2	
76	ŠROUB M6-15	ČSN 02 1135			2	
77	PODLOŽKA 6	ČSN 02 1740			2	
78	ŠROUB M4-10	ČSN 02 1131			8	

INDEX	ZMĚNA		DATUM	PODPIS	VŠST LIBEREC
VYPR. MARTINOVSKÝ R.		NORM. REF.	POZN.	Č. VÝKR.	
PŘEZK.					
TECHN.		SCHVÁLIL		TRÍD. Č.	
NÁZEV PŘEDLIS			4-DP232/94-01-00		
			Listo 5		
			List 5		

POZ.	NÁZEV—ROZMĚR	VÝKRES—NORMA	MATERIÁL	J.	MN.	HMOTN. kg
1	DOLNÍ PŘEDLISOVACÍ VÁLEC	SVAŘENEC	11373		1	
2	HORNÍ PŘEDLISOVACÍ VÁLEC	SVAŘENEC	11343		1	
3	ULOŽENÍ DOLNÍHO VÁLCE	ODLITEK	422420		2	
4	ULOŽENÍ HORNÍHO VÁLCE	ODLITEK	422420		2	
5	DRŽÁK KLADKY	SVAŘENEC	11343		2	
6	VÍKO	ČSN 425515	11500		2	
7	VÍKO	ČSN 425515	11500		2	
8	ŘEMENICE 120,15	ČSN 425515	12060		2	
9	ŘEMENICE 59,65	ČSN 425515	12060		3	
10	VODÍČÍ SLOUPEK	ČSN 426510	11500		4	
11	DORAZ	ČSN 426515	12040		2	
12	EXCCENTRICKÝ ČEP	ČSN 426510	11500		2	
13	KLADKA	ČSN 426510	11700		2	
14	KLUZNÉ VEDENÍ	ČSN 425415	11370		8	
15	ROZPĚRNÁ TRUBKA	ČSN 425415	11500		1	
16	ROZPĚRNÁ TRUBKA	ČSN 425415	11500		2	
17	ROZPĚRNÁ TRUBKA	ČSN 425415	11500		2	
18	ROZPĚRNÁ TRUBKA	ČSN 425415	11500		2	
19	ÚLOŽNÉ TĚLESO	ČSN 426510	11500		2	
20	DISTANČNÍ VLOŽKA	ČSN 425522	11700		2	
21	PERO	ČSN 022562	11600		4	
22	MATICE KM 6	ČSN 023630			4	
23	PODLOŽKA MB 6	ČSN 023640			4	
24	ŠROUB M5	ČSN 021131			16	
25	PODLOŽKA 5	ČSN 021440			16	
26	ŠROUB M8 x 30	ČSN 021131			8	
27	MATICE KM 4	ČSN 023630			2	

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS

VŠST LIBEREC

VYPR. MARTINOVSKÝ R	NORM. REF.	POZN.	Č. VÝKR.
PŘEZK. N			
TECHN.	SCHVÁLIL		TRÍD. Č.

NÁZEV	ULOŽENÍ VÁLCŮ	4-DP232/94-01-01	Listo 3	List	2
-------	---------------	------------------	---------	------	---

[illegible]