

Vysoká škola: strojn<sup>í</sup> a textiln<sup>í</sup> v Liberci      Fakulta: strojn<sup>í</sup>  
Katedra: textiln<sup>í</sup>ch a oděvn<sup>í</sup>ch strojů      Školní rok: 1985/86

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE (PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Jaroslava Jančíka  
obor 23 - 21 - 8 Strojní zařízení pro chemický, potravinářský  
a spotřební průmysl

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorozních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Pomocný pohon vyrovnávacích obloukových válců  
automatického vyrovnávače útků Elitex - Directomat  
typ 4920.0

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte literární řešení k danému tématu.
2. Zjistěte konstrukční podklady ve výrobním závodu k. p. Elitex Chrastava.
3. Navrhněte pomocný pohon obloukových válců na principu samostatného pružného elektrického pohonu.
4. Vypracujte konstrukci pohonného mechanismu v celkové sestavě.
5. Proveďte ekonomické zhodnocení.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8  
PSČ 461 17

Rozsah grafických prací: provedte hlavní sestavu přídatného pohonu  
s přídatnými podsestavami.  
Rozsah průvodní zprávy: 10 - 15 stránek strojopisu formátu A4

Seznam odborné literatury:

Prospekty a popisy zařízení firem vyrábějících  
vyrovnávače útků zejména:

Elitex 4920.0  
Dornier Hanbold KSR  
Raemer Rectofact  
A-Krautz DBP  
Brückner Rigema  
Drabert  
Mahlo  
APUZ - DKP - SSSR  
Farmer Norton  
JMA - Essen

Durrant a Suk a dalších.

Katalogy el. pohonů pro daný účel.


Vedoucí diplomové práce:

Ing. Miroslav Kvapil


Datum zadání diplomové práce: 27. 9. 1985

Termín odevzdání diplomové práce: 23. 5. 1986

L. S.

  
Prof. Ing. Vladimír Prášil, DrSc.

Vedoucí katedry

  
Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.

Děkan

v Liberci dne 23. 9. 1985

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci  
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23-21-8

Strojní zařízení pro chemický, potravinářský a  
spotřební průmysl

Katedra textilních a oděvních strojů

Pomocný pohon vyrovnávacích obloukových válců  
automatického vyrovnávače útků Elitex - Directo-  
mat, typ 4920.0

KTS-097

Jaroslav Jančík

Vedoucí diplom. práce: Ing. Miroslav Kvapil

Konzultant: Josef Spurný

Rozsah práce a příloh:

Počet stran:	58
Počet příloh:	5
Počet výkresů:	3
Počet obrázků:	14

23. května 1986

Místopřísežné prohlášení

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

V Liberci 23. května 1986

Jaroslav Janička

Poděkování

Děkuji za pomoc a poskytnutí informací při vypracování  
diplomevé práce Ing. Miroslavu Kvapilovi z VŠST, Josefu  
Spurnému a Ing. Milanu Stejskalovi z k.p. Elitex Chras-  
tava.

V Liberci 23. května 1986

Jaroslav Janišky

## O b s a h

1. Úvod
  - 1.1 Význam zušlechťování
  - 1.2 Mechanické úpravy
  - 1.3 Napínací, sušící a fixační stroj Elitex 4580.3
  
2. Vyrovnávače útku -
  - 2.1 Příčiny sešikmení útkových nití ve tkanině
  - 2.2 Vyrovnávače útku - vývoj
  - 2.3 Obloukový válec
  - 2.4 Vyrovnávače s obloukovými válci
    - 2.4.1 Automatický vyrovnávač útku Mount Hope - Weftrol
    - 2.4.2 Automatický vyrovnávač útku Rectofact
    - 2.4.3 Automatický vyrovnávač útku Bianco
  - 2.5 Automatický vyrovnávač útku Elitex - Directomat  
typ 4920.0
    - 2.5.1 Obecně
    - 2.5.2 Určení vyrovnávače
    - 2.5.3 Technický popis
    - 2.5.4 Hlavní technická data
    - 2.5.5 Popis jednotlivých konstrukčních skupin
  
3. Pohon obloukových válců
  - 3.1 Účel pohonu
  - 3.2 Pohon obloukových válců firmy Bianco

4. Pohon obloukových válců automatického vyrovnávače  
Elitex - Directomat typ 4920.0
  - 4.1 Řemenový převod
    - 4.1.1 První alternativa
    - 4.1.2 Druhá alternativa
  - 4.2 Konstrukční řešení pohonu obloukových válců
  - 4.3 Výpočtová zpráva
    - 4.3.1 Pasívní odpor obloukových válců
    - 4.3.2 Návrh hnacího elektromotoru
    - 4.3.3 Celkový převodový poměr
    - 4.3.4 Převod ozubeným řemenem
    - 4.3.5 Převod ozubeným soukolím
    - 4.3.6 Převod polykordovým kruhovým řemenem Habasit
    - 4.3.7 Kontrolní výpočty některých součástí
  - 4.4 Elektrická část pohonu
5. Ekonomické zhodnocení

## Seznam použitých symbolů

A	osová vzdálenost
C	dynamická únosnost valivého ložiska
F	síla
$F_0$	obvodová síla
K	součinitel
L	délka
M	moment síly
P	výkon
$P_1$	příkon
R	elektrický odpor
S	plocha
W	průřezový modul
X,V	koefficienty pro výpočet valivých ložisek
b	šířka (ozubení, řemene)
d	průměr kružnice
đ	dostava
e	rameno síly
g	tíhové zrychlení
h	výška zubu
$h_a$	výška hlavy zubu
$h_f$	výška paty zubu
i	převodový poměr
m	hmotnost
$m_z$	modul zubu
n	počet otáček



o obvod  
p měrný tlak  
r poloměr  
s koeficient bezpečnosti  
t rozteč zubů  
u vzdálenost osy lanka od paty zubu řemene  
v rychlost  
x odlehlost  
z počet zubů  
 $\alpha$  úhel opásání  
 $\delta$  výrobní přídavek  
 $\sigma$  napětí  
 $\tau$  smykové napětí

## 1. Ú V O D

### 1.1 V ý z n a m z u š l e c h ť o v á n í

Zušlechťování je jednou z posledních operací při výrobě textilií. Dává jim konečný vzhled a vlastnosti, na které se klade stále větší důraz. Odběratelé vyžadují od textilií nejrůznější speciální vlastnosti, kterých nelze dosáhnout jinak, než finálními úpravami.

Finální úpravy se dělí na chemické, kterými se dosahuje například nehořlavost, nemačkovost, nešpinivost a podobně, a na mechanické, kterými se dosahuje lesk, kvalitní povrch bez záložek, stálá šíře a podobně.

### 1.2 M e c h a n i c k é ú p r a v y

Pro mechanické úpravy bylo za léta vývoje vyvinuto velké množství strojů a zařízení, které umožňují nejrůznější technologické postupy. Jedním z úpravářských technologických postupů je napínání a sušení plošných textilií, případně fixace, pokud jde o textilie ze syntetických vláken. Provádí se na napínacích sušících a fixačních strojích, které následují za mokrymi úpravářskými procesy. Na těchto strojích dostanou textilie konečný vzhled a tvar.

Ve světě existuje několik výrobců těchto zařízení. Na dobré úrovni je také československý napínací, sušící a fixační stroj, výrobek k. p. Elitex, závodu Ol v Chrastavě.

### 1.3 Napínací, sušicí a fixační stroj Elitex 4580.3

Vyrábí se dvě modifikace stroje:

Napínací a sušicí stroj typ 4575.3 a napínací, sušicí a fixační stroj typ 4580.3, který je navíc vybaven přídavným vytápěním pro tepelnou fixaci. Stroje mají společný základ - jsou vyráběny stavebnicovým způsobem.

Stroj slouží k rozpínání, sušení a egalizování lehkých a středních druhů tkanin, úpletů a netkaných textilií. Je to stroj s horizontálním uspořádáním napínacího řetězu, tryskovým sušicím systémem s parním a elektrickým, případně nepřímým olejovým vytápěním.

Stroj pracuje zpravidla v lince s impregnačním foulardem. Přes kompenzátor, vyrovnávající rozdíly mezi rychlostí průchodu zboží foulardem a sušicím strojem, je zboží vedeno dovyrovnavače útku. Z vyrovnavače jde do vstupního ústrojí s rozšiřovacími válci. Pomocí rozváděcích ramen je zboží navedeno na rozpínací řetěz, který je opatřen klapkami nebo jehlovými destičkami. Řetězem je zboží unášeno do sušicích komor, kterých může být různý počet. Zde se za stálého napětí ve zboží vysušuje apretura a případně zboží ze syntetických vláken se může tepelně fixovat. Dostává tak konečný vzhled, tvar a vlastnosti. Za výstupním zařízením může následovat skladač nebo zařízení pro velkonábal.

## 2. Vyrovnavače útku

### 2.1 Příčiny sešikmení útkových nití ve tkanině

K sešikmení útkových nití může dojít jak v úpravárenských procesech, tak i při vlastním tkaní. Při tkaní je příčinou například různá pružnost osnovy, nerovnoměrný odtah zboží, různé napětí osnovních nití po šíři a podobně. V následujících úpravárenských procesech pak může k sešikmení dojít prakticky všude, kde není zboží přesně vedeno.

Útek může být deformován do oblouku, může být sešikmen, případně může dojít ke kombinaci obou deformací. Deformované útky mají negativní vliv na vzhled zboží, hlavně u pestře tkaného nebo potištěného zboží a v neposlední řadě i na jeho mechanické vlastnosti. Je proto nezbytné tyto vady tkaniny před zafixováním odstranit, k čemuž slouží vyrovnavače útku.

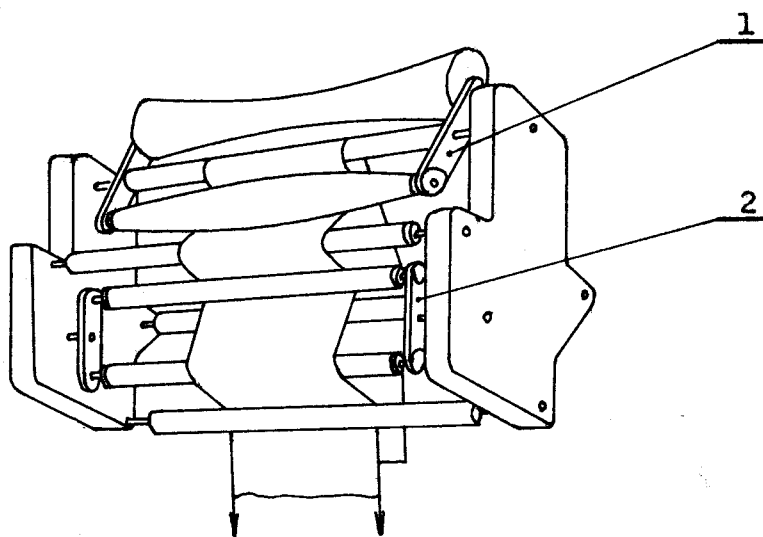
### 2.2 Vyrovnavače útku -

Vyrovnavače útku vyrábí několik výrobců úpravárenských strojů, většinou jako příslušenství ke svým napínacím, sušicím a fixačním strojům.

Existuje řada různých konstrukcí vyrovnávacích zařízení, které však mají stejný princip práce. Změnou délky dráhy procházejícího zboží v různých místech po šíři vodících válců se docílí posunutí zpožděné části útku vpřed a naopak.

Dříve se používalo k vyrovnávání útku rotačních těles se speciálním podélným profilem, kterým se změna délky dráhy zboží v různých místech po šíři dala dosáhnout. Pro obloukové prohnání útku buď rotačního hyperboloidu nebo rotačního elipsoidu, pro sešikmený útek kuželů. Jako příklad použití těchto těles může posloužit konstrukce vyrovnávače firmy Krantz, která je na obr. 1.

Obr. 1 - Vyrovnávač útku Krantz



- 1 - Otočně uložený rám s rotačními vyrovnávacími tělesy pro vyrovnávání průhybu útku
- 2 - Otočně uložený rám s výkyvně uloženými vodičími válci pro vyrovnávání sešikmení útku - čela se natáčejí proti sobě, čímž dochází ke zkřížení válců a tím ke změně délky dráhy pravého a levého okraje zboží

Nevýhodou tohoto zařízení bylo, že profil vyrovnávacích těles byl neměnný. Vzhledem k tomu, že deformace útkových nití může být různě velká, je třeba různá míra

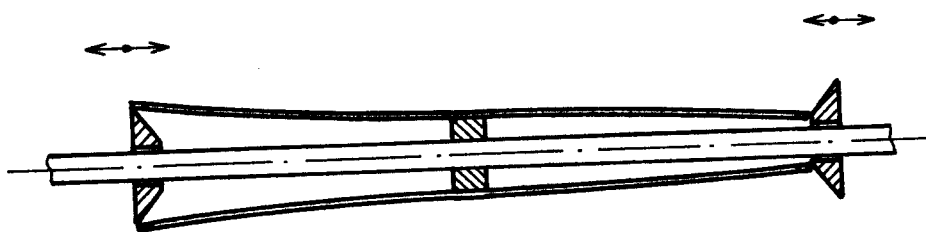
vyrovnání. Míru vyrovnání bylo možno u tohoto zařízení regulovat pouze velikostí přítlaku vyrovnávacího tělesa, která byla úměrná úhlu natočení rámu s vyrovnávacími tělesy. To ovšem způsobovalo nežádoucí změny napětí v procházejícím zboží. Rámy s vyrovnávacími válci byly u tohoto stroje přestavovány pomocí brzdových motorů ovládaných tlačítky. Zboží sledovala vizuálně obsluha stroje.

V dalším vývoji se výrobci snažili sestrojít vyrovnávací těleso s proměnným profilem. Odstranili konvexní a konkávní těleso a nahradili je jedním variabilním válcem.

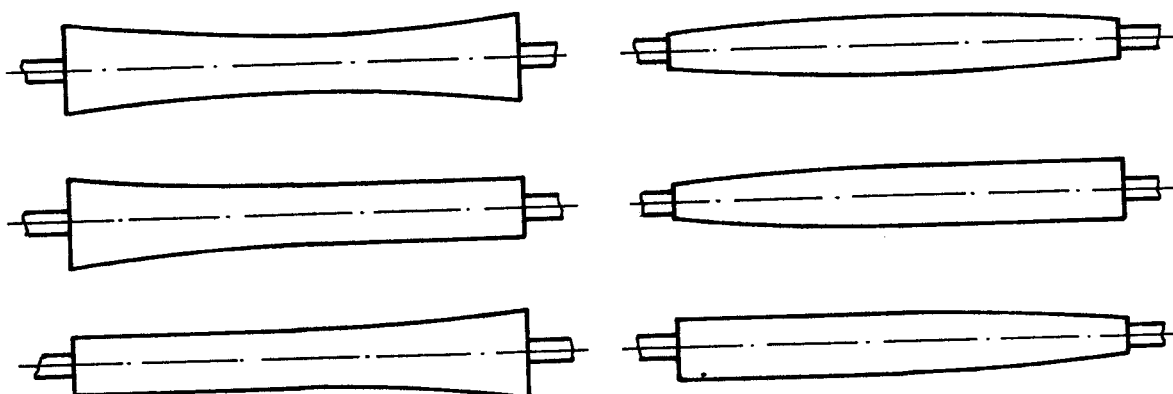
V 6. čísle časopisu Melliland Textilberichte 1963 byla zveřejněna konstrukce vyrovnávacího tělesa firmy Drabert-Kettling & Braun. Jde vlastně o laťový válec s pohyblivými čely, která je možno vtlačovat či vytahovat z válce. Konce latí jsou posuvně vedeny v kuželovém profilu čela. Na obr. 2 je vidět přibližný princip vyrovnávacího tělesa a možnosti nastavení jeho tvaru. Dosahovanými tvary vyrovnávacího tělesa bylo možno vyrovnávat souměrný i jednostranný oblouk v obou směrech. Navíc se již dala plynule měnit míra konvexnosti či konkávnosti tělesa.

Jiná konstrukce obloukového vyrovnávacího tělesa se objevila u firmy Lindauer - Dornier. Těleso sestává z osmi představitelných obloukových tyčí, které jsou otočně uloženy ve dvou přírubách. V jedné z nich je mechanismus rotačního přestavování obloukových tyčí. Tyče jsou opatřeny otěruvzdorným pryžovým povlakem. Pás tkaniny ovinuje tyto tyče a unáší je s sebou. Při chodu stroje je možné oblou-

Obr. 2 - Vyrovnávací těleso Drabert - Kettling



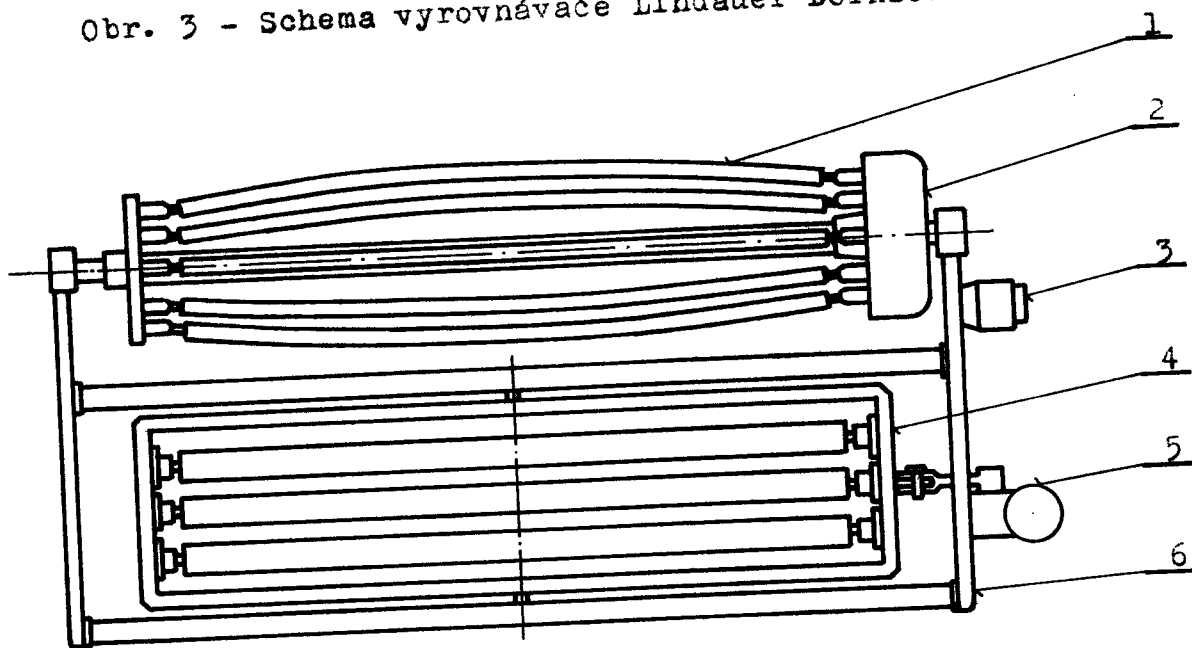
Schema vyrovnávacího tělesa s pohyblivými čely



Možnosti nastavení vyrovnávacího tělesa

kové tyče přestavovat pomocí převodového motoru ve stejném smyslu tak, že se vytváří konvexní, válcová nebo konkávní ovíjecí plocha. Obloukový vyrovnávač pracuje ve stroji společně s vyrovnávačem sešikmení útku. Vyrovnávač sešikmení sestává ze tří volně otočných vodících válců uložených v masívním rámu. Rám je výkyvně uložen na čepech. Proti výkyvnému rámu je pevně uložena soustava volně otočných válců. Vedení tkaniny strojem je zřejmé z obr. 4. Natočením

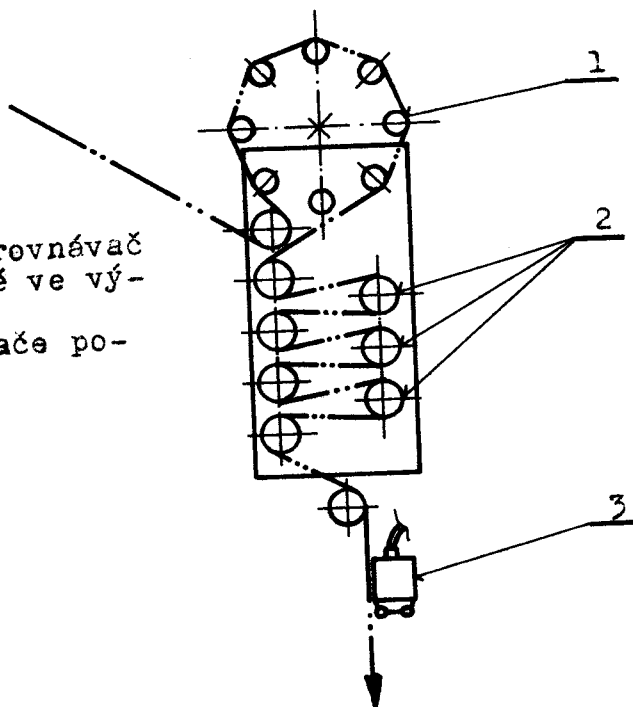
Obr. 3 - Schema vyrovnávače Lindauer Dornier



- 1 - Obloukový vyrovnávač
- 2 - Mechanismus přestavování obloukových tyčí
- 3 - Motor pohonu přestavování obloukových tyčí
- 4 - Výkyvný rám vyrovnávače sešikmení útku
- 5 - Pohon výkyvného rámu
- 6 - Rám

Obr. 4 - Schema průchodu zboží vyrovnávačem Dornier

- 1 - Obloukový vyrovnávač
- 2 - Válce uložené ve výkyvném rámu
- 3 - Optické snímače polohy útku





výkyvného rámu se lineárně mění délka dráhy procházejícího zboží po šíři. Výkyvný rám se natolik ujal, že ho lze dnes najít u většiny vyrovnávačů známých světových firem. U řešení firmy Dornier se již objevuje optické snímání polohy útkových nití "Orthomat" od firmy Mahlo.

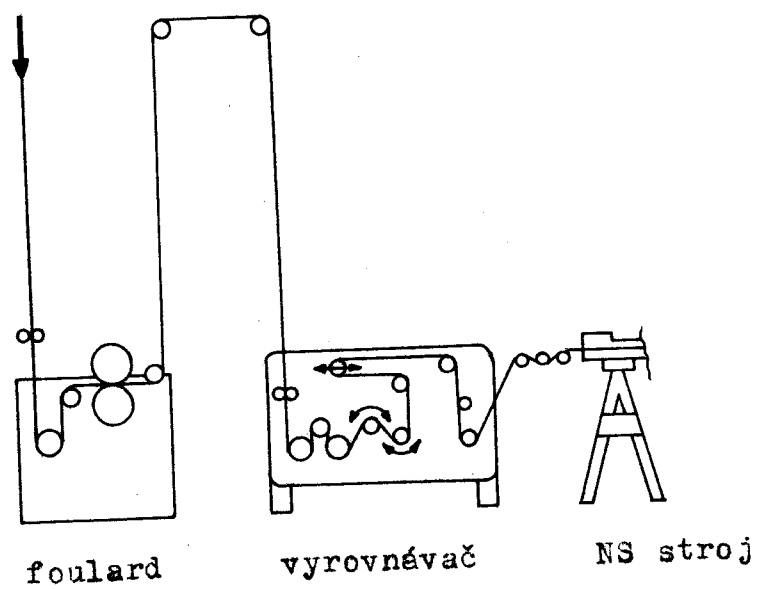
Řešení obloukového vyrovnávače Dornier pomocí obloukových tyčí se pravděpodobně stalo východiskem pro konstrukci obloukového válce pro vyrovnávání prohnutí útkové nitě. Obloukový válec se stal kvalitativním krokem vpřed ve vyrovnávací technice obloukové deformace útku. Znamenal zjednodušení konstrukce obloukového vyrovnávače, zmenšení jeho rozměrů, zvýšení spolehlivosti a zlepšení vyrovnávacího účinku. Dnes používají obloukové válce téměř všichni známí výrobci vyrovnávačů.

### 2.3 Obloukový válec

Většina výrobců má dnes téměř stejnou konstrukci obloukových válců. Základem je oblouková ocelová hřídel na koncích opatřena křížovými klouby, které ji spojují s hřídelemi otočně uloženými v rámu. Na obloukové hřídeli jsou uloženy na valivých ložiskách trubkové segmenty. Pro vyrovnání povrchu segmentového válce je na něj natažena silná gumová hadice. Ta má za úkol také zajistit příznivé třecí poměry mezi válcem a procházejícím zbožím. Z jedné strany bývá na válec napojen mechanismus, který umožňuje rotační přestavování válce. Někteří výrobci navíc připojují z druhé strany pohon segmentů obloukového válce pro snížení odporu

válce proti otáčení a tím i napětí v procházejícím zboží.  
V tomto případě jsou trubkové segmenty jištěny proti vzájemnému pootočení.

Obr. 5 - Automatický vyrovnávač útku Mount Hope - Weftrol v sestavě s impregnačním foulardem a napínacím a sušícím strojem



## 2.4 Vyrovnávače útku s obloukovými válci

### 2.4.1 Automatický vyrovnávač útku Mount Hope - Westrol

Zařízení sestává z rámu v němž jsou dva otočně přestavitelné obloukové válce a jeden výkyvně uložený přímý válec pro diagonální vyrovnávání. Průchod zboží vyrovnávačem je usměrněn pomocí několika vodících válečků. Vyrovnávač je vybaven optickými nebo levnějšími mechanickými snímači polohy útku a kontrolou napětí ve zboží. Poslední typ stroje vybavuje tato firma optickými snímači, které mají speciální snímací pole na křemíkové destičce, které obsahuje dvanáct radiálně orientovaných linek citlivých na světlo. Použití tohoto prvku umožňuje získat prakticky lineární signál pro seřizování útku. Schema vyrovnávače je na obr. 5 v sestavě s impregnačním foulardem a výstupem do napínacího a sušícího stroje.

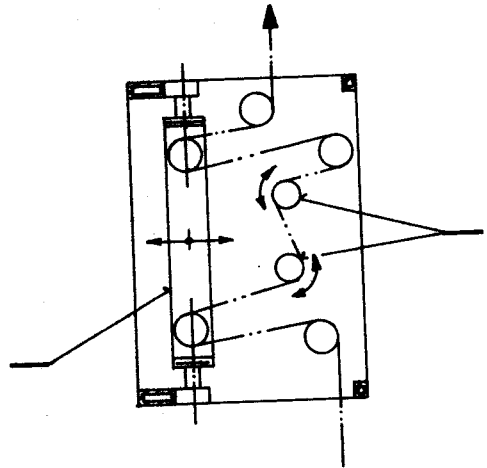
### 2.4.2 Automatický vyrovnávač útku Rectofact

Jde o automatický vyrovnávač obloukové a diagonální deformace útku s optickými snímači jeho polohy. Stroj má kromě automatického také ruční řízení pro vyrovnávání opticky nečitelných textilií. Vyrovnávání se děje pomocí dvou obloukových válců a dvou přímých válců ve výkyvném rámu. Uspořádání stroje je zřejmé z obr. 6. Firma uvádí jako výhodu svého zařízení uspořádání obloukových válců mezi dia-

gonálně vyrovnávací válce. Dochází tak k rovnoměrnějšímu namáhání zboží při vyrovnávání, což se projeví větší účinností vyrovnávání hlavně u málo poddajného zboží.

Obr. 6 - Schema vyrovnávače Rectofact

- 1 - Výkyvný rám pro diagonální vyrovnávání
- 2 - Obloukové válce pro obloukové vyrovnávání



#### 2.4.3 Automatický vyrovnávač útku Bianco

Vyrovnávací ústrojí je u tohoto vyrovnávače tvořeno třemi obloukovými válci a třemi přímými válci ve výkyvném rámu. Pro snížení odporu mají obloukové válce svůj vlastní pohon, který je proveden v pravé skříni pomocí řemenových převodů. Systém s třemi obloukovými a třemi přímými vyrovnávacími válci umožňuje dosažení velké vyrovnávací účinnosti, což také firma Bianco propaguje. Snímací ústrojí je optické a pracuje na principu rotační šterbiny. Vyrovnávací ústrojí, elektronická část i ovladač tvoří jeden konstrukční celek. Stejně jako většina dnes vyráběných vyrovnávačů je vybaven spirálovým rozšiřovačem okrajů zboží, který má umístěn na vstupu.

## 2.5 - Automatický vyrovnávač útku Elitex - Directomat typ 4920.0

### 2.5.1 Obeecně

Automatický vyrovnávač útku Elitex - Directomat patří v současné době ke světové špičce ve vyrovnávací technice. Funkce vyrovnávání oblouku a diagonálního sešikmení je realizována pouze dvěma obloukovými válci. Odpadá tím konstrukce výkyvného rámu a vodících válců pro diagonální vyrovnávání. Rozměry vyrovnávače jsou tak podstatně menší než u všech konkurenčních vyrovnávačů. Je to výhodné z hlediska materiálové náročnosti, hmotnosti i snadné montáže vyrovnávače do libovolné úpravárenské linky.

Celý vyrovnávač je původní konstrukcí ing. Spurného a ing. Brožka, konstruktérů Elitexu, závodu Ol v Chrastavě. Potvrzením kvality koncepce vyrovnávače je i zájem, který o něj projevíli odborníci na výstavě ATME v americkém Greenville v roce 1985. I přes některé nedostatky při provozních zkouškách u amerického zákazníka zanechal vyrovnávač v USA dobrý dojem.

### 2.5.2 Určení vyrovnávače

Zařízení je určeno k automatickému nebo ručnímu vyrovnávání obloukově nebo diagonálně zdeformovaných útkových nití ve tkaninách, případně řádků v pleteninách. Není vhod-

ný pro vyrovnávání málo pružných druhů tkanin, které nesledují v plné šíři povrch obloukových válců a mohou se na nich tvořit záložky. Jde především o některé tkaniny hedvábníkového charakteru.

Pro automatický provoz je vyrovnávač vybaven optickými snímači polohy útku. Automatický provoz je proto podmíněn optickou čitelností nití ve tkaninách a řádků v pleteninách. Pokud je optická čitelnost špatná, je nutno vyrovnávat ručně pomocí tlačítkového ovladače. Týká se to například tkanin se složitou vazbou nebo výrazně potištěných.

### 2.5.3 Technický popis

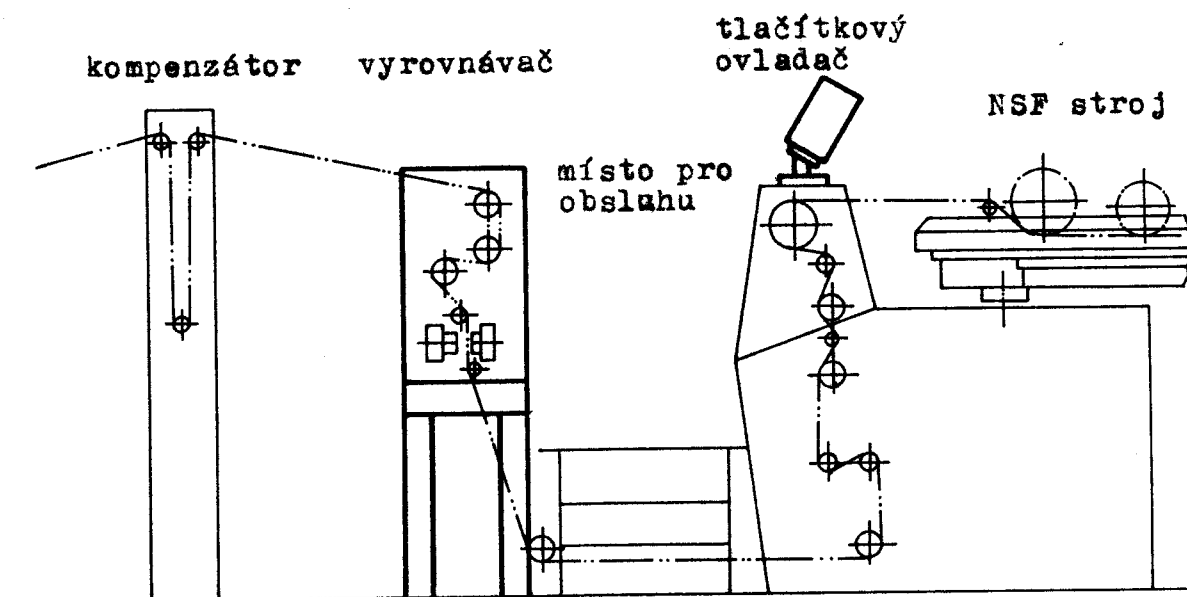
Vyrovnávač sestává z rámu, ze dvou obloukových válců, jednoho vodícího válce, vodících tyčí a soustavy optických snímačů polohy útku. Obloukové válce jsou otočně a diagonálně přestavitelné pomocí servomotorů. K vlastnímu vyrovnávači patří ještě elektroskřín, kde je zabudována elektronická část stroje. S vyrovnávačem je spojena pomocí kabelů.

Elektrické impulzy získané pomocí fotoelektrických snímačů polohy útku jsou prostřednictvím zesilovačů zesíleny, příslušným elektronickým vybavením vyhodnoceny a převedeny na řídicí impulzy servomotorům, které ovládají diagonální i rotační přestavování obloukových válců.

Vyrovnávač může pracovat v lince s libovolným úpravárenským strojem, u kterého je zajištěn plynulý a rovnoměrný chod. Většinou se umísťuje před NSF stroj.

Výrobce dodává vyrovnávač v samostatném provedení se stojanem, nebo pro vestavění přímo do vstupních skříní napínacího stroje. Na obr. 7 je znázorněna jedna z možností umístění vyrovnávače v úpravárenské lince.

Obr. 7 - Umístění vyrovnávače v lince před vstupem do NSF stroje



#### 2.5.4 Hlavní technická data

Minimální pracovní šíře .....	500 mm
Maximální pracovní šíře .....	1200, 1600, 1800, 2000, 2200 mm
Maximální vyrovnávací účinnost diagonální .....	200 mm
Maximální vyrovnávací účinnost obloukové deformace .....	150 mm

Maximální úhelsešikmení  
pro automatický provoz ..... 9

Maximální pracovní rychlost  
při ručním vyrovnávání ..... 150 m.min

Maximální pracovní rychlost při automatickém vyrovnávání  
je dána vztahem:

$$v = \frac{1800}{d'} \quad /m.min/$$

kde  $d'$  je dostava ( počet nití na 1 cm )

Minimální pracovní rychlost ..... 5 m.min

#### 2.5.5 Popis jednotlivých konstrukčních skupin

Skříň vyrovnávače s instalací :

Celková skříň sestává ze dvou bočních skříní spojených příčnicí z Jacklových profilů a dvou stojanů pro uložení těchto skříní. Mezi stojany je ve spodní části umístěn vodící válec. Jeho umístění je patrné z obr. 7.

Skříň pravá je zhotovena jako odlitek z šedé litiny. Obsahuje šnekové převody, vodící hřídele a pohybové šrouby pro diagonální i otočné přestavování obloukových válců. Náhon je proveden dvěma brzdovými elektromotory.

Skříň levá je podobného provedení jako pravá. Náhon má odvozen z pravé skříně pomocí vodící tyče a hřídele vodícího válce. Jsou zde umístěny indukční snímače polohy válců a indukční snímače, které omezují krajní polohy postavení obloukových válců.

Obloukové válce jsou prakticky stejné konstrukce, která byla popsána v části 2.3.



Snímače polohy útku:

Na stroji jsou použity optické snímače polohy útku. Sestávají z reflektorů, vlastních snímačů a pohybového šroubu, který přestavuje snímače podle šířky pruhu tkaniny.

Reflektor sestává z žárovky, matnice, čočky a krytu. Je uložen v hliníkovém pouzdře opatřeném chladičími žebry. Dále je vybaven automatickou regulací intenzity osvitu v závislosti na průsvitnosti tkaniny. Reflektory prosvěćují tkaninu a promítají tak útkové nitě na fotočidla.

Fotočidla slouží k vlastnímu zjišťování polohy útkových nití ve tkanině. Skládá se z olony s pěti štěrbinami, soustavy válcových čoček, plošných křemíkových fotodiod a zesilovače signálu fotodiod.

Princip činnosti fotočidla:

Na fotočidle je proti reflektoru umístěno pět úzkých štěrbin pod různým sklonem k ose dané polohou ideálně rovné útkové nitě. Světelný signál je na štěrbině střídavě zacloněn a odcloněn útkovou nití. Světlo, které projde štěrbinou, dopadá přes válcové čočky na fotodiody, na kterých vyvolá střídavé napětí. Amplituda osvitu, a tím i napětí na diodě, je největší na štěrbině, která je nejbližší rovnoběžnosti s útkovou nití. Elektrický signál fotodiod je zesílen pomocí zesilovače, umístěného v pouzdru fotočidla a odveden do elektroskříně, kde je příslušnými logickými obvody vyhodnocen. Podle výsledků vyhodnocení jsou vydány příslušné impulzy servomotorům k přestavení obloukových válců.

Vyrovnávač je vybaven čtyřmi fotoelektrickými snímači.

Jsou umístěny na soustavě vodičích trubek a pohybovém šroubu. Pohybový šroub má pro pravou a levou polovinu protiběžné závity, vždy jemného a hrubého stoupání. To umožňuje rovnoměrné přestavování snímačů podle šíře zboží tak, aby mezi nimi byly stejné odstupy. Poloha útku je tak snímána rovnoměrně po šíři.

#### Tachodynamo:

Slouží k zajištění zapnutí automatiky vyrovnávače současně s chodem stroje a k indikaci rychlosti průchodu zboží strojem. Tachodynamo je poháněno řemenem od vodičího válce.

#### Příslušenství:

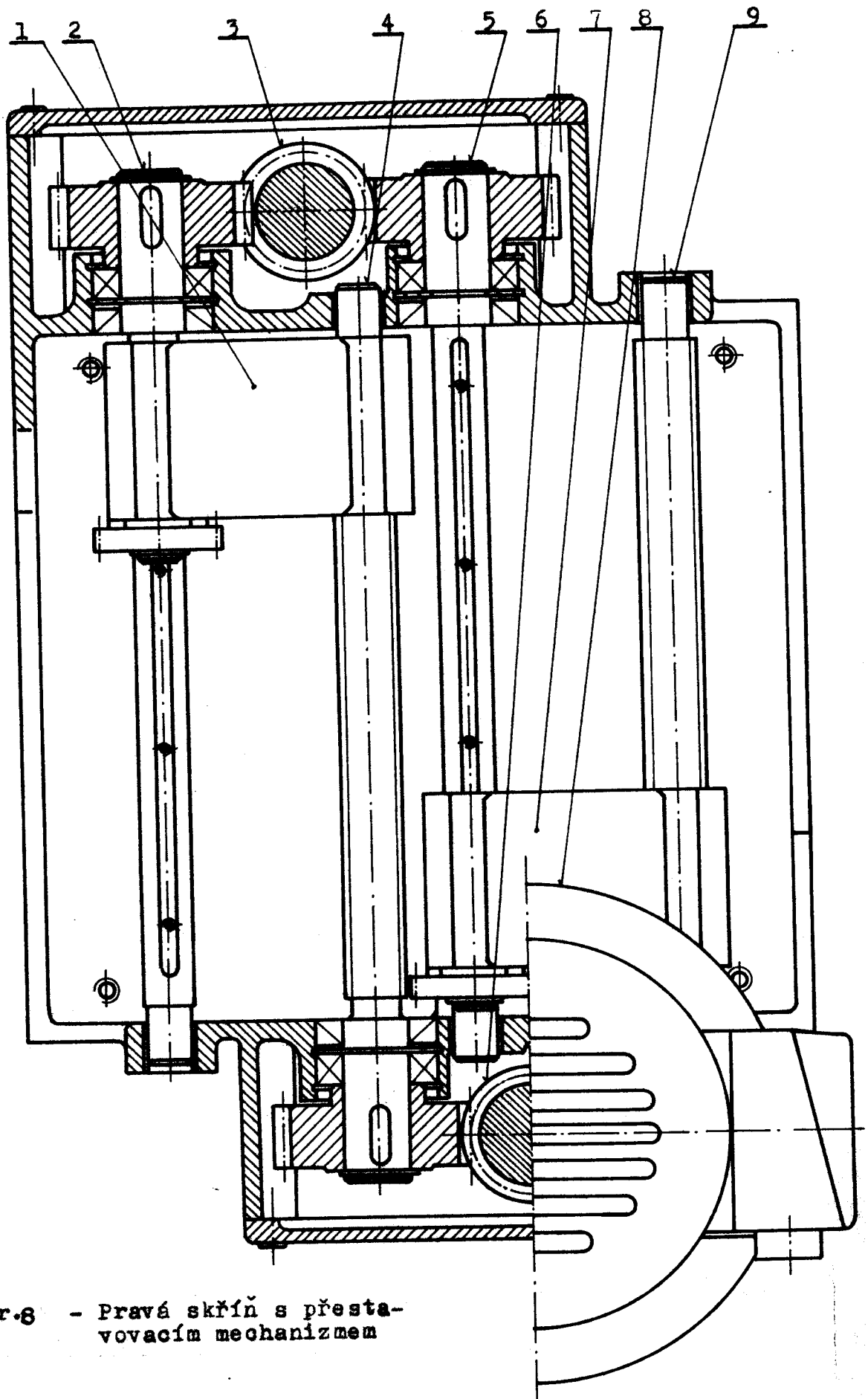
Stroj je opatřen ovládacím panelem s kontrolními světly a ovládacími tlačítky. Elektronické prvky vyrovnávače jsou uloženy v elektroskříní, která je pro zlepšení chlazení vybavena ventilátorem.

#### Přestavovací mechanismus:

Pohon přestavovacího mechanismu je umístěn v pravé skříní a je proveden pomocí dvou brzdových elektromotorů. Jeden brzdový elektromotor zajišťuje pomocí šroubových převodů a dvou pohybových šroubů diagonální přestavování vyrovnávacích válců. Druhý elektromotor nahání prostřednictvím šroubových převodů dva vodičí hřídele, na kterých jsou posuvně uloženy šnekové převodové skříně. Výstupní hřídele těchto převodovek jsou ukončeny křížovými klouby, ve kterých jsou posuvně uloženy hřídele vyrovnávacích válců. V levé skříní je stejný mechanismus a jeho pohon je odvozen z pravé skříně. Pro diagonální přestavování vodičí tyčí, pro rotační přestavo-

vání hřídelem vodícího válce. Přestavovací mechanismus v pravé skříni je na obr. 8, kde značí:

- 1 - Šneková převodová skříň A
- 2 - Vodící hřídel pohánějící šnekovou převodovku A
- 3 - Šnek nasazený na hřídeli elektromotoru, na něj je napojen hřídel vodícího válce
- 4 - Pohybový šroub pro diagonální přestavování převodovky A
- 5 - Vodící hřídel pohánějící převodovku B
- 6 - Šnek pohánějící pohybové šrouby, poháněný přímo elektromotorem a je na něj napojena vodící tyč
- 7 - Šneková převodová skříň B
- 8 - Brzdový elektromotor /pro diagonální přestavování/
- 9 - Pohybový šroub pro diagonální přestavování převodovky B



Obr.8 - Pravá skříň s přestavovacím mechanismem

### 3. Pohon obloukových válců

#### 3.1 Účel pohonu

Z konstrukce obloukového válce plyne jeho poměrně velký odpor proti otáčení, který je způsobený kromě odporu ložisek a tření mezi segmenty také deformací pryžového potahu válce. Tkané textilie snesou v podélném směru velké napětí. Při protahování vyrovnávačem tedy vyrovnávacími snadno otáčejí. Avšak při vyrovnávání některých druhů nestabilních textilií, zejména pletenin, působí odpor válců problémy. Pletenina je tažná a tak odpor válců způsobuje její nadměrné prodlužování. To je z hlediska dalšího zpracování pleteniny nežádoucí. Proto na automatickém vyrovnávači Elitex nelze tyto druhy zboží vyrovnávat.

Předmětem této diplomové práce je navržení pohonu obloukových válců, který by eliminoval jejich odpor proti otáčení. Tím by se snížilo napětí v procházejícím zboží, což by umožnilo vyrovnávat i velmi poddajné pleteniny. Znamenalo by to rozšíření sortimentu zpracovávaného zboží a tím i vzrůst konkurenceschopnosti vyrovnávače.

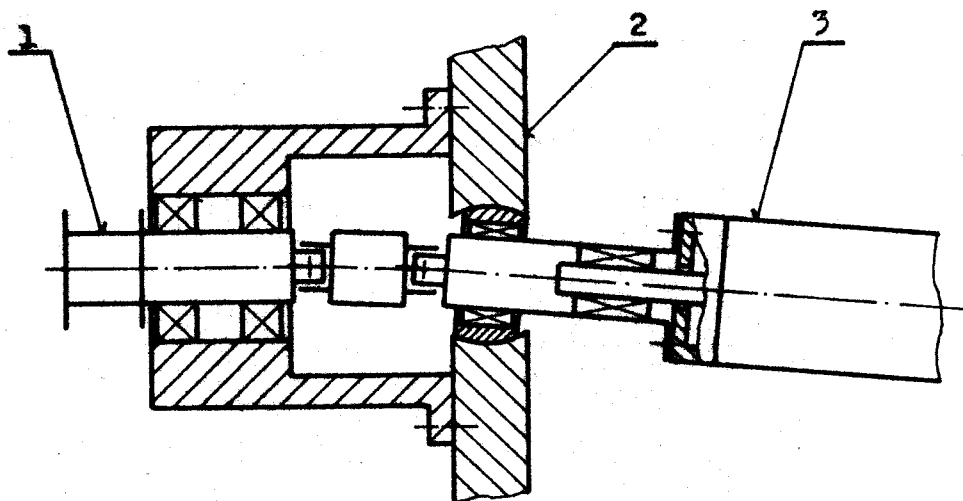
#### 3.2 Pohon obloukových válců firmy Bianco

Automatický vyrovnávač italské firmy Bianco má tři obloukové válce a tři přímé válce ve výkyvném rámu. Obloukové válce jsou rotačně přestavitelné, diagonální vyrovnávání je zajištěno výkyvným rámem. Pohon rotačního přestavo-

vání obloukových válců je umístěn v levé skříni vyrovnavače. Servomotor pohání přes převodovou skříň dlouhý, svisle uložený šnek, který zabírá do tří, nad sebou uložených šnekových kol. Šneková kola natáčejí přes křížové klouby obloukové hřídele vyrovnávacích válců. V levé skříni je také umístěn servomotor se šnekovou převodovkou pro pohon přestavování výkyvného rámu. V pravé skříni je umístěn pohon segmentů obloukových válců. Elektromotor pohání přes šnekovou převodovku řemenici, od které jsou ozubenými řemeny poháněny řemenice, napojené přes dvojici křížových kloubů na segmenty obloukových válců. Přibližný náčrt uložení válce na straně pohonu je na obr.9.

Obr. 9 - Pohon obloukového válce firmy Bianco

- 1 - Hnačí řemenice
- 2 - Rám
- 3 - Obloukový válec



#### 4. Pohon obloukových válců automatického vyrovnavače Elitex - Directomat

U automatického vyrovnavače Elitex je pohon obloukových válců komplikován jejich diagonální přestavitelností. Nelze tedy použít pohon běžnými převody, jako je tomu třeba u zmíněné firmy Bianco. Diagonálně přestavitelné obloukové válce je možno pohánět buď složitým řemenovým převodem nebo pohánět každý válec zvlášť, samostatným elektromotorem s reduktorem, který by se pohyboval spolu s uložením válce. Uložení válce by pak bylo obdobou řešení firmy Bianco. Vzhledem k tomu, že pohon dvěma elektromotory by vyžadoval velké konstrukční změny na vyrovnavači, jeví se v současnosti řemenový převod jako výhodnější.

##### 4.1 Řemenový převod

Pro požadovaný převod je třeba řemene, který je schopen zabírat oběma stranami. Plochý řemen pro tento účel příliš nevyhovuje a o tom, zda se vyrábí oboustranný, či ozubený řemen jsem nezískal žádné informace. V celku dobře vyhovuje požadovanému účelu polykordový řemen kruhového průřezu, vyráběný švýcarskou firmou Habasit. Jednou z jeho předností je možnost výroby řemene libovolné délky. Výrobce dodává totiž řemen jako polotovár, z kterého se oddělí potřebná délka řemene, jehož konce se nahřejí na potřebnou teplotu a následně se stisknou k sobě a tím dojde k jejich pevnému spojení. Po začištění spoje je řemen připraven k použití.

Z možných řešení se jeví jako nejvhodnější dvě alternativy převodu tímto řemenem, které jsou dále popsány.

#### 4.1.1. První alternativa

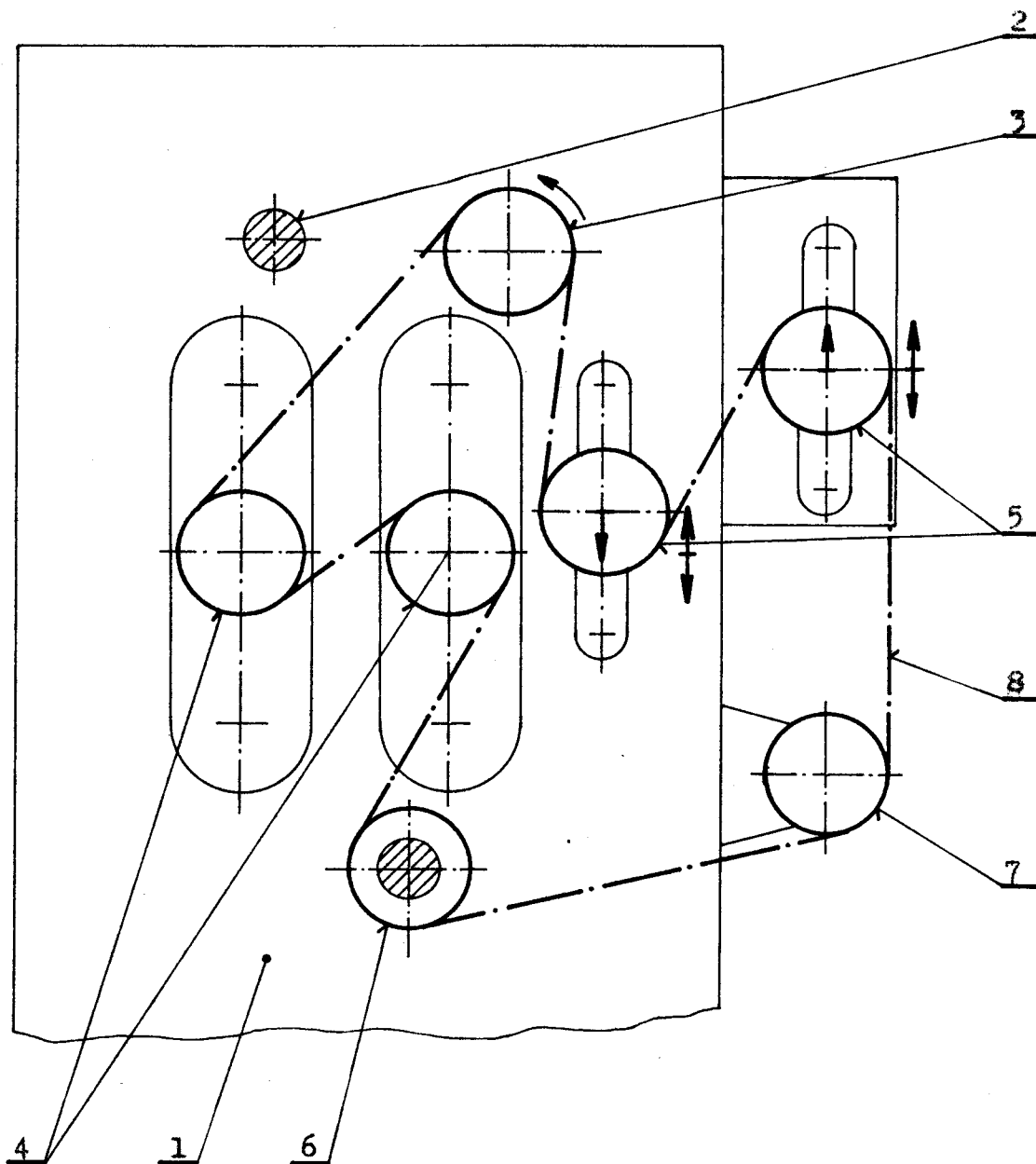
Vzhledem k požadovaným směrům otáčení válců je řemen veden obdobně jako procházející zboží a je použito jedné hnací řemenice, jak je uvedeno na obr.10. Tento převod vyžaduje poměrně složité napínací zařízení, které lze provést například pomocí dvou posuvně uložených napínacích kladek s pružinami. Bylo by možné také použít pákový napínací mechanismus s jednou kladkou, který by však vzhledem k velkému uvolnění řemene v jedné z krajních poloh zabral příliš mnoho místa. Systém s dvěma kladkami je výhodnější i tím, že neovlivňuje nepříznivě úhel opásání hnací řemenice. Úhel opásání hnacích řemenic na obloukových válcích se však při přestavování z jedné krajní polohy do druhé značně mění. Tím se mění i sklon otáček obloukových válců, což by se u velmi poddajného zboží mohlo projevit nerovnoměrností protažení zboží do délky. Z obr.10 také plyne, že by byl řemen poměrně hodně ohybově namáhán, což by snižovalo jeho životnost. To jsem se snažil odstranit v druhém řešení převodu.

#### 4.1.2 Druhá alternativa

V druhém řešení je použito dvou hnacích řemenic vzájemně propojených ozubenými koly. Toto podstatně zlepšilo záběrové poměry řemene. Schema převodu je na obr.11. Křížící se větve řemene jsou tažné větve a míjí se v křížení o 2mm. Z toho plyne, že hnací řemenice nejsou v jedné rovině, ale

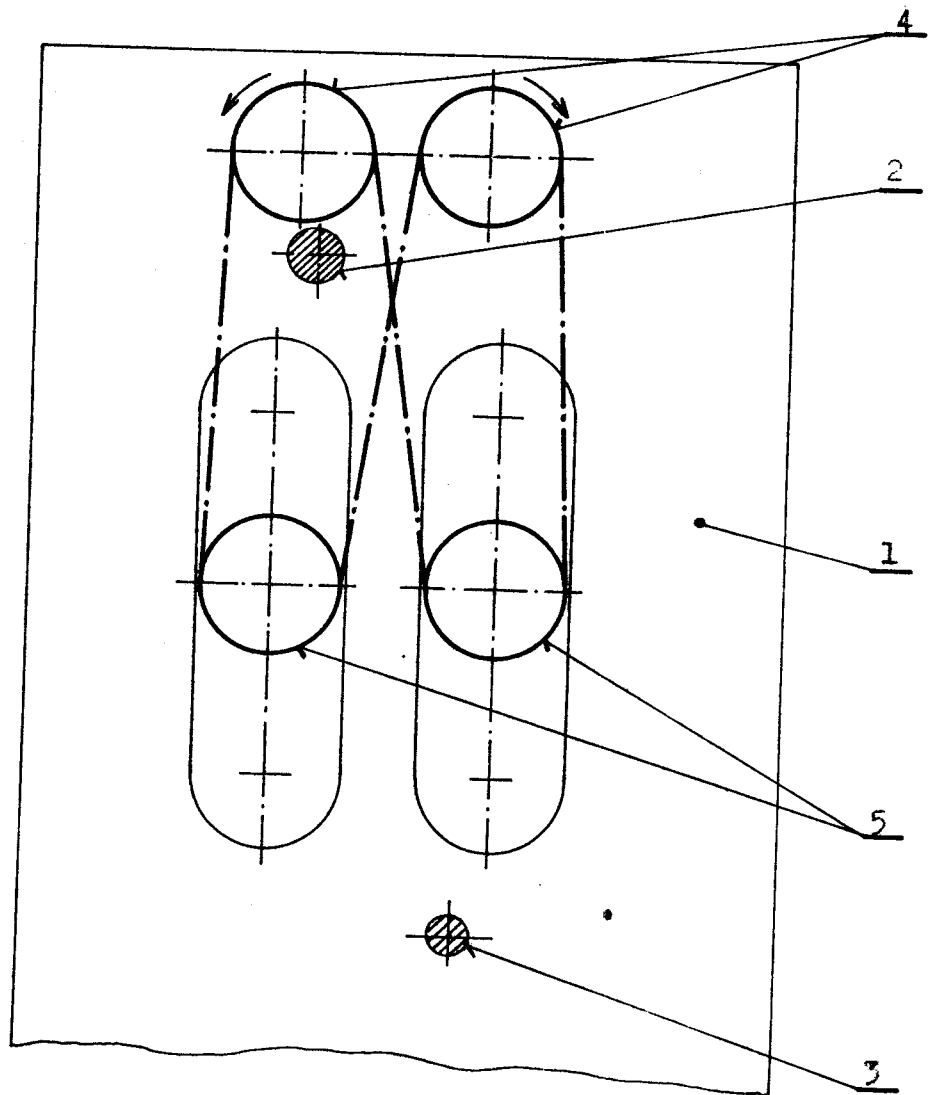


Obr. 10 - Schema první alternativy pohonu obloukových válců řemenem Habasit



- 1 - Levá skříň vyrovnávače
- 2 - Hřídel vodícího válce
- 3 - Hnací řemenice
- 4 - Hnané řemenice na obloukových válcích
- 5 - Posuvně uložené napínací kladky (šipky ukazují směr působení síly napínací pružiny)
- 6 - Pomocná kladka na vodící tyči
- 7 - Pomocná kladka na rámu
- 8 - Kruhový řemen Habasit

Obr. 11 - Schema druhé alternativy pohonu obloukových válců řemenem Habasit



- 1 - Levá skříň vyrovnávače
- 2 - Hřídel vodícího válce
- 3 - Vodící tyč
- 4 - Hnací řemenice
- 5 - Hnané řemenice na obloukových válcích

pravá je o odpovídající šířku přesazena. Aby tažné větve řemene měly řemenice v rovině, je přesazena také řemenice na levém vyrovnávacím válci. Uvolněné větve řemene nemají řemenice v rovině, zde by však přesazení nemělo činit potíže. Řemenice na obloukových válcích však musí být uzpůsobeny proti spadávání řemene.

Z obrázku 11. je patrné, že se zlepšily úhly opásání hnáných řemenic a tyto úhly se při diagonálním přestavení válců z jedné krajní polohy do druhé mění jen nepatrně. Další předností tohoto řešení je, že se řemen při diagonálním přestavování neuvolňuje jako v předchozím případě. Není tedy třeba napínacího mechanismu.

#### 4.2 Konstrukční řešení pohonu obloukových válců

Konstrukční řešení pohonu obloukových válců vychází z druhé alternativy řešení převodu řemenem Habasit (kap.4.1.2).

Umístění pohonu na vyrovnávači je znázorněno na hlavní sestavě č. v. 522 941 100 001. Pod pozicí 2 této sestavy je zpracována celková sestava pohonu č. v. 522 941 100 002.

Vlastní pohon obloukových válců je proveden pomocí stejnosměrného regulačního elektromotoru, přes převodovou skříň na řemenice obloukových válců.

Od elektromotoru poz. 21 je poháněna ozubeným řemenem dvojitá řemenice poz. 7 v převodovce pohonu č. v. 522 941 200 003. Nedílnou součástí této hnané řemenice je první hnací řemenice převodu řemenem Habasit. Druhá hnací řemenice poz. 6 tohoto převodu je poháněna přes ozubené soukolí poz.8. Ozubené soukolí zajišťuje protisměrné otáčení hnacích řemenic, což je nutné pro zajištění protisměrného otáčení obloukových válců. Hnané řemenice převodu řemenem Habasit (poz. 7 a 8 na výkrese pohonu č. 522 941 100 002) jsou uloženy na valivých ložiskách poz. 26 na unašečích obloukových hřídelů vyrovnávacích válců poz. 9. Od těchto řemenic se přenáší kroutící moment prostřednictvím křížových kloubů, nábojů a zubových spojek na čela obloukových válců. Čela válců jsou zároveň součástí zubových spojek. Jejich provedení se proto liší od původního pro válce bez pohonu. Trubkové segmenty obloukového válce jsou od čela poháněny prostřednictvím pryžové hadice, která tvoří potah válce a je dostatečně tuhá pro přenesení hnacího momentu.

Výkresy jsou číslovány podle podnikové normy k. p. Elitex.

### 4.3 Výpočtová zpráva pohonu

#### 4.3.1 Pasivní odpor obloukových válců

Pro dimenzování pohonu obloukových válců bylo nutno zjistit jejich odpor proti otáčení, který je třeba pohonem překonávat. Odpor byl zjišťován experimentálně pomocí provazu, misky a závaží. Na volný konec provazu, který byl navinut na válec, byla zavěšena miska. Na misku se přidávalo závaží tak dlouho, až se válec roztočil. Hmotnost misky a závaží vynásobené tíhovým zrychlením udává obvodovou sílu na povrchu válce. Kroutící moment, který tato obvodová síla vyvine, je roven potřebnému hnacímu momentu.

Měření bylo provedeno na deseti místech rozmístěných po dvou stech milimetrech po pracovní šíři válce. Výsledky měření pro oba válce jsou uvedeny v tab. 1. Hodnoty platí pro vyrovnávač o pracovní šíři 2 200 mm. Proměnná  $x$  udává odlehlost místa měření od kraje pracovní šíře válce.

Pro výpočet obvodové síly je použito vztahu

$$F_0 = m \cdot g \quad (1)$$

a pro výpočet potřebného hnacího momentu

$$M = F_0 \cdot r \quad (2)$$

kde  $m$  ..... součet průměrné hmotnosti závaží a misky (kg)  
 $g$  ..... tíhové zrychlení ( $m \cdot s^{-2}$ )

tab. 1. Hodnoty zjištěné při měření odporu obloukových válců

číslo měření	x (mm)	hmotnost závaží m (kg)	
		1. válec	2. válec
1	200	1,680	1,675
2	400	1,675	1,640
3	600	1,625	1,645
4	800	1,620	1,610
5	1000	1,475	1,615
6	1200	1,625	1,630
7	1400	1,625	1,625
8	1600	1,630	1,620

tab. 1. Hodnoty zjištěné při měření odporu obloukových válců

číslo měření	x (mm)	hmotnost závaží m (kg)	
		1. válec	2. válec
1	200	1,680	1,675
2	400	1,635	1,640
3	600	1,625	1,645
4	800	1,620	1,610
5	1000	1,475	1,615
6	1200	1,625	1,630
7	1400	1,625	1,625
8	1600	1,630	1,620
9	1800	1,665	1,635
10	2000	1,670	1,630
průměrné hodnoty		1,625	1,632

r ..... poloměr válce (m)

1. válec:  $m = 1,625 \text{ kg}$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$r = 0,045 \text{ m}$$

Obvodová síla

$$F_0 = m \cdot g = 1,625 \cdot 9,81 = 15,94 \text{ N}$$

Potřebný hnací moment

$$M = F_0 \cdot r = 15,94 \cdot 0,045 = 0,717 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2. válec:  $m = 1,632 \text{ kg}$

$$r = 0,045 \text{ m}$$

Obvodová síla

$$F_0 = m \cdot g = 1,632 \cdot 9,81 = 16,01 \text{ N}$$

Potřebný hnací moment

$$M = F_0 \cdot r = 16,01 \cdot 0,045 = 0,72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový hnací moment je součtem dílčích hnacích momentů

$$M = 0,717 + 0,72 = 1,437 \approx 1,5 \text{ N.m}$$

#### 4.3.2 Návrh hnacího elektromotoru

Maximální rychlost průchodu zboží vyrovnávačem, která je dána rychlostí průchodu zboží napínacím, sušícím a fixačním strojem, je  $150 \text{ m.min}^{-1}$ . Z této rychlosti získáme maximální otáčky válce pomocí vztahu

$$n_v = \frac{v}{o} \quad (3)$$

kde  $v$  ..... rychlost průchodu zboží vyrovnávačem ( $\text{m.s}^{-1}$ )

$o$  ..... obvod válce

Výpočet maximálních otáček válce

$$v = 150 \text{ m.min}^{-1}$$

$$o = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 0,045 = 0,2827 \text{ m}$$

$$n_v = \frac{v}{o} = \frac{150}{0,2827} = 530,5 \text{ min}^{-1} = 8,83 \text{ s}^{-1}$$

Příkon válců při maximálních otáčkách

$$P_1 = M \cdot n_v = 1,5 \cdot 8,83 = 13,245 \text{ W} \quad (4)$$

Vzhledem ke ztrátám v řemenových převodech a kloubech pohonu válců je nutno použít elektromotor s dostatečnou výkonovou rezervou. Požadavkům nejlépe vyhovuje motor typ K2 UV 248 - 00, který má tyto parametry:

$$\text{Výkon } P = 250 \text{ W}$$



Maximální otáčky  $n_m = 3000 \text{ min}^{-1}$   
Výrobcem tohoto motoru je MEZ Náchod.

#### 4.3.3 Celkový převodový poměr

Pro využití charakteristik motoru je třeba, aby při maximálních otáčkách obloukových válců dosahoval motor také maximálních otáček. Celkový převodový poměr se vypočítá ze vztahu

$$i = \frac{n_m}{n_v} = \frac{30000}{530,5} = 5,655 \quad (5)$$

Celkový převod se rozdělí mezi převod ozubeným řemenem  $i_1$  a převod kruhovým řemenem Habasit  $i_2$ .

#### 4.3.4 Převod ozubeným řemenem

Řemenice na hřídeli motoru je volena s minimálním počtem zubů  $z_1 = 10$ . Maximální počet zubů hnané řemenice je vzhledem k prostorovým možnostem  $z_2 = 42$ . Ozubený řemen je volen podle katalogu výrobce Gumárny n. p. Zubří.

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{42}{10} = 4,2$$

Parametry zvoleného ozubeného řemene:

Modul zubu  $m_z = 2,2030$

rozteč zubů  $t = 6,921 \text{ mm}$

výška zubů  $h = 1,8 \text{ mm}$

délka řemene  $L = 678,26 \text{ mm}$

počet zubů  $z_r = 98$

Pro výpočet osové vzdálenosti řemenic bylo použito vztahu

$$A = \frac{t}{4} \cdot \left[ z_r - 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \sqrt{\left[ z_r - 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \right]^2 - 2 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right] \quad (6)$$

$$A = \frac{6,921}{4} \cdot \left[ 98 - 0,5 \cdot (10 + 42) + \sqrt{\left[ 98 - 0,5 \cdot (10 + 42) \right]^2 - 2 \cdot \left( \frac{42 - 10}{\pi} \right)^2} \right] = 246,6 \text{ mm}$$

Výpočet šířky řemene

$$b = \frac{F_o \cdot K_A}{z_z \cdot p \cdot h} \quad (7)$$

- kde  $F_o$  ..... obvodová síla na hlavovém průměru hnací řemenice (N)  
 $K_A$  ..... provozní součinitel  
 $z_z$  ..... počet zábírajících zubů na hnací řemenici  
 $p$  ..... přípustné měrné zatížení boku zubu (MPa)  
 $h$  ..... výška zubu (mm)

Obvodová síla

$$F_o = \frac{P}{\pi \cdot n_1 \cdot d_{kl}} \quad (8)$$

- kde přenášený výkon  $P = 250 \text{ W}$   
otáčky hnací řemenice  $n_1 = 3000 \text{ min}^{-1} = 50 \text{ s}^{-1}$   
průměr hlavové kružnice hnací řemenice  $d_{kl} = 20,98 \text{ mm}$   
Obvodovou sílu dostaneme dosazením do vztahu (8)

$$F_0 = \frac{250}{\pi \cdot 50 \cdot 20,98 \cdot 10^3} = 75,86 \text{ N}$$

Provozní součinitel je součtem provozního součinitele hnacího stroje  $K_{A1}$  a provozního součinitele hnaného stroje  $K_{A2}$ . Výsledný provozní součinitel je tedy

$$K_A = K_{A1} + K_{A2} = 0,25 + 0,9 = 1,15$$

Počet zabírajících zubů na hnací řemenici se spočte pomocí vztahu (9).

$$z_z = \frac{z_1 \cdot \alpha}{360} \quad (9)$$

kde počet zubů hnací řemenice  $z_1 = 10$   
úhel opásání hnací řemenice se spočítá vztahem (10)

$$\alpha = 180^\circ - 2 \cdot \arcsin \frac{d_{r2} - d_{r1}}{2A} \quad (10)$$

průměr roztečné kružnice hnané řemenice  $d_{r2} = 92,6 \text{ mm}$   
průměr roztečné kružnice hnací řemenice  $d_{r1} = 22,1 \text{ mm}$   
osová vzdálenost řemenic  $A = 246,6 \text{ mm}$

$$\alpha = 180^\circ - 2 \cdot \arcsin \frac{92,6 - 22,1}{2 \cdot 246,6} = 163,6^\circ$$

Počet zabírajících zubů je po dosazení do vztahu (10)

$$z_z = \frac{10 \cdot 163,6}{360} = 4,54 \approx 4 \text{ zuby}$$

Přípustné měrné zatížení boku zubu udává výrobce řemenů  $p = 0,8 \text{ MPa}$ .

Výška zubu řemene  $h = 1,8 \text{ mm}$

Dosažením těchto zjištěných a spočítaných hodnot do vztahu (7) se spočítá šířka řemene pro přenos daného výkonu

$$b = \frac{75,86 \cdot 1,15}{4 \cdot 0,8 \cdot 1,8} = 15,14 \text{ mm}$$

Byl zvolen řemen o šířce 16 mm.

#### Rozměry řemenic

Hnací řemenice:

průměr roztečné kružnice

$$d_{r1} = m_z \cdot z_1 + \sigma_d \quad (11)$$

kde modul zubu  $m_z = 2,2030$ .

přídavek na průměr roztečné kružnice  $\sigma_d = 0,1 \text{ mm}$

$$d_{r1} = 2,2030 \cdot 10 + 0,1 = 22,1 \text{ mm}$$

průměr hlavové kružnice

$$d_{k1} = d_{r1} - 2 \cdot u + \sigma_z \quad (12)$$

kde vzdálenost osy lanka od paty zubu řemene  $u = 0,65 \text{ mm}$

přídavek na malý počet zubů  $\sigma_z = 0,15 \text{ mm}$

$$d_{k1} = 22,1 - 2 \cdot 0,65 + 0,15 = 20,98 \text{ mm}$$

Hnaná řemenice:

průměr roztečné kružnice

$$d_{r2} = m_z \cdot z_2 + \sigma_d \quad (13)$$

$$d_{r2} = 2,2030 \cdot 42 + 0,1 = 92,6 \text{ mm}$$

průměr hlavové kružnice

$$d_{k2} = d_{r2} - 2 \cdot u \quad (14)$$

$$d_{k2} = 92,6 - 2 \cdot 0,65 = 91,3 \text{ mm}$$

Obě řemenice budou mít šířku 18 mm. Hnací řemenice

bude opatřena na obou čelech vedlejšími přírubami. Pro další výpočty je třeba znát krouticí moment na hnané řemenici, který se zpočítá ze vztahu

$$M_2 = F_0 \frac{d_k^2}{2} = 75,86 \frac{91,3 \cdot 10^3}{2} = 3,46 \text{ Nm} \quad (15)$$

#### 4.3.5 Převod ozubenými koly

Účel převodu ozubeným soukolím byl popsán v kap. 4.2. Z uspořádání převodu kruhovým řemenem Habasit je zřejmé, že každá z jeho hnacích řemenic pohání řemen polovinou hnacího momentu. Z toho vyplývá, že ozubené soukolí, které pohání druhou hnací řemenici převodu řemenem Habasit, přenáší pouze polovinu celkového hnacího momentu.

Převod ozubenými koly je navržen pro osovou vzdálenost  $A = 98 \text{ mm}$  a převodový poměr  $i_z = 1$ . Dále uváděné hodnoty platí pro obě ozubená kola.

Parametry ozubeného kola:

modul zubu	$m_z = 2$
průměr roztečné kružnice	$d = 98 \text{ mm}$
počet zubů	$z = \frac{d}{m_z} = \frac{98}{2} = 49$
výška hlavy zubu	$h_a = m_z = 2 \text{ mm}$
výška paty zubu	$h_f = 1,25 \cdot m_z = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ mm}$
výška zubu	$h = 2,25 \cdot m_z = 2,25 \cdot 2 = 4,5 \text{ mm}$
průměr hlavové kružnice	
$d_a = d + 2 \cdot h_a$	(16)
$d_a = 98 + 2 \cdot 2 = 102 \text{ mm}$	
šířka ozubení	$b = 14 \text{ mm}$

Kontrola namáhání boku zubu v dotyku

Kontrola je provedena porevnáním dotykového napětí na boku zubu spočítaného podle vztahu (17) s mezním napětím v dotyku  $\sigma_{Hlim}$ .

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_0}{b \cdot d} \cdot \frac{i_z + 1}{i_z} \cdot K_M \cdot K_Z \cdot K_\varepsilon \cdot K_H} \quad (17)$$

Do tohoto vztahu se dosadí:

Provozní součinitel

$$K_H = K_I \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \quad (18)$$

provozní součinitel zařízení .....  $K_I = 1$

součinitel vnitřních dynamických sil .....

.....  $K_V = 1,1$

součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar .....

.....  $K_{H\beta} = 1,1$

součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů .....

.....  $K_{H\alpha} = 1,2$

Dosazením jednotlivých součinitelů do vztahu (18)

bude celkový provozní součinitel

$$K_H = 1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 1,452$$

Součinitel materiálu  $K_M = 265,2$

Součinitel tvaru zubů  $K_Z = 1,68$

Součinitel délky stykových čar  $K_\varepsilon = 1,75$

Převodový poměr  $i_z = 1$

Šířka ozubení  $b = 14$  mm

Průměr roztečné kružnice  $d = 98$  mm

Obvodová síla

$$F_0 = \frac{M_Z \cdot 2}{d} \quad (19)$$

moment přenášený ozubeným kolem

$$M_z = \frac{M_2}{2} = \frac{3,46}{2} = 1,73 \text{ N.m}$$

Ze vztahu (19) je pak obvodová síla

$$F_o = \frac{1,73 \cdot 2}{0,098} = 35,3 \text{ N}$$

Po dosazení do vztahu (17) je dotykové napětí

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{35,3}{14 \cdot 98} \cdot \frac{1-1}{1} \cdot 265,2 \cdot 1,68 \cdot 1,75 \cdot 1,452}$$

$$\sigma_H = 213,12 \text{ MPa}$$

Výsledkem kontroly je koeficient bezpečnosti boku zuba na dotyk

$$s_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot K_L \cdot K_F \cdot K_R}{\sigma_H} \quad (20)$$

Do vztahu (20) se dosadí:

mezní napětí v dotyku pro použi-

tou ocel 12010, cement. a kalen. ....  $\sigma_{Hlim} = 1300 \text{ MPa}$

součinitel masiva .....  $K_L = 0,98$

součinitel obvodové rychlosti .....  $K_F = 0,98$

součinitel dráznosti boků zubů .....  $K_R = 0,99$

Koeficient bezpečnosti boku zuba na dotyk

$$s_H = \frac{1300 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99}{213,12} = 5,8$$

Kontrola na dotyk vyhovuje.

Kontrola namáhání paty zubu v ohybu

Kontrola je provedena porovnáním srovnávacího ohybového napětí v patě zubu  $\sigma_F$  zpočítaného ze vztahu (21) s mezním napětím v ohybu  $\sigma_{Flim}$ .

$$\sigma_F = \frac{F_0}{b \cdot m} \cdot K_T \cdot K_U \cdot K_{FZ} \quad (21)$$

Do tohoto vztahu se dosadí hodnoty  $F_0$  a  $b$  z předcházející kontroly na dotyk a veličiny:

- modul zubu .....  $m_z = 2$
- součinitel tvaru zubu .....  $K_T = 2,35$
- součinitel vlivu záběru .....  $K_U = 0,6$
- součinitel přídatných zatížení ....  $K_{FZ} = 1,866$

Po dosazení je srovnávací ohybové napětí v patě zubu

$$\sigma_F = \frac{35,3}{14 \cdot 2} \cdot 2,35 \cdot 0,6 \cdot 1,866 = 3,32 \text{ MPa}$$

Výsledkem kontroly je koeficient bezpečnosti v ohybu

$$s_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} : K_S \cdot K_B \quad (22)$$

Do vztahu (22) se dosadí:

mezní napětí v ohybu pro použitou

ocel 12010, cement. a kal. ....  $\sigma_{Flim} = 180 \text{ MPa}$

součinitel vrubu .....  $K_S = 1,05$

součinitel drsnosti povrchu zubu ..  $K_B = 1,08$

Koeficient bezpečnosti v ohybu



$$s_p = \frac{180 \cdot 1,05 \cdot 1,08}{3,32} = 61,5$$

Kontrola na ohyb vyhovuje s velkou rezervou.

#### 4.3.6 Převod pelykordovým kruhovým řemenem Habasit

Převodový poměr

$$i_2 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{714,286}{530,5} = 1,346 \quad (23)$$

kde  $n_1 = 714,286 \text{ min}^{-1}$  ..... otáčky hnacích řemenic

$n_2 = 530,5 \text{ min}^{-1}$  ..... požadované otáčky hnaných řemenic

Obě hnací řemenice převodu mají stejný průměr. Totéž platí i pro hnané řemenice na obloukových válcích. Průměry hnacích řemenic jsou voleny nejmenší, které výrobce řemene připouští. Pro zvolený průměr řemene 8 mm jsou to řemenice o průměru  $d_1 = 70 \text{ mm}$ . Průměry hnaných řemenic jsou stanoveny výpočtem ze vztahu (24).

$$d_2 = d_1 \cdot i_2 = 70 \cdot 1,346 = 94,2 \text{ mm} \quad (24)$$

Řemen byl zvolen podle tabulek v prospektu výrobce řemenů pro fiktivní zjednodušený převod s jednou hnací a jednou hnanou řemenicí s uvažováním polovičního hnacího momentu  $M = 1,73 \text{ N.m}$ . Zvolený řemen o průměru 8 mm přenesl daný moment s dostatečnou rezervou.

Z uspořádání převodu řemenem Habasit zřejmé, že při diagonálním přestavování obloukových válců dochází ke změně délky jednotlivých větví řemene. Změna délek se vyrovnává částečně proklusem řemene na řemenicích, především

ale různou obvodovou rychlostí vyrovnávacích válců. Součet obvodových rychlostí válců však zůstává konstantní. Na nestabilní textilií, pro kterou je vyrovnávač s pohonem určen, nezanechává tedy žádné jevy žádné stopy, protože o co se jeden z válců točí rychleji o to se druhý točí pomaleji.

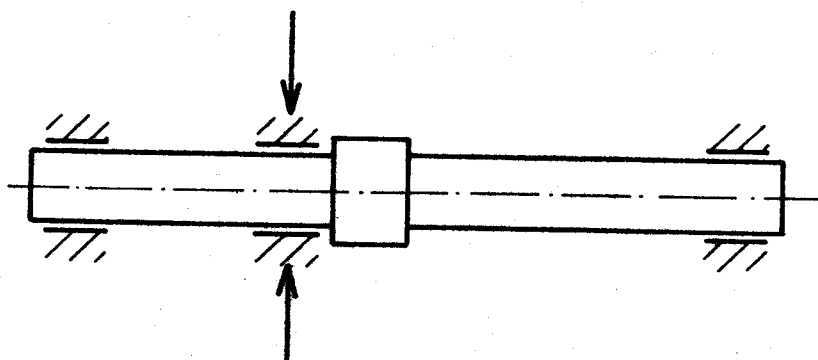
#### 4.3.7 Kontrolní výpočty některých součástí

Kontrolní výpočty jsou provedeny u součástí, které by mohly zhoršit nebo znemožnit funkci pohonu. Řemenové převody a ozubené soukolí byly kontrolovány při návrhu v předcházející kapitole. V této části bude provedena pevnostní kontrola hřídelů převodovky, per hřídelů, čepů v kloubu pohonu válce, zubové spojky a ložisek.

##### a) Pevnostní kontrola hřídelů převodovky

Kontrola je provedena pouze u hřídele s dvojitou řemenicí, protože druhý hřídel je namáhán méně. Kritický průřez, ve kterém je provedena kontrola, je na obr. 12 označen šípkami.

Obr. 12 - Kontrola hřídele



### Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (25)$$

Do vztahu (25) dosadíme:

přenášený krouticí moment  $M_k = 1,73 \text{ N.m}$

průřezový modul v krutu  $W_k$ , který se vypočítá zevzta-  
hu (26)

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (26)$$

kde průměr hřídele v kritickém průřezu je  $d = 0,01 \text{ m}$

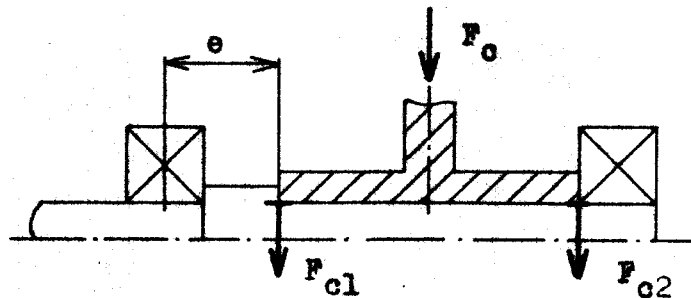
$$W_k = \frac{\pi \cdot 0,01^3}{16} = 1,96 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\tau_k = \frac{1,73}{1,96 \cdot 10^{-7}} = 8,83 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 8,83 \text{ MPa}$$

### Ohybové napětí

Vektorovým součtem sil od osubeného řemenu a řemenu Habasit je dána celková síla  $F_o = 103,7 \text{ N}$ , která namáhá hřídel na ohyb. Působení této síly na hřídel je znázorněno na obr. 13

Obr. 13 - Ohybové namáhání hřídele



Za předpokladu, že se hřídel prohne, se síla  $F_0$  rozloží na dvě poloviční síly  $F_{01}$  a  $F_{02}$ . Působení síly  $F_{02}$  je možno zanedbat, protože namáhá hřídel pouze na střih, Napětí, které střih v hřídeli vyvolá, je ve srovnání s napětím od ohybu a krutu zanedbatelné. Z obr. 13 plyne, že kritický průřez se nachází v ose ložiska. Ohybové napětí se zpočítá ze vztahu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (27)$$

Ohybový moment

ohybová síla .....  $F_{01} = \frac{F_0}{2} = \frac{103,7}{2} = 51,85 \text{ N}$   
 rameno ohybové síly ...  $e = 0,014 \text{ m}$

$$M_o = F_{01} \cdot e = 51,85 \cdot 0,014 = 725,9 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Průřezový modul v ohybu

průměr v kritickém průřezu .....  $d = 10 \text{ mm}$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 10^3}{32} = 98,17 \text{ mm}^3$$

Dosazením do vztahu (27) vyjde ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{725,9}{98,17} = 7,39 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní napětí v kritickém průřezu je podle hypotézy MMH dáno vztahem (28)

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (28)$$

$$\sigma_e = \sqrt{7,39^2 + 3 \cdot 8,83^2} = 16,98 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti hřídele  $s$

$$\sigma_K = 0,7 \cdot \sigma_p = 0,7 \cdot 500 = 350 \text{ MPa}$$

platí pro materiál 11 500

$$s = \frac{K}{\sigma_e} = \frac{350}{16,2} = 20,6$$

Hřídel pevnostně vyhovuje.

b) Kontrola per hřídele na otláčení

Kontrola bude provedena u kratšího pera, neboť obě pera jsou namáhána stejným kroutícím momentem.

Plošný tlak na pero se spočítá ze vztahu

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot L \cdot d} \quad (29)$$

Kroutící moment  $M_k = 1730 \text{ N}\cdot\text{mm}$

výška pera  $h = 4 \text{ mm}$

délka pera  $L = 12 \text{ mm}$

průměr hřídele  $d = 10 \text{ mm}$

Dosažení do vztahu (29) se zpčte plošný tlak

$$p = \frac{4 \cdot 1730}{4 \cdot 12 \cdot 10} = 14,42 \text{ MPa}$$

Pro ocelový hřídel a ocelový náboj je dovolený tlak na pero 120 MPa, což je podstatně víc, než tlak který vyšel

výpočtem. Pero tedy vyhovuje s dostatečnou rezervou.

c) Pevnostní kontrola čepů v kloubu pohonu

Kroutící moment přenáší dvojice čepů. Jeden čep tedy přenáší polovinu kroutícího momentu.

Moment přenášený jedním čepem ....  $M = 1,165 \text{ N.m}$

Obvedová síla působící na čep ....  $F_0 = 26,48 \text{ N}$

Rameno působící ohybové síly .....  $e = 3 \text{ mm}$

Ohybové napětí v čepu spočtem pomocí vztahu (27)

dosazením těchto hodnot:

Ohybový moment

$$M_0 = F_0 \cdot e = 26,48 \cdot 3 = 79,44 \text{ N.mm}$$

Průřezový modul v ohybu pro průměr čepu  $d = 8 \text{ mm}$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 8^3}{32} = 50,26 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí v čepu je po dosazení

$$\sigma_0 = \frac{79,44}{50,26} = 1,58 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti čepu

$$s = \frac{\sigma_k}{\sigma_0} = \frac{350}{1,58} = 221$$

Čep je natolik předymenzován, protože jeho průměr je dán otvorem ložiska.

Vzhledem k tomu, že zubová spojka je ještě podstatně méně bezpečná konstrukce, je její kontrola (zubů na ohyb) zby-

tečná. Bezpečnost zubů spojky na otláčení je i v nejméně příznivé poloze válce víc než 100.

d) Kontrola únosnosti ložisek

Ložiska čepů kloubu pohonu:

Radiální síla působící na ložisko je totožná s obvodovou silou na čep kloubu

$$F_r = F_o = 26,48 \text{ N}$$

Axiální síla je zanedbatelná

$$F_a = 0$$

Rotací součinitel  $V = 1,2$

Součinitel  $X = 1$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_e = V \cdot X \cdot F_r = 1,2 \cdot 1 \cdot 26,48 = 31,77 \text{ N}$$

Požadovaná životnost je volena 10 let při nepřetržitém trojsměnném provozu. Při 530,5 otáčkách za minutu je to  $N = 2790 \cdot 10^6$  cyklů.

Dynamická únosnost

$$C = F_e \cdot \sqrt[3]{N} = 31,77 \cdot \sqrt[3]{2790} = 447,3 \text{ N}$$

Ložiska, která byla použita (608 - 2Z), mají dynamickou únosnost 2 500 N. Danému použití tedy vyhovují.

Ložiska uložení řemenice a náboje pohonu:

Vzhledem k tomu, že bylo z konstrukčních důvodů třeba dodržet vnitřní průměr ložiska 50 mm, byla použita ložiska 6010 - 2RS. Tato ložiska mají dynamickou únosnost  $C = 16\,600 \text{ N}$ . To je zhruba čtyřicetinásobek požadované únosnosti. Proto je jejich kontrola zbytečná.

#### 4.4 Elektrická část pohonu

Elektrická část pohonu musí prostřednictvím mechanické části pohonu zajišťovat určité volitelné, stálé hodnoty tahu ve zboží. K tomuto účelu je vhodný stejnosměrný elektromotor s cizím buzením, který byl navržen již při výpočtu mechanické části pohonu. U tohoto motoru, zajištění určité, na jeho otáčkách nezávislé, hodnoty proudu kotvy, je vyvozován prakticky konstantní kroutící moment. Vhodnou regulací proudu kotvy lze tedy zajistit regulaci kroutícího momentu pohonu válce. Obsluha vyrovnávače má možnost touto regulací ovlivňovat tah ve zboží. Nastavení se provede podle zbytkového tahu ve zboží na výstupní straně vyrovnávače.

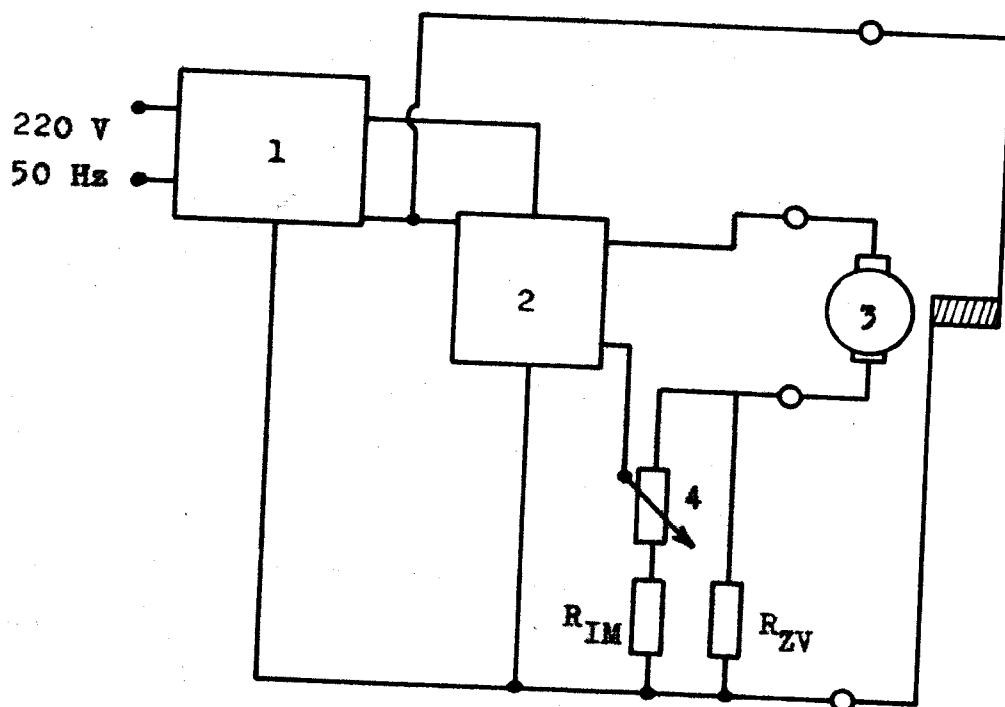
Tento způsob regulace pohonu vyrovnávacích válců je výhodný zejména tím, že nepotřebuje otáčkovou vazbu a velikost vyvozovaného tahu je téměř nezávislá na otáčkách. Schema elektrické části pohonu s regulací je na obr. 14. Hodnota maximálního tahu je dána odporem  $R_{IM}$  a hodnota minimálního tahu zpětnovazebním odporem  $R_{ZV}$ , který má jistý vliv i na hodnotu maximálního tahu. Potenciometrem je možno nastavit hodnotu z tohoto intervalu.

##### Stanovení převodového poměru náhonu

Je třeba, aby maximální napětí zdroje silové části při úplně otevřeném regulátoru bezpečně stačilo pro dosažení jmenovitých otáček motoru  $n = 3\ 000\ \text{min}^{-1}$  při maximálním proudu kotvy. Proto byl mechanický převod navržen tak, aby motor při maximální rychlosti vyrovnávače měl nejvýš



Obr. 14 - Schema elektrické části pohonu



- 1 - Síťová část obsahující transformátor a usměrňovač střídavého proudu pro napájení:
  - a) regulačních obvodů
  - b) silových obvodů (motor)
- 2 - Nastavitelný regulátor proudu kotvy náhonového motoru
- 3 - Stejnoseměrný elektromotor
- 4 - Potenciometr - pomocí něj obsluha nastavuje potřebný tah ve zboží
- $R_{IM}$  - Odpor zajišťující maximální hodnotu proudu kotvy
- $R_{ZV}$  - Zpětnovazební odpor

takové otáčky, kterých dosáhne při úplně otevřeném regulátoru a maximálním proudem kotvy, který odpovídá nejvyššímu tahu ve zboží.

## 5. Ekonomické zhodnocení

Původní provedení vyrovnávače bez pohonu obloukových válců, jak již bylo řečeno v úvodu, neumožňuje vyrovnávání nestabilních textilií. Tah ve zboží, který plyne z pasívních odporů obloukových válců, je pro nestabilní textilie příliš vysoký. Pokud jsou takové textilie na tomto vyrovnávací vyrovnávány, nadměrně se prodlužují, což má negativní vliv na jejich výslednou kvalitu. Jsou zařazovány do nižších kvalitativních tříd, případně se stávají neprodejnými. To samozřejmě znamená negativní ekonomický dopad pro výrobce, který je tak postaven před problém, zda vyrovnávat a zhoršovat tak některé vlastnosti zboží, nebo nevyrovnávat vůbec. Ani v jednom případě však nedosáhne požadované kvality zboží. Volí tedy cestu, která se na zboží projeví méně nepříznivě. Když výrobce nestabilních textilií vezme ještě v úvahu nemalou pořizovací cenu automatického vyrovnávače, raději od vyrovnávání svého zboží upustí. Vybavení vyrovnávače pohonem obloukových válců se tedy výrazně projevuje na prodejnosti vyrovnávače právě u těchto zákazníků. Vezmeme-li v úvahu, že se v poslední době pleteniny na trhu textilií stále více prosazují, není ztráta těchto zákazníků rozhodně zanedbatelná.

Na světových trzích konkurence vyrovnávačů rok od roku roste. Na výstavě ITMA 83 v Miláně vystavovali vyrovnávač tři výrobci. Na ATME 85 v Greenville jich bylo již sedm včetně našeho vyrovnávače Elitex. Vyrovnávač budil zájem návštěvníků výstavy především malými rozměry, jednoduchostí

konstrukce a snadnou montáží do úpravárenské linky. K těmto kladům vyrovnávače Elitex lze přičíst i dobrou vyrovnávací účinnost. Vzhledem k tomu, že je v současné době ve světové špičce vyrovnávací techniky, je třeba toto postavení udržet. Je to podstatně snazší, a levnější, než se pak na špici znovu propracovávat. Znamená to, mimo jiné, také velmi pružně reagovat na požadavky zákazníků. Jedním z těchto požadavků je v současné době i možnost vyrovnávat nestabilní textilie.

Jisté náklady, které jsou s vývojem a výrobou pohonu obloukových válců spojeny a které bude muset zákazník zaplatit navíc k ceně vyrovnávače, jsou ve srovnání s cenou vyrovnávače poměrně malé. Proto se na prodejnosti vyrovnávače nepříznivě neprojeví, zvláště, když značně vzroste rozsah jeho použití.

V současné době řešení pohonu obloukových válců pomocí převodů kruhovým řemenem Habasit vyhovuje funkčně i jednoduchou aplikací na stávající typ vyrovnávače. Je však nutno jej považovat pouze za dílčí zlepšení stávajícího typu. V dalším vývoji je třeba vyvinout novou generaci vyrovnávačů, které již budou mít pohon válců integrálně zabudován přímo v boční skříni, kde jsou v současné době indukční snímače polohy válců. Miniaturizací elektronické výbavy vyrovnávače je třeba dosáhnout její umístění do boční skříně vyrovnávače, aby vyrovnávač tvořil kompaktní celek bez přídatných skříní.

Situace na světových trzích napovídá, že jedině neustálým zdokonačováním si může automatický vyrovnávač pod

značkou Elitex udržet dobré jméno, které si už během svého krátkého života stačil získat.

Seznam použité literatury:

- /1/ Technická dokumentace na Napínací, sušící a fixační stroj typ 4580.3, výrobce Elitex k.p. Chrastava
- /2/ Technická dokumentace na Automatický vyrovnavač útku Elitex k.p. Chrastava
- /3/ Prášil L, Olehlová M.: Části strojů a mechanismů - /Cvičení/, VŠST Liberec 1984
- /4/ Katalog valivých ložisek ZKL, Praha 1980
- /5/ Technická dokumentace - prospekty firem: Krantz, Dornier, Weftrol, Rectofact, Bianco, Mahlo, Habasit
- /6/ Meliand Textilberichte č.6, 1963
- /7/ Brožek P., Cestovní zpráva ATMB 85

MJ	KUSY	K <sub>J</sub>	NÁZEV SOUČÁSTI-MAT. VÝCHOZÍ-POLOT. -ČSN	ČÍSLO SOUČÁSTI	POZ.	V. KLÍČ
		K <sub>L</sub>	PTZ	OP	TEXT	POD PDO
	1		Automatický vyrovnávač	522941101370	1	
	1		Pohon	522941100002	2	

<b>ODDĚLENÝ KUSOVNÍK - B</b>		Č. TR	POPIS/PTZ/	POD	DAT.	PODPIS	INDEX
ELITEX CHRSTAVA K.P. ZÁVOD:		Č. SN	Z	_____	_____	_____	_____
			M	_____	_____	_____	_____
			Ě	_____	_____	_____	_____
			N	_____	_____	_____	_____
			Y	_____	_____	_____	_____

POL. SEZN.	VYHOT. <b>J. Jančík 23.5.86</b>	POZNÁMKY	
TERMÍN	SCHVÁL.	D 522	POD: _____
SOUBOR: C	NORM. R.	M 00000	PDO: _____
NÁZEV SESTAVY		ČÍSLO SESTAVY	V. KLÍČ
<b>Automatický vyrovnávač</b>		<b>941200001</b>	
		TK	LISTŮ 1
		LIST	1

MJ	KUSY	K <sub>J</sub>	NÁZEV SOUČÁSTI-MAT. VÝCHOZÍ-POLOT. -ČSN			ČÍSLO SOUČÁSTI	POZ.	V. KLÍČ
			PTZ	OP	TEXT			
	1					941 200 003	1	
	1					941 305 072	2	
	2					941 102 639	3	
	1					941 200 027	4	
	1					941 300 028	5	
	2					941 200 005	6	
	1					041 300 025	7	
	1					041 300 026	8	
	2					041 300 008	9	
	2					041 300 009	10	
	2					041 300 010	11	
	4					041 400 011	12	
	8					041 400 012	13	
	2					041 410 042	14	

### ODDĚLENÝ KUSOVNÍK - B

Č. TR	POPIS/PTZ/	POD	DAT.	PODPIS	INDEX
	Z				
	M				
	Ě				
	N				
	Y				

ELITEX CHRSTAVA K.P.

ZÁVOD:

POL. SEZN.

TERMÍN

SOUBOR: C

VYHOT. **J. Jančík 23.5.86**

SCHVÁL.

NORM. R.

POZNÁMKY

D 522

M 00000

POD:

PDO:

TYP STROJE:

NÁZEV SESTAVY

**Pohon**

ČÍSLO SESTAVY

**941 100 002**

V. KLÍČ

TK  
LISTŮ: **2**  
LIST **1**

MJ	KUSY	K <sub>J</sub> K <sub>L</sub>	NÁZEV SOUČÁSTI-MAT. VÝCHOZÍ-POLOT. -ČSN		ČÍSLO SOUČÁSTI	POZ.	V KLÍČ
			PTZ	OP			
	2			Rozpěrná trubka	041 400 031	15	
	4			Kroužek 80 022931		16	
	6			Kroužek 50 022930		17	
	8			Kroužek 22 022931		18	
	8			Ložisko 608-2Z 024630		19	
	8			Ložisko 6010 2RS 024630		20	
	1			Elektromotor K2 UV 248-00		21	
	1			Řemen 213 010 015		22	
	1			Řemen Habasit 8		23	

### ODDĚLENÝ KUSOVNÍK - B

Č. TR

POPIS/PTZ/

POD

DAT.

PODPIS

INDEX

Z  
M  
Ě  
N  
Y

ELITEX CHRSTAVA K.P.  
ZÁVOD:

Č. SN

POL. SEZN.  
TERMÍN  
SOUBOR: C

VYHOT. **J. Jančík 23.5.86**  
SCHVÁL.  
NORM. R.

POZNÁMKY  
D 522  
M 00000

POD:                      PDO:  
TYP STROJE:

NÁZEV SESTAVY

**Pohon**

ČÍSLO SESTAVY

**941 100 002**

V. KLÍČ

TK LISTŮ 2  
LIST 2



MJ	KUSY	K <sub>J</sub>	NÁZEV SOUČÁSTI-MAT. VÝCHOZÍ-POLOT. -ČSN			ČÍSLO SOUČÁSTI	POZ.	V KLÍČ
			K <sub>L</sub>	PTZ	OP			
	1					041 200 015	1	1
	1					041 200 016	2	2
	1					041 300 017	3	3
	2					041 400 018	4	4
	2					041 400 019	5	5
	1					041 300 020	6	6
	1					041 300 021	7	7
	2					041 300 022	8	8
	2					041 400 023	9	9
	8				Šroub M 6 x 12 021143		10	10
	6				Šroub M 6 x 50 021143		11	11
	6				Šroub M 6 x 16 021143		12	12
	4				Šroub M 8 x 20 021101		13	13
	2				Zátka M 10 x 1 021915		14	14
	2				Pero 4e7 x 4 x 12 022562		15	15

### ODDĚLENÝ KUSOVNÍK - B

ELITEX CHRSTAVA K.P.

ZÁVOD:

POL. SEZN.

TERMÍN

SOUBOR: C

NÁZEV SESTAVY

**Převodovka**

VYHOT. **J. Jančík 23.5.86**

SCHVÁL.

NORM. R.

Č. TR

Č. SN

POPIS/PTZ/ POD DAT. PODPIS INDEX

Z  
M  
E  
N  
Y

POZNÁMKY

D 522

M 00000

POD:

TYP STROJE:

PDO:

ČÍSLO SESTAVY

**941 200 003**

V. KLÍČ

TK  
LISTŮ 2  
LIST 1

