

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

Výzkum adaptabilních válců textilních strojů

Habilitační práce

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146071433

V Liberci dne: 15.3.95

Ing. Ševčík Ladislav, CSc.

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Univerzitní knihovna
Voroněžská 1329, Liberec 1
PSČ 461 17

11 000

Obsah

1. Úvod	5
2. Konstrukční řešení válců	8
2.1. Druhy válců	8
2.2. Konstrukce uložení a pohonu válců ve stroji	9
2.3. Konstrukce nosných jader válců	10
3. Konstrukce adaptabilních válců	20
3.1. Postup ustavení a seřízení válců na stroji	23
3.2. Schema pneumatického rozvodu a princip ovládání	23
3.3. Postup obnovení pryžových potahů	25
4. Velikost přtlaku, stabilita systému	26
4.1. Výpočet efektivní plochy	26
4.2. Výpočet velikosti stabilizačního momentu	32
4.3. Odhad velikosti klopného momentu	33
4.4. Výpočet velikosti valivého odporu mezi vnějšími kroužky ložisek a pláštěm válce	33
4.5. Kontrola trvanlivosti ložisek	34
5. Průhyb hnacího válce	36

6. Výpočet průhybu a napětí metodou konečných prvků	46
6.1. Výpočet hnacího válce	47
6.2. Výpočet průhybu jádra adaptabilního válce	58
6.3. Deformace pláště adaptabilního válce	61
6.4. Výsledný průběh rozpínavých sil pneumatických měchů	64
7. Nový stroj s adaptabilními válci	66
7.1. Měření zbytkové vlhkosti po šíři tkaniny	68
8. Závěr	71
Použitá literatura	74

Přehled označení fyzikálních veličin

x	souřadnice válce	[mm],
y(x)	průhyb válce	[mm],
y'(x)	sklon průhybové křivky v (x)	[rad],
y''(x)	průhyb válce v (x),	[mm],
k	sklon průhybové křivky v místě podpory	[rad],
T	posouvající síla	[N],
J	moment setrvačnosti průřezu	[mm ⁴],
q ₁	spojité zatížení ve středním dílu válce	[N mm ⁻¹],
q ₂	spojité zatížení v krajích válce	[N mm ⁻¹],
α	úhel natočení pružné desky	[rad],
P	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N],
p	exponent rovnice trvanlivosti	[1],
n	otáčky ložiska	[min ⁻¹],
E	modul pružnosti oceli	[Pa],
μ	Poissonova konstanta	[1],
M _l	třecí moment ložiska na jednotku délky	[Nm/cm],
μ	koeficient tření naklápěcího kuličkového ložiska	[1],
F	zatěžující síla na jednotku délky válce	[N/mm],
d	vnitřní průměr ložiska	[mm],
p	přetlak vzduchu	[MPa],
O	obvod vaku	[mm],
h	statická výška vaku	[mm],
s	styčná délka vaku s ložem ložisek	[mm].

1. Úvod

Cílem práce je provedení rozboru různých konstrukčních řešení válců úpravárenských textilních strojů používaných k odstraňování kapalných složek z plošných textilních výrobků, návrh nové originální konstrukce těchto válců, jimž byl dán pro jejich specifické funkční vlastnosti název "ADAPTABILNÍ". Dále provést zkoušky a měření těchto válců.

Dvojice vzájemně přitlačovaných válců se však používá na mnoha strojích, kde se odstraňuje nebo doplňuje kapalná nebo pevná látka do plošných výrobků. Používají se především v textilním úpravárenství k odvodňování, impregnování a barvení, ale též i při výrobě jiných typů plošného zboží např. papíru, buničiny, kde pomocí dotykového (styčného) tlaku mezi válci dochází k žádoucím efektům. Tlak je vyvolán přiblížením os otáčení válců a to silou působící buď z vnějšku válců, nebo zavedením tlakového média do vnitřku válců. V obou případech se však výsledná síla zachytí v rámu stroje. Měrná přitlačná síla válců na jednotku délky se většinou udává v N/mm nebo N/cm a dosahuje maximálních hodnot 50 až 75 N/mm délky. Při délce válců (šíře zpracovávaného zboží bývá o 200 mm menší) v rozsahu od 1000 mm do 3600 mm je pak výsledná síla působící na čepy a na rám stroje, např. pro válec délky 2000 mm rovna 100kN - 150kN.

Práce je zejména zaměřena na porovnání různých způsobů konstrukčních řešení přitlaku válců světových výrobců. Obsahuje teoretická řešení hlavních funkčních částí válců navrhovaného řešení např. jsou sledovány deformace a napětí jednotlivých částí válců, stejnoměrnost přitlaku po délce spolupracujících válců a stabilní polohou nosiče přitlačných kladek. Jsou porovnány hodnoty průhybu válců vypočtené klasickými analytickými metodami a metodou konečných prvků.

Účinnost a funkčnost válců je zpravidla porovnávána podle hledisek:

- technologického, tj. podle vykonávané technologické operace např. odvodňování, ždímání, barvení, kalandrování atd., každá z těchto operací je charakterizována množstvím a stejnoměrností rozložení zbytkové vlhkosti,

- ekonomického, tj. podle energetické náročnosti, pořizovací ceny a nákladů na opravy a údržbu,
- ekologického, tj. vliv na pracovní prostředí obsluhy a okolí stroje.

Při návrhu válců je potřeba brát v úvahu všechna výše uvedená hlediska. Vzhledem k tomu, že hledisek k posouzení je mnoho a některá působí i protichůdně, existuje mnoho různých typů a konstrukčních řešení válců a také mnoho výrobců. V této práci je proveden rozbor konstrukce válců zaměřených na technologii barvení v plné šíři, protože u tohoto postupu se kvalita válců odrazí ve výsledné stejnoměrnosti odstínu barvy.

Na velikost zbytkové vlhkosti ve zboží nemá vliv pouze přítláčná síla a konstrukce jádra válce, ale i kvalita a vhodnost pryžového potahu k dané technologii a zpracovávanému materiálu.

Velmi důležitou hodnotou při posuzování kvality odstraňování kapalných složek je stejnoměrnost rozložení zbytkové vlhkosti ve výrobku za válci, pro barvení je nezbytnou podmínkou její regulace po délce válce.

Z dlouholetých zkušeností a měření je patrné, že kvalitu technologické operace ovlivňuje z přibližně 50% konstrukce jader válců, přibližně 35% ovlivňuje vstupní kvalita zboží a zbytek připadá na kvalitu potahu. S ohledem na to, že konstrukce jader válců má podstatný vliv na kvalitu technologické operace, je tato práce věnována konstrukci jader válců.

Válce se rozdělují do několika skupin podle závislosti průhybu na velikosti přítlaku. Technicky nejdokonalejší skupinou jsou válce s kompenzací průhybu, používané u většiny špičkových strojů, u nichž je požadován stejnoměrný přítlak ve styčné ploše po celé délce navzájem přitlačovaných válců. U válců s kompenzací průhybu, na rozdíl od klasických válců s ocelovým jádrem, působí z vnitřní strany těchto válců tlakové médium (kapalina, vzduch), které válce vzájemně přitlačuje. Tyto válce mají obchodní názvy např. Bicoflex, Swimming roller, Variflex, atd.

Nová originální konstrukce válců s kompenzací průhybu, která je v práci popsána, byla vyvinuta a vyrobena pro nový typ stroje Foulard 4262.4 a přizpůsobena i na starší typ 4262.3 vyráběný v bývalém závodě 04 Liberec, který byl součástí k. p. ELITEX Chrastava. Zkoušky prvního prototypu válců byly zahájeny již v roce 1989 v úpravně SEBA TANVALD - závod Liberec. Po ověřova-

cích zkouškách a z výsledků měření byly válce upraveny pro seriovou výrobu a v roce 1991 byla vyrobena první serie válců pro zkoušky v dalších textilních závodech jako např. KOLORA SEMILY - závod Hrádek nad Nisou a Jablonec nad Jizerou, SEBA TANVALD - závod Liberec, TEXTILANA LIBEREC - závod Nové Město pod Smrkem, BYTEX VRATISLAVICE - závod Rochlice, LEVITEX Levice. V závodech dosahovaly válce požadovaných parametrů, např. v SEBA Liberec a KOLORA Hrádek nad Nisou pracovaly tyto válce bez závady déle než dva roky. V některých závodech se však vyskytly technologické i konstrukční problémy, z nichž ty, jež se týkají konstrukce, jsou řešeny v této práci. Mezi závažnější je možno zařadit následující konstrukční problémy:

- Jak dosáhnout konstantního přítlaku po délce válce?
- Jak nastavit tlak v jednotlivých sekcích v závislosti na zvoleném průběhu vlhkosti?
- Co udržuje válce v rovnoběžné poloze?
- Jak ustavit válce na stroji a jak je seřadit?

2. Konstrukční řešení válců

2.1. Druhy válců

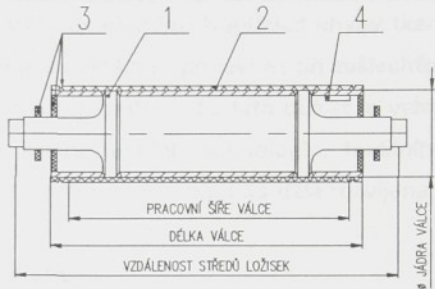
Většina válců je tvořena (obr. 1):

- z potahu 2 - část válce v kontaktu s plošným výrobkem,
- z jádra válce 1 - nosná část válce,
- z různých stíracích kroužků a těsnících elementů 3,
- vyvažovacích těles 4.

Potahy válců lze rozdělit z hlediska použitých materiálů na

- pryžové - jejich základem bývá syntetický nebo přírodní kaučuk s různými přísadami, o tvrdosti 50-110 °Sh, navulkanizovaný na ocelové jádro válce,
- papírové - jejichž základem je pórezní materiál (papír nebo textilie) s pojivem slisovaný za vysokého tlaku, dosahující tvrdosti přes 150 °Sh,
- kovové - ocelové jádro s vrstvou chromu nebo z nerezové oceli.

Díly jader jsou většinou svařované. Před nanesením povrchu se povrch jádra opracovává a potom se povrch válce brousí do zadaného tvaru na speciálních strojích nebo na upravených bruskách.



Obr. 1

Z hlediska tvaru jsou potahy válců válcové nebo tvarované.

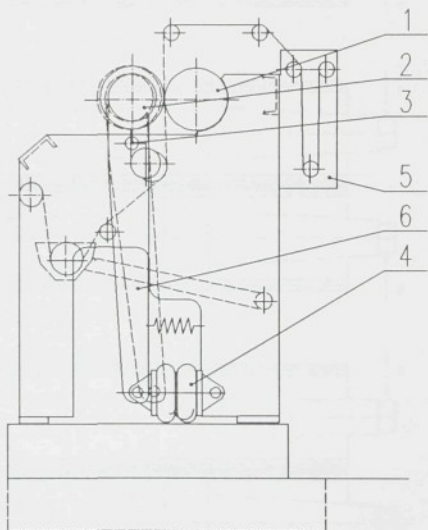
- válcové, odchylka kruhovitosti se pohybuje převážně v rozsahu od 0.05 do 0.1 mm a válcovitosti kolem 0.1 mm,
- tvarované, a to z důvodu kompenzace průhybu, nebo z důvodu zvláštních technologických požadavků. V těchto případech se válce musí brousit na přesných tvarových bruskách.

Různé druhy pryží se odlišují barevnými odstíny. Výběr chemického složení potahu a mechanicko-fyzikální vlastnosti potahu závisí na mnoha faktorech, např. na druhu

textilní technologické operace, na chemickém složení odstraňované kapalné části z výrobku, na její teplotě a v neposlední řadě na druhu výrobku, jeho typu a složení. Výsledný efekt působení válců na textilii nezávisí pouze na konstrukci jádra válce, ale i na materiálu textilie, na typu textilie (tkanina, pletenina), na druhu vazby textilie, na druhu příže (počtu zákrutů, počtu skaných nití, tvarové příže atd.) a na způsobu zušlechťení a úpravy textilie a na vhodnosti typu potahu (jeho fyzikálních a chemických vlastnostech) ve vztahu k výše uvedeným. Například chyby tkaní způsobené špatným seřazením tkacího stroje se většinou projeví až při zušlechťování, zejména při barvení. Z předchozího textu je patrné, že tato oblast je velmi zajímavá a rozsáhlá, spadající spíše do oboru textilní technologie, textilního úpravářství a chemie a není tématem této práce, proto nebude dále rozvíjena.

2.2. Konstrukce uložení a pohonu válců ve stroji

Čepy válců jsou uloženy v rámu stroje zpravidla v naklápěcích ložiskách. U většiny vyráběných strojů (obr. 2, boční pohled na stroj s vodorovně uloženými pracovními válci) je hnací válec 1 uložen pevně v rámu stroje a je spojen s elektromotorem s mechanickou převodovkou pomocí spojky. Rychlost průchodu textilie válci bývá od 2 do 150 m/min v závislosti na použité technologii a zpracovávaném materiálu. Ze známých průměrů válců lze vypočítat potřebné výstupní otáčky. Řízení otáček elektromotoru závisí na rychlosti celé linky a vyrovnávání nerovnoměrnosti pohybu je provedeno kompenzátozem 5 umístěným za hlavními válci. Přítlačný válec 2 se otáčí vlivem tření, které vzniká přitlakem na hnací válec. Pro usnadnění návlaku zboží za



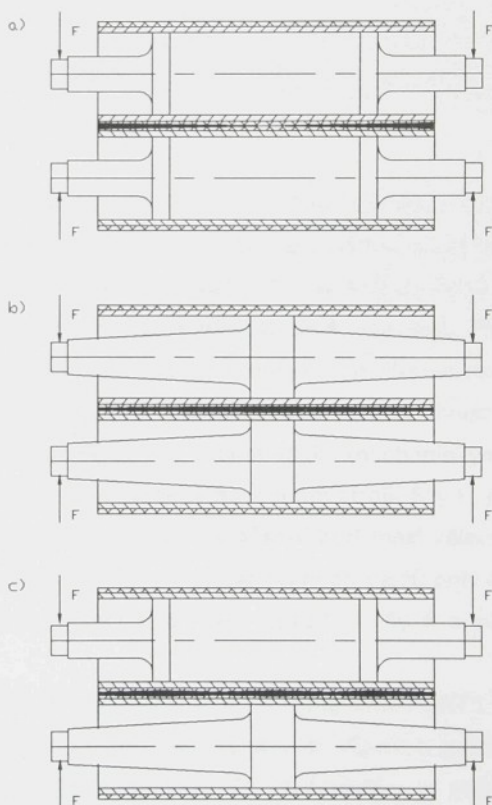
Obr. 2

klidu stroje je potřeba vytvořit mezeru mezi válci. Velikost oddálení válců bývá v rozmezí 12 - 25 mm. Mezery se vytváří buď posuvem válců, nebo na většině strojů je vytvářena kyvným uložením páky 6, která nese přitlačný válec. Páka se natáčí kolem čepu 3 a jejím pootočením se dosáhne potřebného oddálení. Přes tyto páky se zároveň realizuje přitlak válců, který je odvozen od pneumatického motoru 4. Spojnice os válců může být vertikální, horizontální nebo skloněná pod úhlem a její volba je závislá na zvoleném technologickém postupu.

2.3. Konstrukce nosných jader válců

Podle konstrukce nosného jádra válce a způsobu vyvození přitlaku lze dvojice válců odstraňujících kapalně složky z plošných výrobků rozdělit do tří základních skupin.

První skupinu tvoří válce, které jsou užívány pro technologicky nejméně náročné, jednodušší a levnější úpravářské stroje. Jádro je tvořeno silnostěnnou ocelovou trubicou nebo speciálním výkovkem s pevně připojenými čepy. Kované čepy jsou uchyceny v jisté vzdálenosti krajů (obr. 3a) nebo uprostřed trubky (obr. 3b). Silnostěnná ocelová trubka musí mít značnou ohybovou tuhost (vnější průměr přibliž-



Obr. 3

ně 300 mm pro válce do dvou metrů délky, až do 450 mm pro válce délky do čtyř

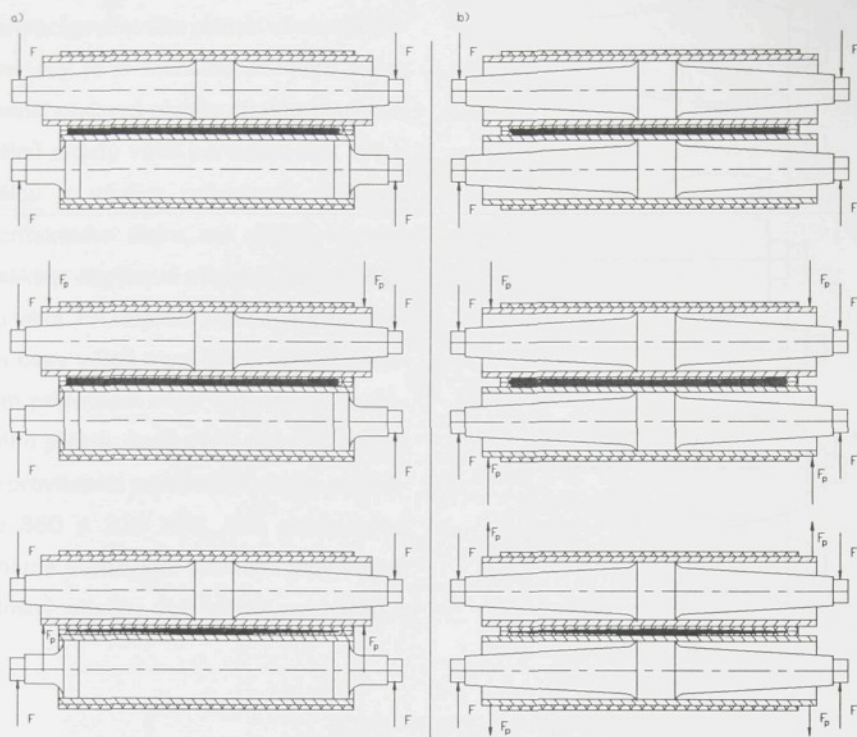
metrů a tloušťka stěny trubky je v rozmezí od 20 do 35 mm). Rozměry trubky vycházejí z technologických podmínek tak, aby docházelo k co nejmenšímu průhybu při technologicky správné funkci. Na některých strojích se používá kombinace obou typů válců (obr. 3c).

Jeden z válců je pevně uložen v rámu stroje a druhý je k němu přitlačován. Síly F se většinou vyvozují dvěma pneumaticko-mechanickými převody nebo hydraulicko-mechanickými. Takovou dvojicí k sobě přitlačovaných válců se docílí buď konvexního (menší tlak uprostřed válců než v krajích) nebo konkávního (menší tlak v krajích válců než uprostřed) průběhu dotykového tlaku po délce válce v závislosti na konstrukci jader válců.

Válce této skupiny jsou výrobně jednoduché, na jejich výrobu se ale spotřebuje značné množství materiálu. Další nevýhodou je spotřeba pryže, která je závislá na průměru válce a u této skupiny je průměr největší.

Do druhé skupiny patří válce, kde alespoň jeden z válců má jádro tvořeno silnostěnnou trubkou, čepy pevně spojeny uprostřed se silnostěnnou trubkou. V krajích této trubky působí přídavné síly (na jednom z válců obr. 4a ARTOS Spolková republika Německo, na oba válce - obr. 4b firma BENINGER Švýcarsko). Tímto typem válců je možno nastavit buď konvexní nebo konkávní průběh vlhkosti po šíři výrobku. Přitlačování a oddalování válců je zajištěno buď dvěma dvojicemi pneumaticko-mechanickými převodů nebo dvěma pneumaticko-mechanickými a dvěma hydraulicko-mechanickými převody současně na jednom stroji. Síly F_p jsou vyvozeny jednou z výše uvedených dvojic převodů a působí buď mezi válcem a rámem stroje obr. 4a, nebo mezi dvojicí vzájemně přitlačovaných válců obr. 4b. Průběh výstupní vlhkosti je potom závislý na poměru přitlačné síly F a sil F_p působících na duté čepy.

Originálním a zajímavým řešením jsou válce COLOR firmy MONFORTS /3/. Tyto válce mají tvarovaný profil povrchu tak, aby se docílilo různých průběhů zatížení při axiálním posuvu válců vůči sobě (obr. 5). Nevýhodou je nutnost tvarového broušení válců a časté přebroušování povrchu na speciálních bruskách.

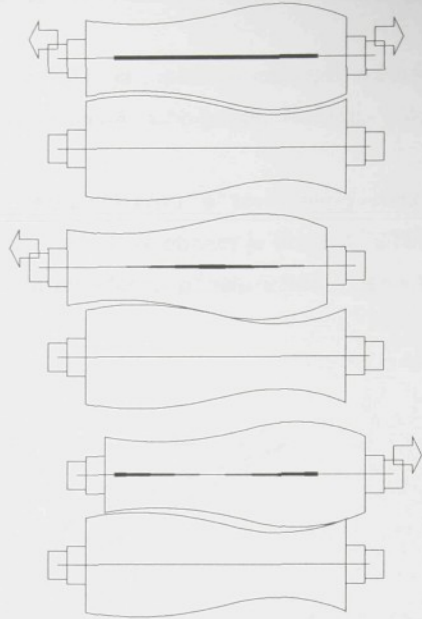


Obr. 4

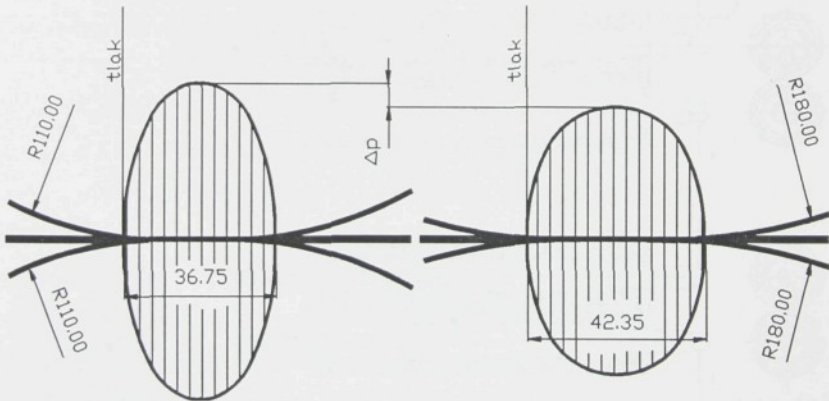
Vzhledem k vyšší technické náročnosti se těchto válců používá na strojích střední cenové a výkonnostní třídy. Průměr a tloušťka pláště válců bývá menší než u válců první skupiny (a tedy i jejich hmotnost), což se pozitivně odráží v jejich ceně.

Třetí skupina je tvořena válci kompenzujícími průhyb spolupracujícího válce v celé pracovní šíři k dosažení rovnoměrného spojitého nebo požadovaného průběhu přítlaču po délce válce. Jádru válce se podstatně liší od výše uvedených konstrukcí. Rozdíl je především v principu vnitřního uspořádání válců. Jádru musí být řešeno tak, aby přítlačná síla působila v celé délce válců. To se navenek projeví změnou rozměrů. Kompenzace průhybu dovoluje použití malých průměrů válců i pro větší

délky. Při daném přiblížení středů (deformaci pryžového pláště) vlivem přitlačné síly je u menšího průměru válce menší styková plocha spolupracujících válců a tedy větší kontaktní tlak než u válců s větším průměrem. Velikost kontaktního tlaku má přímý vliv na velikost zbytkové vlhkosti ve výrobku za válci. Při stejném výsledném zatížení na čepy válců musí být u válců s menším průměrem větší deformace pryžového pláště, tedy větší tlak. Na obr. 6 je provedeno porovnání válců o průměru 360 a 220 mm, kde plochy pod oběma tkakovými křivkami mají stejný plošný obsah, obě křivky vycházejí z



Obr. 5



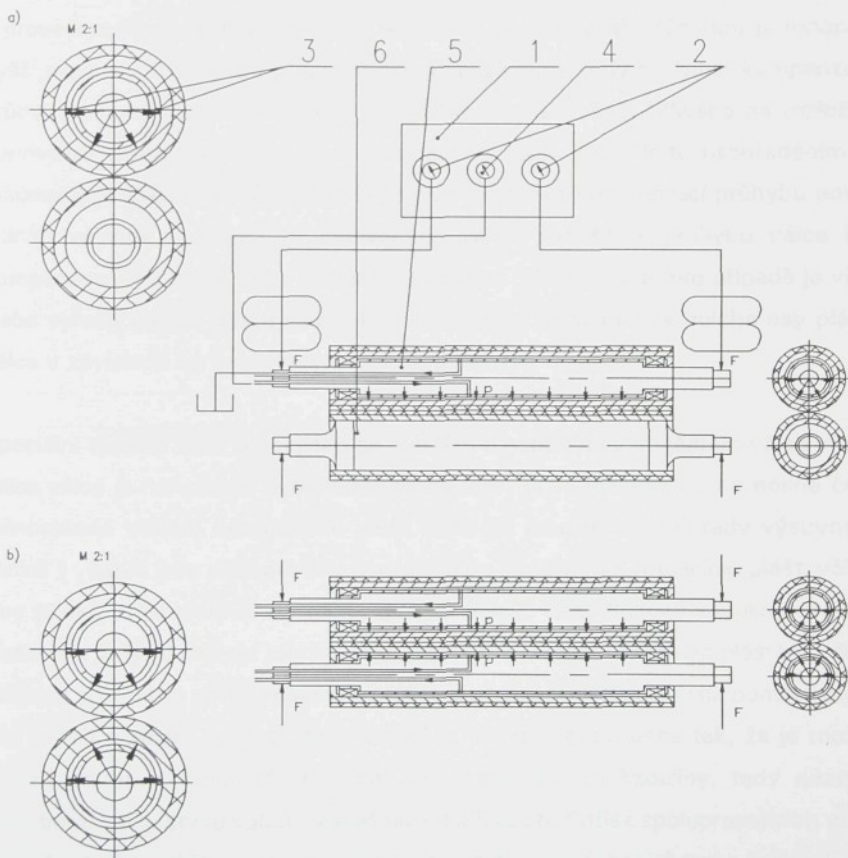
Obr. 6

krajního dotykového bodu válců a znázorňují příčné rozložení tlaku nerotujících válců. U většiny válců jsou v dokumentaci a v návodech uváděny hodnoty přitlačné

síly na jednotku délky. Rozhodující veličinou je však kontaktní tlak mezi stykovými plochami válců viz. výše.

Kompensace průhybu spolupracujícího válce je zajištěna tlakovým médiem uvnitř válce a to buď hydraulickým - válce hydraulické, nebo pneumatickým - válce pneumatické.

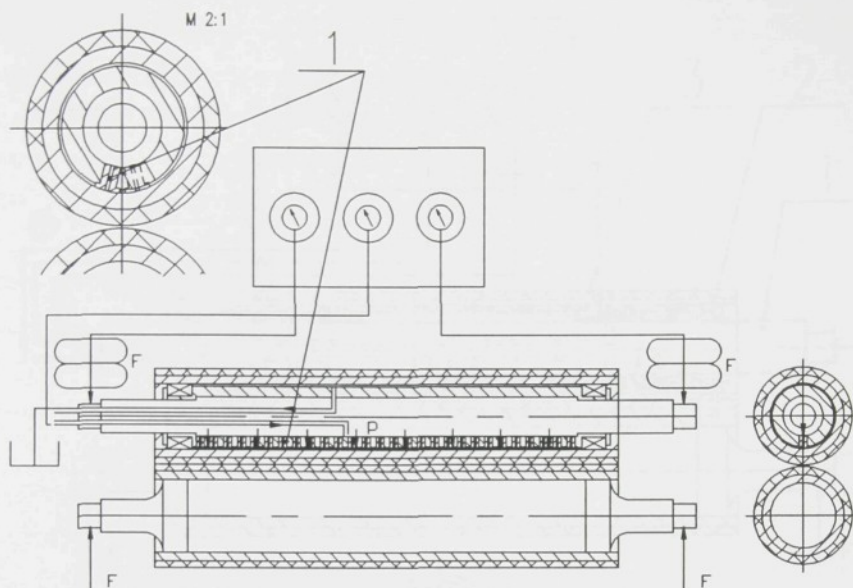
Hydraulické kapaliny je využíváno například ve válcích typu "S" (swimming - někdy v českém překladu též nazývány "plovoucí", jejichž výrobcem je firma KÜSTER, Spolková republika Německo obr. 7a,b). Na ovládacím panelu válců 1 jsou tři redukční ventily.



Obr. 7

Krajní ventily 2 nastavují přetlak vzduchu v pneumatických vlnovcích, které přitlačují prostřednictvím pákového převodu plovoucí válec 5 k protě válcí 6. Průhyb válců je kompenzován tlakem hydraulické kapaliny zevnitř na jednu polovinu (bližší k místu styku válců) otočně uloženého pláště válce a vytváří spojitě zatížení. Velikost tlaku závisí na průhybu válců a na žádaném průběhu zbytkové vlhkosti ve zboží a nastavuje se redukčním ventilem 4. Mezi pláštěm a nosným neotočným jádrem válce jsou v celé délce válce speciální těsnění 3, kterými však protéká část hydraulické kapaliny. Toto řešení klade vysoké nároky na těsnění všech hydraulických prvků obzvláště těch uvnitř válce. Nevýhodou je též spotřeba elektrické energie spojené se stálým provozem hydraulického agregátu a další náklady spojené s provozem hydraulických zařízení (kapalina, těsnění atd). Výhodou je mnohem vyšší pracovní tlak oproti pneumatickým zařízením a tedy možnost kompenzace průhybu trubky s větší tloušťkou stěny. Pro barvení zboží citlivého na rozložení barviva se používají oba válce s kompenzací (obr. 7b). Tímto uspořádáním se minimalizuje zakřivení průhybové křivky válce, neboť kompenzací průhybu pouze jedním válcem z dvojice přitlačovaných válců dochází k průhybu válce bez kompenzace 6 a podle něho i pláště plovoucího válce 5. V tomto případě je však třeba vyřešit náhon pláště válce, kde problémem je měnící se poloha osy pláště válce v závislosti na nastavení a rozložení tlaku.

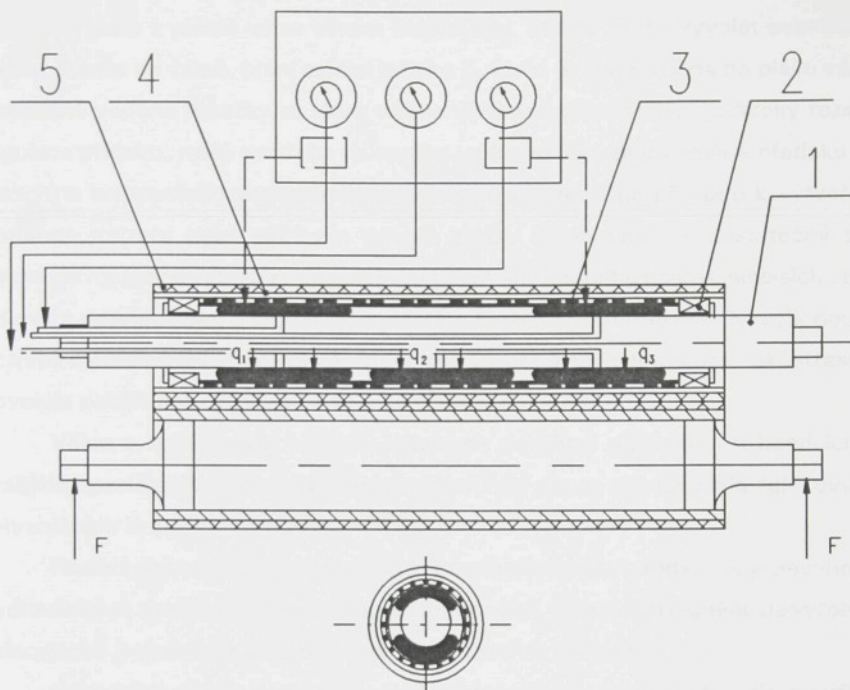
Speciální těsnění mezi otáčejícím se pláštěm a nepohyblivým jádrem válce v celé délce válce je nahrazeno systémem Nipco (obr. 8), u kterého jsou v nosné části (silnostěnné trubce) neotočného jádra válce po jeho délce dvě řady výsuvných pístků 1, které jsou přitlačovány hydraulickou kapalinou k rotujícímu plášti válce. Osy pístků stále směřují do místa dotyků válců. Část tlakové kapaliny protéká pístkem a vytváří mazací plochu mezi pístkem a otočně uloženým pláštěm válce. Velikost průtoku je závislá nejen na průměru otvorů v pístku, ale i na poměru ploch nad a pod pístkem. Konstrukce některých válců je provedena tak, že je možno omezit od obou krajů válce rozsah působení tlakové kapaliny, tedy nastavit potřebnou délku styku válců v závislosti na šíři zboží. Přítlak spolupracujících válců obou typů je kombinovaný, vyvozený pneumaticko-mechanickými a hydraulicko-mechanickými převody. Výhodou těchto systémů je možnost vyhřívání válců



Obr. 8

kého agregátu a problémy spojené s provozem hydraulických zařízení v textilním průmyslu.

Vyvození přtlaku pouze tlakovým vzduchem u válců s kompenzací průhybu bylo použito firmou RAMISH-KLEINEWEFERS - NSR s firemním názvem Bicoflex. RAMISH-KLEINEWEFERS je jednou z předních firem v oblasti vývoje válců pro textilní úpravárenství. U válců Bicoflex je hnací válec v klasickém provedení s čepy v krajích. Uvnitř hnaného válce je pět pneumatických vaků 3 rozmístěných podél i po obvodu jádra válce 1 a to tak, že v krajích jsou dva vaky umístěny proti sobě (přední a zadní) na obvodu jádra a uprostřed válce je samostatný vak pouze na stykové straně válce. Vaky blíže styku válců se nazývají přední. Pneumatické vaky jsou uloženy na nosné, neotočné části válce pevně spojené s rámem stroje. Přtlak válců je ovládán pouze třemi regulátory tlaku a je proveden tak, že krajové vaky jsou spolu propojeny a řízeny speciálním zdvojeným regulátorem tlaku tak, aby při úbytku tlaku v předním vaku narůstal tlak v zadním vaku. Tím vzniknou tři relativně



Obr. 9

jsou spolu propojeny a řízeny speciálním zdvojeným regulátorem tlaku tak, aby při úbytku tlaku v předním vaku narůstal tlak v zadním vaku. Tím vzniknou tři relativně samostatně regulovaná spojitá zatížení q_1 , q_2 , q_3 . Poloha pláště válce a jádra válce je dána plochou vaků (tloušťkou) napravo a nalevo od spojnice středů válců v příčném směru. V případě, že se osa pláště válce vychýlí, na jedné straně vaku se vytvoří menší mezera mezi jádrem a pláštěm než na druhé, tím se zvětší boční opásání jádra válce plochou vaku na jedné straně a na druhé zmenší. To způsobí, že se plášť válce začne vracet do rovnovážné polohy, tedy proti změně, která vychýlení pláště válce způsobila.

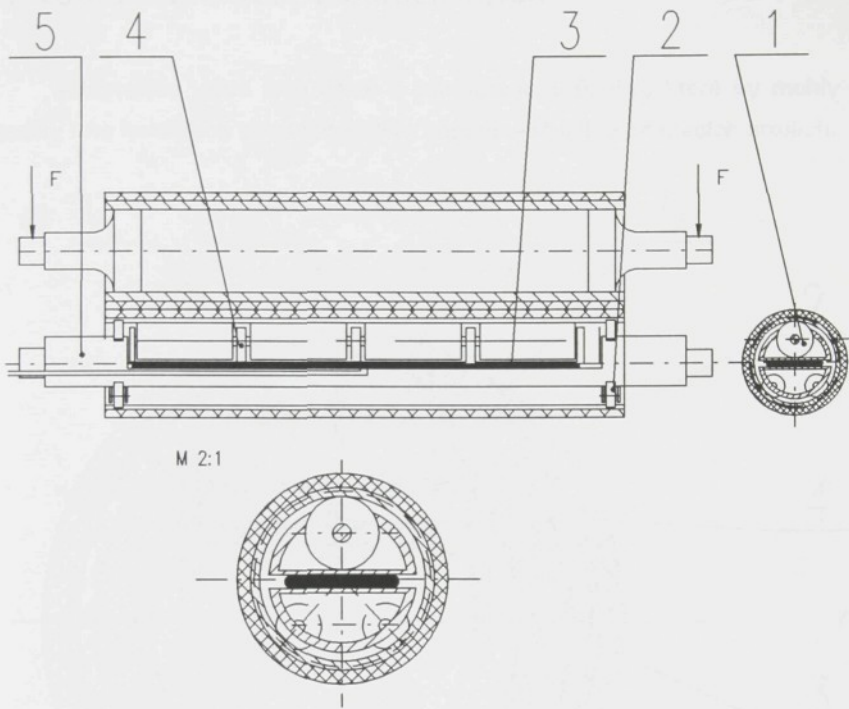
Tlakem rozpínané vaky působí na vnitřní kroužky speciálních válečkových ložisek 6 s plným počtem válečků a s velmi malým rozdílem průměru vnějšího a vnitřního kroužku oproti standartním typům. Vnější kroužky ložisek jsou součástí otočně uloženého pláště válce 4. Mezi vnitřními kroužky těchto ložisek a jádrem

válce je mezera, kterou je zajištěno, že tato ložiska nepřenášejí žádnou radiální sílu. Vysunutí jádra z pláště válce vlivem axiální síly, kterou může vyvolat eventuální mimoběžnost os válců, brání axiální ložiska 5, která jsou upevněna na plášti válce a radiálně vedena kroužky na jádru válce. Výhodou těchto válců je široký rozsah regulace přítlaku, malá spotřeba tlakového vzduchu (pouze při změně přetlaku ve vacích) a odstranění pneumaticko-mechanického pákového převodu k vytvoření potřebné mezery mezi válci pro návlek zboží. Zdvih vaků je dostatečný pro vytvoření mezery a vytváří se vpouštěním tlakového vzduchu do vzdálenějších vaků od místa dotyku válců a ty posunou pláštěm směrem od protiválce. Nevýhodou je potřeba speciálních vaků a ložisek, která jsou výrobně nákladná. Konstrukční řešení dovoluje použít pouze jeden válec s kompenzací.

Válce s kompenzací průhybu, které se používají především u barvicích a dražších speciálních odvodňovacích strojů, vyrábí pouze několik málo špičkových zahraničních firem.

Následující originální řešení válců s kompenzací průhybu odstraňuje nevýhody hydraulických systémů, nepoužívá speciálních vaků, ložisek ani těsnění. Je výrobně jednoduché a dosahuje parametrů výše uvedených systémů.

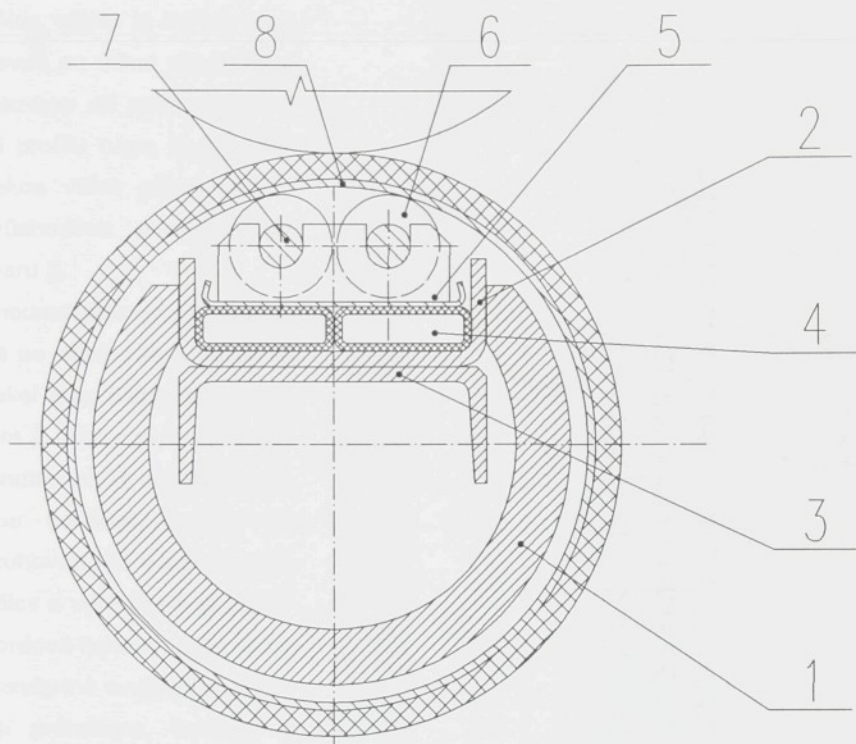
Výchozími podklady pro dále uváděné řešení byly zkušenosti z výroby válců klasických s čepy upevněnými na koncích válců, prospektová literatura a patenty, z nichž dva jsou vybrány jako nejbližší navrhovanému řešení. První z nich je patent firmy KLEINWEFERS popsán výše u válců s názvem Bicoflex z roku 1988. Druhý je z roku 1959 a byl vlastnictvím firmy TOTEX Liberec. Konstrukční uspořádání je je zřejmé z obr. 10. Mezi půlkruhovým jádrem válce 5 (trubka po délce rozříznutá a uzavřena plochou deskou) a pružnou deskou 4 nesoucí jednu řadu otočně uložených válečků 1 je položen pneumatický vak 3. Rozpínací síla vaku se přenáší přes válečky na plášť válce. Stabilita válce a zamezení axiálního posuvu je zajištěno systémy kladek v krajích válce. Nevýhodou tohoto uspořádání mohl být poměrně malý průřezový modul jádra válce a složité seřizování stability vůči vyosení pláště válce. Výhodou jsou válečky poměrně velkého průměru, tedy malý dotykový tlak mezi pláštěm válce a válečky.



Obr. 10

3. Konstrukce adaptabilních válců

Adaptabilní válce jsou válce s kompenzací průhybu, které by mohly být využity i na levnějších odvodňovacích, impregnačních a ždímacích strojích.



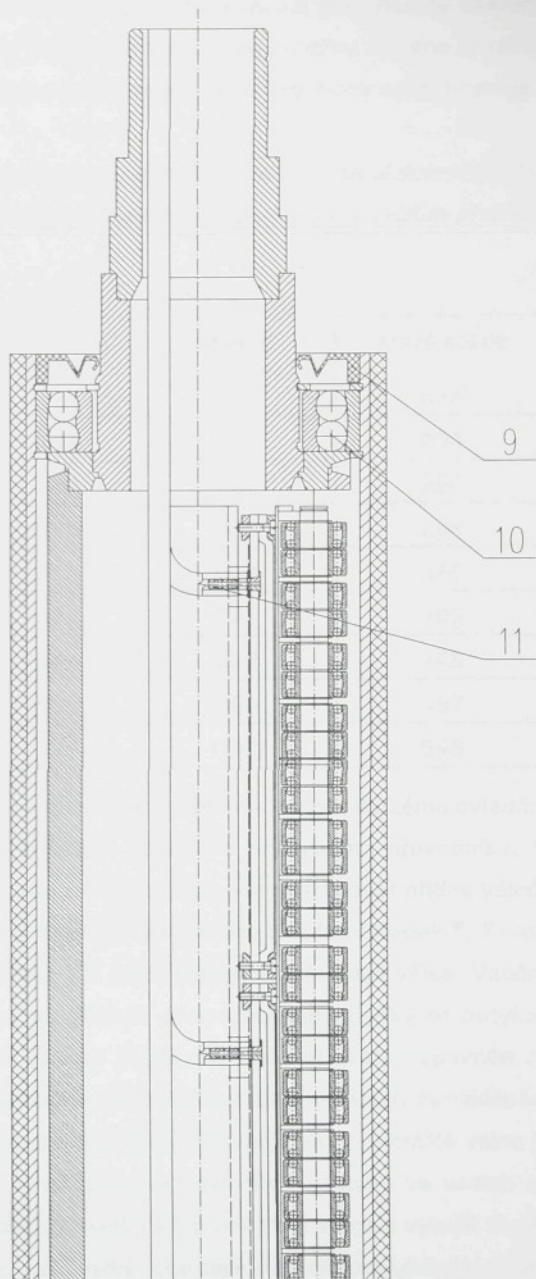
Obr. 11

Výhodou těchto válců je jednoduchost konstrukce, minimální použití speciálních dílů (např. ložisek, těsnění), minimální spotřeba tlakového vzduchu (pouze při změně přitlaku válců nebo na únik netěsnostmi) a díky malému průměru válců i malá hmotnost a malá spotřeba pryže na potah válců. Další výhodou je možnost snadné instalace na různé typy strojů.

Příčný řez hnaným válcem je na obr. 11 a část podélného řezu na obr. 12. Hnací válec je klasické konstrukce. Jeho jádro je složeno ze silnostěnné trubky s

čepy uchycenými v krajích válce. Nosný střed jádra hnaného válce je tvořený silnostěnnou trubicou 1 s drážkou po celé pracovní délce válce. V drážce jsou pevně po délce přivařeny a mezerou od sebe odděleny tři profily tvaru U 2 tvořící sekce válce připevněné k průchozímu profilu téhož tvaru 3.

Pneumatické vaky 4 rozdělené po délce válce též do tří sekcí jsou obklopeny profilem 2. Vaky jsou vyráběny vinutím pryže s jednou vrstvou kordové tkaniny na kruhovou tyč v délce sekce válce a výsledkem je pryžokordová hadice, která se od standartně vyráběných hadic liší průměrem, kvalitou a tloušťkou stěny. (Byly zkoušeny i hadice bez kordů, ty však nevydržely požadované zatížení především v místě přívodu vzduchu do vaků, nebo v místě ukončení vaků, konce sekcí). Hadice se řezou na míru podle délky válce. Z důvodu montáže



Obr. 12

nemohou být v přes celou délku válce vcelku. Na koncích jsou hadice sevřeny speciálními ocelovými svěrkami a po vložení přívodního ventilku vznikne pryžový vak. Délka sekce je závislá na pracovní šíři stroje. Rozměry délek sekcí ukazují tab. I.

Tloušťka stěny musí být co nejmenší, aby bylo docíleno co největší efektivní plochy vaků. Pneumatické vaky se připojují ve dvojicích k redukčním ventilům přetlaku vzduchu.

Tab. I.

délka válnů [mm]	pracovní šíře [cm]	levá sekce [mm]	střední sekce [mm]	pravá sekce [mm]
1000	80	204	386	204
1200	100	250	488	250
1400	120	298	588	298
1600	140	345	684	345
1800	160	393	796	393
2000	180	446	892	446
2200	200	497	988	497
2400	220	545	1082	545

Ručně se ovládá přitlak třemi redukčními ventily. K automatickému ovládání je třeba použít snímací zařízení výstupní vlhkosti s příslušnými převodníky. V závislosti na velikosti snímané zbytkové vlhkosti lze pak nastavovat přitlak válců. Na vaky je uložena pružná deska 5 nesoucí na vzpěrách dvě řady kladek 6. Každá řada kladek má společný dutý hřídel 7 v délce celé pracovní části válce. Vzpěry rozdělují pružnou desku do sekcí po dvakrát dvou kladkách. Kladky se dotýkají otočného pláště válce 8. Vnitřní povrch pláště válce je honován a zpevněn za provozu tlakem kladek. Axiálnímu posuvu pláště válce zabraňují dvouřadá naklápěcí kuličková ložiska 10 umístěna na okrajích válce. Na vnější povrch pláště válce je navulkanizován pryžový potah. Rozpínavá síla tlakového vzduchu ve vacích se přenáší pružnou deskou a vzpěrami na kladky a tím i na plášť válce a vytváří téměř spojitě zatížení. Uspořádání dvou vaků vedle sebe zajišťuje samoregulační stabilitu

uložení systému kladek. Uzavření pneumatických vaků profilem 2 a pružnou deskou 5 příznivě snižuje pevnostní nároky na stěnu vaku.

Pro snadný návlek zboží je třeba vytvořit mezeru mezi válci, a proto hnaný válec je oddalován od hnacího pneumatickomechanickým převodem. V době pracovní činnosti válců je převod vyřazen z provozu.

3.1. Postup ustavení a seřízení válců na stroji

Hnací válec se šrouby připevní k rámu stroje a spojkou připojí k převodovce. Do horizontální polohy se válec ustaví vyrovnaním celého rámu stroje na základech s použitím šroubů v patkách stroje. Přesnost vyrovnaní je $0^\circ \pm 15'$. Následně se provede montáž přítlačného válce do rámu stroje a připojení k řídicímu panelu. Vyražená značka z čela na čepu válce udává střední polohu přítlačných kladek a musí se natočit do takové polohy, aby byla pootočená o tři stupně proti smyslu otáčení pláště válce vzhledem ke spojnici středů válců. Hodnota pootočení je vypočtena z velikosti vnitřních valivých odporů, které způsobují natočení lože a pootočení kontaktního bodu válců. Toto se provede otáčením kulového ložiska s čepem. Čep určuje polohu kulového ložiska a jádra válce. Dotažením šroubu v kulovém ložisku fixujeme polohu jádra válce a rámu. Potom seřídíme pákové dorazy tak, aby mezi osami válců byla vzdálenost o 5 ± 0.15 mm menší než průměr válce. Tato hodnota udává maximálně možné stlačení pneumatických měchů při zajištění vůle mezi axiálními ložisky. Měříme vždy ve stavu, kdy na pákové dorazy působí síla od pneumatických pružin a vaky válce jsou bez tlaku. Měřit je možné i na obrobených plochách pouzder ložisek. Při jakýchkoliv změnách průměru válců je potřeba toto seřízení opakovat.

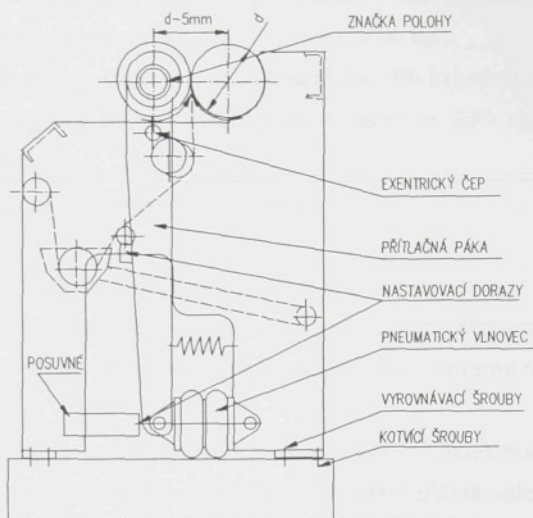
Nakonec seřizujeme polohu válce tak, aby byl v horizontální poloze. Přesnost vyrovnaní je stejná jako u válce hnacího a je $0^\circ \pm 15'$. Seřízení provedeme pootočením excentrickými čepy okolo nichž se otáčí přítlačné páky.

3.2. Schema pneumatického rozvodu a princip ovládání

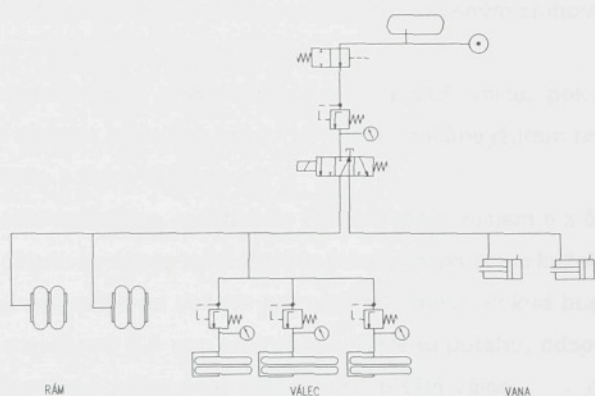
Válec lze připojit buď na standardní rozvod tlakového vzduchu s redukováným přetlakem v mezích od 0.6 do 0.7 MPa nebo na samostatný zdroj.

K ovládání slouží jeden dvoucestný ventil a tři redukční ventily. Při zapnutí přítlaču válců musí být nejprve vpuštěn tlakový vzduch do pneumatických vlnovců přitlačujících páky a vytvořit reakci opřením o dorazy na rámu stroje a potom teprve přepouštět tlak do pneumatických vaků ve válci. Toto je řešeno škrťacími ventily v přívodním potrubí k vakům, které zpomalí jejich plnění. Nastavováním jednotlivých redukčních ventilů se dosáhne požadované velikosti a rozložení přítlaču mezi válci. Opačně

dojde k vypuštění tlakového vzduchu z obou částí rozvodu a pomocí pružiny se stlačí pneumatický vlnovec a dojde k oddálení válců. Pokud stroj není delší dobu v činnosti, doporučuje se vypustit tlakový vzduch z válců, aby nedošlo k poškození pryžových potahů.



Obr. 13



Obr. 14

3.3. Postup obnovení pryžových potahů

Odpojí se přírady vzduchu, rozpojí se spojka a odšroubují se hlavy válců od pák a rámu stroje. Vysokozdvížným vozíkem se válce vyjmou ze stroje.

Soustružení a broušení hnacího válce je shodné s válci klasickými. Při broušení se válec upíná za středící technologické důlky. Velký průměr válce je 240 mm, nejmenší povolený průměr je 226 mm.

U válců s kompenzací postupujeme následujícím způsobem:

a) oprava potahu - přebroušení

- sejmeme hlavy válců s ložisky, vyjmeme čelní pryžová těsnění,
- opatrně očistíme čep a vnitřní část pláště válce jemným smirkovým plátnem a nasadíme centrážní přípravek mírným poklepem gumové palice, dotahneme šrouby rozpínacího kužele,
- provedeme kontrolu házivosti válce na velkém průměru přípravku. Pokud bude naměřená hodnota menší než 0.1 mm provedeme přebroušení pláště válce, jinak provedeme demontáž přípravku a postupujeme podle b.
- po přebroušení sejmeme centrážní přípravky tahem za pomocné šrouby a nalepíme nová čelní těsnění.

b) při výměně potahu

- sejmeme čelní pryžová těsnění, vyjmeme pojistné kroužky a upraveným stahovákem se třemi rameny vytáhneme axiální ložiska,
- vyjmeme zbytek pojistných kroužků a vytlačíme jádro z pláště válce, pokud nebude možné jádro vytlačit, připojíme vaky k vývěvě a otočíme jádrem tak, aby ložiska byly nahoře a jádro vytáhneme,
- vnitřek samostatného pláště vyčistíme, vystříkáme konzervačním olejem a z čel nasadíme centrážní přípravky s čepy a dotáhneme šrouby rozpínacího kužele,
- provedeme kontrolu házivosti válce na velkém průměru přípravku. Pokud bude naměřená hodnota menší než 0.1 mm provedeme výměnu potahu, odsoustružení a navulkanizování nového nebo přebroušení pláště válce,
- provedeme kontrolu stavu jádra válce.

4. Velikost přtlaku, stabilita systému

Silové působení válců je vyvozeno od přtlaku vzduchu v pryžových vacích a jeho velikost závisí na efektivní ploše vaků a na přtlaku vzduchu ve vacích. Předpokládejme, že obvod příčného řezu vaku (pryž s kordovou výztuží) nezávisí na přtlaku vzduchu ve vaku, deformace kordové výztuže v závislosti na tlaku je zanedbatelná a lze tedy obvod vaku považovat za konstantní. Ke změně efektivní plochy vaků může dojít pouze při změně statické výšky vaku. Statická výška vaku je vzdálenost stojiny U profilu od pružné desky s ložisky měřená v podélné ose válce. Statická výška se nastavuje změnou polohy dorazů při nastavování polohy válců. Při zatížení se však výška mění v závislosti na deformaci celého systému. Změna síly v závislosti na výšce je zpětně uvažována při výpočtu deformace válců.

4.1. Výpočet efektivní plochy

Jednotková efektivní plocha udává velikost dotykové plochy vaků s ložem ložisek na jednotku délky. Výpočet byl proveden za následujících zjednodušujících předpokladů:

- a) obvod vaku se v závislosti na hodnotě tlaku vzduchu nemění (kord se neprodlužuje),
- b) přechodové křivky mezi plochami vaku, které se stýkají s jednotlivými částmi kovových součástí, jsou kruhové oblouky. Poloměry přechodových oblouků mezi stranami čtyřúhelníka jsou stejné, ale oblouky mohou mít různý středový úhel. Součet středových úhlů všech oblouků dává vždy 2π rad.
- c) rozdíly v rozměrech vaků jsou zanedbány, maximální odchylka obvodů vaků nepřesahuje 1 % jmenovité hodnoty obvodu vaku.

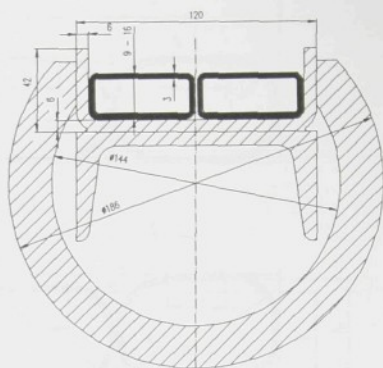
Výchozími hodnotami pro výpočet byly následující rozměry:

- vnitřní průměr vaku 36 mm,
- předpokládaná maximální tloušťka stěny vaku 3 mm,
- rozměry U profilu: šířka 120 mm, tloušťka stěny 6 mm,
- vnitřní poloměr zaoblení vaku minimální 0.1 mm,

- minimální statická výška vaku je 9 mm (viz. obr. 15),
- maximální statická výška vaku je 16 mm,
- přetlak vzduchu $p = 0.6 \text{ MPa}$.

Výpočet byl rozdělen do dvou částí a vlastní číselné řešení s iterací bylo provedeno na počítači.

V první části řešení hledáme délku vaků a neuvažujeme vliv klopného momentu, který je způsoben valivým odporem v ložiskách samotných a mezi pláštěm a ložisky, tedy stojna U profilu a pružná deska s ložisky jsou rovnoběžné. Hledáme velikost poloměrů pro daný vnitřní obvod vaku v daném intervalu statické výšky vaku. Z obr. 16 nahoře lze psát vztah pro vnitřní délku obvodu levého a pravého vaku:



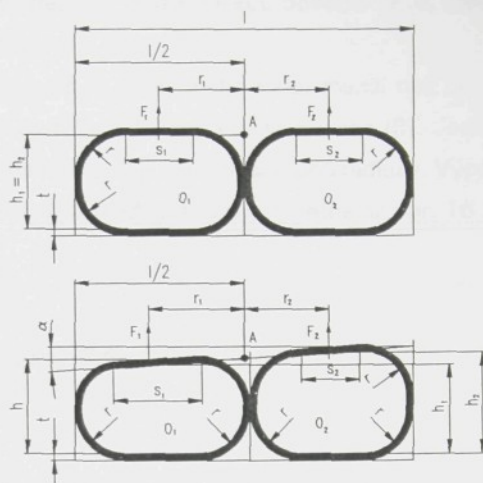
Obr. 15

$$O_1 = 2 \cdot \left(\frac{l}{2} - 2 \cdot r - 2 \cdot h \right) + 2 \cdot (h_1 - 2 \cdot r) + 2 \cdot \pi \cdot r \quad , \quad (1)$$

$$O_2 = 2 \cdot \left(\frac{l}{2} - 2 \cdot r - 2 \cdot h \right) + 2 \cdot (h_2 - 2 \cdot r) + 2 \cdot \pi \cdot r \quad . \quad (2)$$

Z konstrukčního uspořádání na obr. 16 nahoře vyplývá, že pro dané O_1 nebo O_2 a l , lze měnit pouze hodnoty styčných délek s_1 a s_2 v závislosti na r při dané statické výšce vaku h . Při rovnoběžnosti protilehlých stěn obklopujících vaky a pro rovnost délek pravého a levého obvodu vaku musí platit rovnost styčných délek s_1 a s_2 . Potom se mění (s využitím počítače a iterační metody půlení intervalu) poloměr od $r = 0.1 \text{ mm}$ tak dlouho, až O_1 a O_2 dosáhnou skutečné délky obvodu vaku, která je dána průměrem výrobní kruhové tyče.

V druhé části řešení uvažujeme vliv valivých odporů při odvalování vnějších kroužků ložisek po plášti válce a v ložiskách samotných. Valivé odpory vyvolají klopný moment, jehož vlivem dochází k natočení pružné desky s ložisky. Tento klopný moment natočí pružnou desku s ložisky o úhel α (obr. 16 dole). Jelikož se válce při přitlaku otáčejí jedním směrem (technolo-



Obr. 16

gická podmínka), klopný moment působí v jednom směru, potom i úhel natočení bude jednoho smyslu a střední statická výška levého vaku h_1 je menší než u pravého h_2 . Styčná délka levého vaku s_1 je potom větší nebo při $\alpha = 0$ rovna styčné délce s_2 . Pro malý úhel naklopení α lze předpokládat, že osa naklápění leží v ose profilu U, resp. uprostřed pružné desky s ložisky (bod A na obr. 16), neboť tato deska je vedena U profilem a nemůže se posunout do strany.

První krok výpočtu provedeme s nulovým poloměrem, pro výšku h a úhel α . Hodnoty s_1 a s_2 budou postupně měněny při výpočtu tak, aby součet $s_1 + s_2$ odpovídal vnitřní šířce U profilu minus 4 tloušťky stěny vaku. Výchozím stavem byla rovnost s_1 a s_2 a postupně se zvětšovalo s_1 a o stejnou hodnotu zmenšovalo s_2 . Vypočítal se obvod každého vaku a byla sledována relace mezi O_1 a O_2 a O tak, aby platilo

$$O = O_1 = O_2 \quad (3)$$

Při jejich rovnosti se výpočet zastaví a dostaneme různé hodnoty s_1 , s_2 platné pro délku vaků s nulovými rádiusy, které použijeme jako vstupní hodnoty do dalších

rovníc. Provedeme porovnání se skutečnou vnitřní délkou obvodu vaku, která je dána průměrem výrobní kruhové tyče.

Druhý krok se provádí, pokud je obvod O skutečného vaku menší než O_1 , O_2 . Potom je potřeba provést korekci O_1 a O_2 tak, aby platila rovnice (3). Jediným způsobem, jak lze rovnosti obvodů dosáhnout, je zaoblování rohů rádiusy. Výpočet provedeme podle rovnic (4) a (5), které jsou odvozeny z geometrie na obr. 16 dole a zahrnují rovnice (1) a (2)

$$O_1 = (s_1 - 2 \cdot r) + (s_1 / \cos(\alpha) - 2 \cdot r) + (h - \parallel 2 \cdot \text{tg}(\alpha) - 2 \cdot r) + (h - \parallel 2 \cdot \text{tg}(\alpha) + s_1 \cdot \text{tg}(\alpha) - 2 \cdot r) + 2 \cdot \pi \cdot r, \quad (4)$$

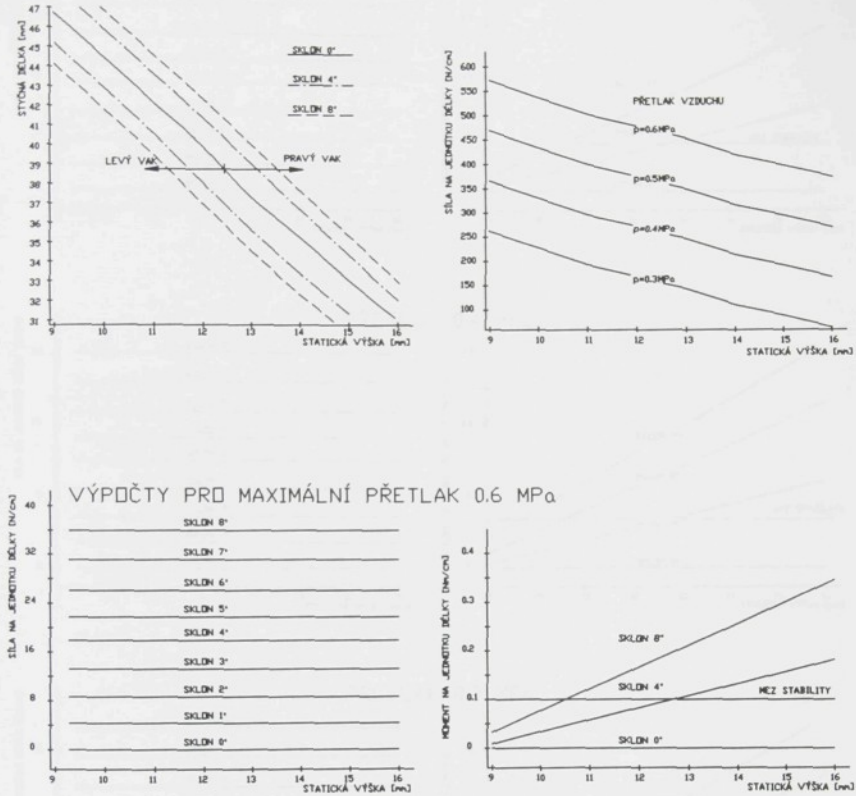
$$O_2 = (s_2 - 2 \cdot r) + (s_2 / \cos(\alpha) - 2 \cdot r) + (h - \parallel 2 \cdot \text{tg}(\alpha) - 2 \cdot r) + (h - \parallel 2 \cdot \text{tg}(\alpha) + s_2 \cdot \text{tg}(\alpha) - 2 \cdot r) + 2 \cdot \pi \cdot r. \quad (5)$$

Pokud se prostor zmenší změnou statické výšky tak, že O_1 a O_2 je větší než O i při $R_{\min} = 0.1$, pak dochází k deformaci stěn vaku. Vak se do takového prostoru nevyměstná, jeho stěny se musí stlačit nebo prohnut. Z hlediska stabilní polohy válců je stav, kdy se nemění nebo nepředvídatelně mění s_1 a s_2 , nežádoucí. Proto konstrukční řešení nedovolí stlačování vaků do této oblasti a zabezpečuje minimální statickou výšku. Výsledky výpočtů styčných délek s_1 a s_2 jsou

na obr. 17 vlevo nahoře. Plná čára udává velikost styčné délky při nulovém úhlu natočení pružné desky s ložisky a přerušované čáry udávají velikost styčných délek pro daný úhel natočení. Potom pro jednu hodnotu statické výšky můžeme odečíst hodnoty levé a pravé styčné délky pro daný úhel natočení.

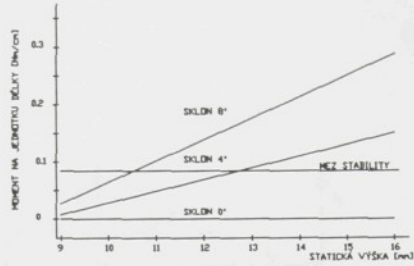
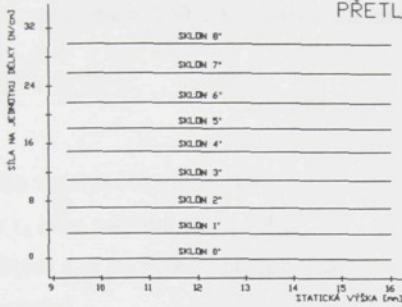
Vynásobením součtu styčných délek tlakem vzduchu dostáváme velikost síly na jednotku délky, v našem případě na jeden cm délky válce (viz. obr. 17 vpravo nahoře - ohybová tuhost vaku je zanedbatelná). Hodnoty z tohoto grafu budou využity jako vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet. Rozdíl styčných délek vynásobený přetlakem vzduchu udává velikost stabilizační síly v závislosti na daném úhlu natočení pružné desky s ložisky.

Hodnoty jsou uvedeny v grafu na obr. 17 vlevo dole pro přetlak 0.6 MPa a na obr. 18 vlevo pro hodnoty přetlaku od 0.3 do 0.5 MPa po 0.1 MPa.

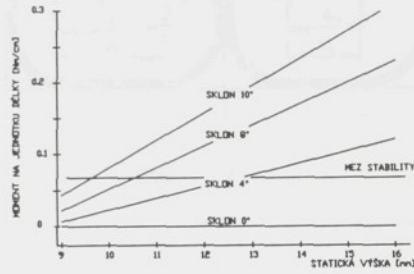
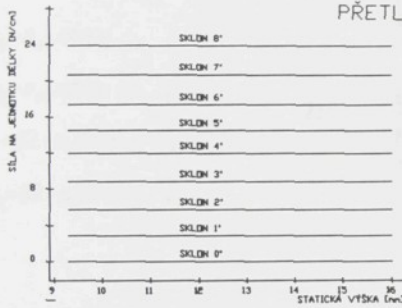


Obr. 17

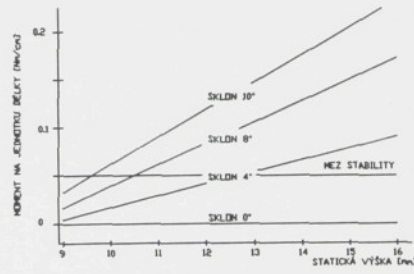
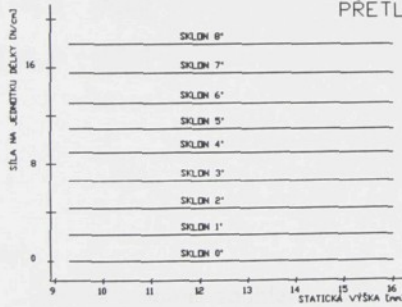
PŘETLAK 0.5 MPa



PŘETLAK 0.4 MPa



PŘETLAK 0.3 MPa



Obr. 18

4.2. Výpočet velikosti stabilizačního momentu

Velikost stabilizačního momentu se spočítá ze vztahu

$$M_t = F_1 \cdot r_1 - F_2 \cdot r_2 \quad , \quad (6)$$

podle vztahu (6) a obr. 19

r_1 a r_2 jsou ramena sil F_1 a F_2 .

Velikost r_1 a r_2 , F_1 a F_2 se spočítá ze vztahů

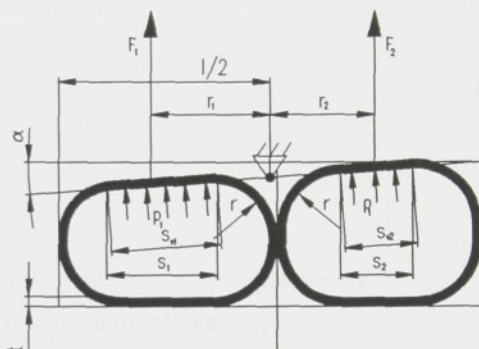
$$s_1 = s_{st} \cdot \cos \alpha \quad ,$$

$$s_1 = s_{st} \cdot \cos \alpha \quad ,$$

$$r_1 = l/2 - s_1/2 - r - t \quad ,$$

$$r_2 = l/2 - s_2/2 - r - t \quad ,$$

(7)



Obr. 19

$$p = p_1 \cdot \cos \alpha$$

$$F_1 = s_1 \cdot p \quad [N/m] \quad ,$$

$$F_2 = s_2 \cdot p \quad [N/m] \quad ,$$

(8)

kde

r - vnitřní poloměr zaoblení vaků,

p_1 - přetlak vzduchu v Pa.

Závislost stabilizačního momentu na přetlaku vzduchu (0.6 MPa) a úhlu je vynesena v grafu na obr. 17 vpravo dole a pokračuje dále v grafech na obr. 18 vpravo, kde jsou hodnoty klopného momentu pro nižší hodnoty přetlaku.

4.3. Odhad velikosti klopného momentu

Klopný moment je spôsoben valivým odporom v ložiskách samotných a medzi plášťom a ložisky. Za predpokladu, že zatěžující síla $P \approx 0.1 C$ (C -dynamická únosnost) při dobrém mazání a normálních podmínkách se velikost valivého odporu v ložiskách vypočítá ze vztahu podle [2]. Vztah byl upraven tak, aby výsledek výpočtu mohl být porovnán s výpočty klopného momentu vaků

$$M_l = \mu \cdot F \cdot d / 2 \quad , \quad (9)$$

kde

M_l třecí moment ložiska na jednotku délky [Nm/mm],

μ koeficient tření naklápěcího kuličkového ložiska [1],

F zatěžující síla na jednotku délky válce [N/mm],

d vnitřní průměr ložiska [mm].

Pro výpočet uvažujeme, že síla na jednotku délky $F = 60 \text{ N/mm}$, $d = 17 \text{ mm}$, $\mu = 0.0010$.

Po zaokrouhlení bude hodnota $M_l = 0.002 \text{ Nm/mm}$.

4.4. Výpočet velikosti valivého odporu mezi vnějšími kroužky ložisek a plášťem válce

Valivý odpor se přibližně vypočte ze vztahu

$$M_v = 2 \cdot \frac{F}{1000} \cdot r_v \quad , \quad (10)$$

kde

číslice dvě vyjadřuje počet řad a číslo tisíc je převodní z m na mm) ,

M_v moment valivého odporu na jednotku délky [Nm/mm],

r_v rameno valivého odporu [mm],

F- zatěžující síla na jednotku délky válce a
na jednu řadu ložisek [N/mm].

Maximální velikost ramene valivého odporu lze přibližně vypočítat ze vztahu pro výpočet šířky pásma styku dvou válců a rameno je potom rovno polovině šíře styku

$$r_v = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{8 \cdot F \cdot d_1 (1 - \mu^2)}{2 \cdot \pi \cdot E}} \quad , \quad (11)$$

kde

$$\frac{1}{d_r} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \quad , \quad (12)$$

d_1 - vnější průměr ložiska [mm],

d_2 - vnitřní průměr trubky [mm],

E - modul pružnosti oceli [Pa],

μ - Poissonova konstanta [1].

Potom pro

$d_1 = 47\text{mm}$, $d_2 = 200\text{mm}$, $F = 30\text{N/mm}$, $E = 2.1 \cdot 10^{11}\text{Pa}$, $\mu = 0.3$ vychází velikost $r_v = 0.15\text{mm}$ a pro dvě ložiska za sebou $M_v = 0.009\text{Nm/mm}$.

Výsledný maximální klopný moment na jeden cm délky válce je

$$M = 0.01 \text{ Nm/mm},$$

což odpovídá přibližně třem stupňům natočení pružné desky s ložisky při přetlaku 0.6 MPa.

4.5. Kontrola trvanlivosti ložisek

Zvolené kuličkové naklápací ložisko typ 1303 rozměrů:

vnitřní průměr $d = 17\text{mm}$,

vnější průměr $D = 47\text{mm}$,

šíře $b = 14\text{mm}$,

poloměr zaoblení vnějšího kroužku $r = 1\text{mm}$,

dynamická únosnost

$C = 12\,500\text{N}$.

Trvanlivost ložiska v hodinách se spočítá ze vztahu

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p, \quad (13)$$

kde je

P	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N],
p	exponent rovnice trvanlivosti	[1],
n	otáčky ložiska	[1/min].

Potom pro

$P = 595\text{ N}$ (síla na jedno ložisko - zahrnuje šíři ložiska 14 mm mínus 2 poloměry zaoblení vnějšího kroužku a šíři mezer 3 mm),

$n = 905\text{ ot/min}$ pro maximální rychlost stroje 160 m/min a $p = 3$

je trvanlivost ložiska v hod. rovna

$$L_{10h} = \underline{170\,000\text{ h}},$$

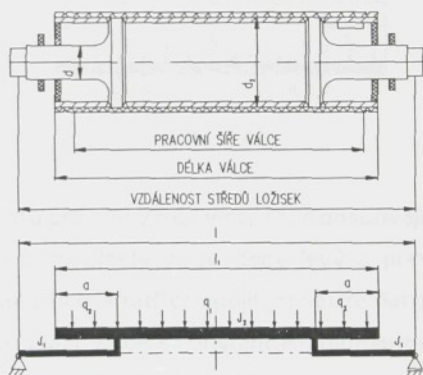
což je více než postačující.

Při práci s teplotou lázně nad 80° a s teplotou pracovního prostředí okolo 70°C je třeba mazací náplň měnit každých 8100 provozních hodin. Výměna mazací náplně se provádí vždy při výměně pryžového potahu válce. Pokud se tato mazací perioda přestoupí, sníží se životnost ložisek. Vzhledem k její dostatečně vysoké hodnotě lze očekávat bezporuchovost provozu ložisek i po pěti letech dvousměnného provozu.

5. Průhyb hnacího válce

Průhyb válců ovlivňuje stejnoměrnost rozložení zbytové vlhkosti ve zboží. Pro výpočet celkového průhybu válců je potřeba nejprve spočítat průhybovou křivku hnacího válce. Pro kontrolu správnosti výsledků výpočtů bylo použito více různých metod. V této kapitole byl nalezen průběh ohybové křivky řešením diferenciálních rovnic a v následující kapitole byla použita k řešení průhybu metoda konečných prvků.

Konstrukce jádra hnacího válce by měla zajišťovat minimální průhyb i při velkém poměru délky a průměru válce a i při maximálním zatížení od protiválce. Ocelové jádro, které zachycuje tlakovou sílu spoluzabírajícího válce, je složeno z pláště a čepů. Plášť jádra hnacího válce je tvořen třemi silnostěnnými trubkami a dvěma čepy, jejichž konce jsou uloženy v naklápěcích kuličkových ložiscích na rámu stroje. Jedno z ložisek je uloženo axiálně pevně v rámu stroje, druhé je axiálně volné. Schema jádra hnacího válce a jeho náhradní model je na obr. 20, kde v obrázku značí:



Obr. 20

- l - vzdálenost středů ložisek,
- l_1 - délka pláště válce,
- a - vzdálenost připojení čepů od kraje pláště válce,
- d - průměr čepu válce,
- d_2 - vnější průměr válce,
- q_1 - spojitě zatížení ve střední části pláště válce,
- q_2 - spojitě zatížení na koncích pláště válce.

Z hlediska procesu barvení je potřeba, aby spojitě zatížení válce bylo po celé délce konstantní, současně aby q_1 bylo rovno q_2 . Pro dosažení úplnějšího rozboru průhybu válce budeme ale uvažovat, že q_1 a q_2 nabývají různých hodnot.

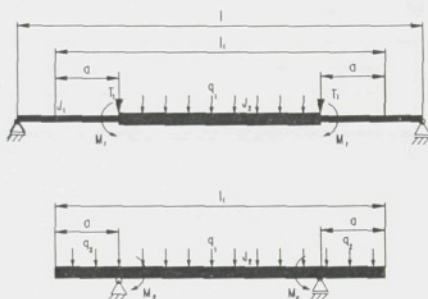
Lze předpokládat, že válec je souměrný vzhledem ke dvěma rovinám souměrnosti a že průměr čepů, vnitřní a vnější průměr pláště válce se nemění po délce válce. Ložiska jsou umístěna vně pláště válce a již z obrázku je zřejmé, že jejich poloha bude mít podstatný vliv na výslednou deformaci válce.

Výpočet průhybu válce byl proveden rozdělením do dvou kroků (obr. 21), které vznikly rozkladem náhradního schema z obr. 20. Horní schema znázorňuje čepy válce s konstantním momentem setrvačnosti průřezu J_1 spojené s prostředním dílem pláště válce s konstantním momentem setrvačnosti průřezu J_2 v celé délce válce.

V místech upevnění čepů s pláštěm válce jsou připojeny momenty M_1 a posouvající síly T_1 , které jsou náhradou za chybějící části pláště válce (tedy levý a pravý krajový díl pláště válce). Prostřední díl pláště válce je zatížen spojitým obtížením q_1 .

Spodní schema na obr. 21 nahrazuje plášť válce s konstantním momentem setrvačnosti průřezu J_2 v celé délce válce, zatížený spojitým obtížením q_1 ve středním dílu válce a q_2 v krajích válce. V místech uložení na pomyslný rám je přidán ohybový moment od čepů válce.

Horní schema z obr. 21 je přeneseno k dalšímu rozboru do obr. 22. Zde je nosník se dvěma různými průměry (čepy, plášť). Připustíme-li malé zjednodušení, je možné brát moment setrvačnosti průřezu J_1 čepu válce za konstantní. Střední část válce lze též nahradit konstantním momentem setrvačnosti průřezu J_2 . Změna průřezu nosníku byla řešena tak, že celý nosník byl nahrazen nosníkem o momentu setrvačnosti rovném J_1 . Tam, kde bylo J_2 , je třeba snížit momentovou plochu nad tímto úsekem. Hodnota, o kterou se sníží velikost momentu, je rovna násobku poměru



Obr. 21

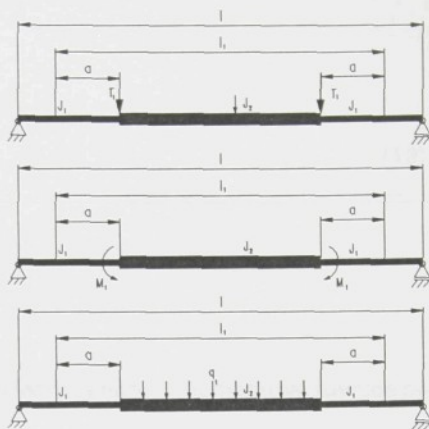
$$J_0 = \frac{J_1}{J_2} \quad (14)$$

Protože platí princip superpozice, je na obr. 22 provedeno rozložení horního schema z obr. 21 na jednotlivé složky.

Potom postupně pro schema z obr. 22 lze psát momentové rovnice.

Průhybovou křivku vypočítáme vyřešením diferenciální rovnice druhého řádu

$$y'' = -\frac{M(x)}{EJ_1} \quad (15)$$



Obr. 22

pro jednotlivé oblasti viz. /1/. Obecným řešením této rovnice je v intervalu od $<0, (l-l_1)/2 + a >$

$$y_1' = -\frac{1}{EJ_1} \int M(x) dx + c_1 \quad (16)$$

$$y_1 = -\frac{1}{EJ_1} \int \left(\int M(x) dx \right) dx + c_1 \cdot x + c_2$$

a v intervalu $((l-l_1)/2 + a, l/2 >$

$$y_2' = -\frac{1}{EJ_2} \int M(x) dx + c_3 \quad (17)$$

$$y_2 = -\frac{1}{EJ_2} \int \left(\int M(x) dx \right) dx + c_3 \cdot x + c_4$$

Pro jednoduchost zápisu vztahů byla hranice intervalu $(l-l_1)/2 + a$ v dalším označena jako b.

Konstanty c_1, c_2, c_3, c_4 určíme z okrajových podmínek. Všeobecně pro následující případy platí tyto okrajové podmínky

$$\begin{aligned} y(0) &= 0, \\ y_1'(b) &= y_2'(b), \\ y_1(b) &= y_2(b), \\ y_2'(\ell/2) &= 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Pro posouvající síly T_1 v jednotlivých intervalech lze napsat momentové rovnice pro horní schema na obr. 22

$$\begin{aligned} x \in (0, b) \quad & M(x) = R_a \cdot x \\ x \in (b, \ell/2) \quad & J_o M(x) = (R_a \cdot x - T_1 \cdot (x - a)) \end{aligned} \quad (19)$$

Integrační konstanty jsou rovny

$$\begin{aligned} R_a &= T_1, \\ c_1 &= R_A \frac{a^2}{2} + I_0 a^2 - I_0 R_A \frac{l}{2} a, \\ c_2 &= 0, \\ c_3 &= -T_1 I_0 a \frac{l}{2}, \\ c_4 &= -R_A \frac{a^3}{3} + I_0 R_A \frac{a^3}{2}. \end{aligned} \quad (20)$$

Výsledkem řešením jsou potom vztahy pro průhyb y v obou intervalech,

$$\begin{aligned}
 & x \in (0, b) \\
 & y_{1,r}(x) = -\frac{T_1 \cdot x}{E \cdot J_1} \left(\frac{x^2}{6} - \frac{a^2}{2} + J_o \cdot a^2 - J_o \frac{l^2}{2} \right) , \\
 & x \in (b, l/2)
 \end{aligned}
 \tag{21}$$

$$y_{2,r}(x) = -\frac{T_1 \cdot a}{E \cdot J_1} \left(J_o \frac{x^2}{2} - J_o \frac{x \cdot l}{2} - \frac{a^2}{3} + J_o \frac{a^2}{2} \right) .$$

kde posouvající síla

$$T_1 = a \cdot q_2 .
 \tag{22}$$

Obdobně bylo postupováno v případě s ohybovými momenty od chybějících částí pláště válce, viz druhé schema shora na obr. 22.

Ohybový moment se spočítá ze vztahu

$$M = q_2 \cdot \frac{a^2}{2} ,
 \tag{23}$$

integrační konstanty jsou rovny

$$\begin{aligned}
 c_1 &= l_o M \left(a - \frac{l}{2} \right) , \\
 c_2 &= 0 , \\
 c_3 &= -l_o M \frac{l}{2} , \\
 c_4 &= l_o M \frac{a^2}{2} .
 \end{aligned}
 \tag{24}$$

potom pro

$$x \in (0, b) \\ y_{1M}(x) = \frac{J_0 \cdot M \cdot x}{E \cdot J_1} \cdot \left(a - \frac{l}{2}\right) \quad , \quad (25)$$

a pro

$$x \in \left(b, \frac{l}{2}\right) \\ y_{2M}(x) = \frac{J_0 \cdot M}{E \cdot J_1 \cdot 2} \cdot (x^2 - l \cdot x + a^2) \quad . \quad (26)$$

Nakonec vypočteme průhyb od spojitého obtížení q_1 pro poslední schema z obr. 22, kde

$$R_a = \frac{q_1 \cdot (l - 2 \cdot a)}{2} \quad , \\ c_1 = J_0 \cdot R_a \cdot \frac{a^2}{2} - q_1 \cdot J_0 \cdot \frac{l}{2} \cdot \left(\frac{a^3}{l \cdot 3} + \frac{l^2}{24} - \frac{l \cdot a}{4} + \frac{a^2}{2}\right) - J_0 \cdot R_a \cdot \frac{l^2}{8} - R_a \cdot \frac{a^2}{2} \quad , \quad (27) \\ c_2 = 0 \quad ,$$

$$c_3 = -q_1 \cdot \frac{J_0}{4} \cdot \left(\frac{l^3}{12} - l^2 \cdot \frac{a}{2} + a^2 \cdot l\right) - J_0 \cdot R_a \cdot \frac{l^2}{8} \quad , \quad (28) \\ c_4 = R_a \cdot \frac{a^3}{3} \cdot (1 - J_0) - q_1 \cdot J_0 \cdot \frac{a^4}{8} \quad .$$

Dosažením konstant do následujících rovnic dostaneme rovnice průhybu, vzhledem k délce vztahu nebylo vlastní dosažení provedeno a tyto vztahy byly naprogramovány do počítače.

$$\begin{aligned}
 & x \in (0, b) \\
 & y_{1q}(x) = \frac{R_a}{E \cdot J_1} \frac{x^3}{6} + c_1 \cdot x + c_2, \\
 & x \in (b, \frac{l}{2})
 \end{aligned} \tag{29}$$

$$y_{2q}(x) = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot (J_0 \cdot R_a \cdot \frac{x^3}{6} - \frac{q_1 \cdot l_0}{2} (\frac{x^4}{12} - \frac{x^3 \cdot a}{3} + \frac{a^2 \cdot x^2}{2}) + c_3 \cdot x + c_4) .$$

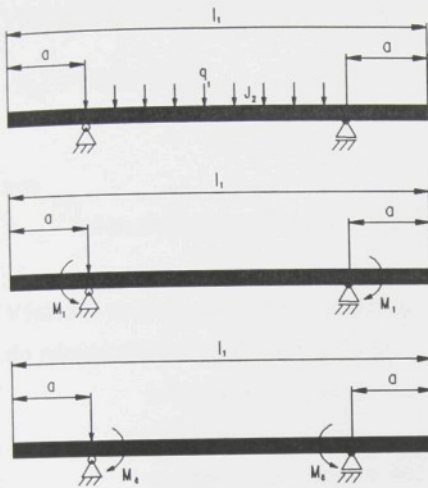
Výsledný průhyb dostaneme součtem jednotlivých průhybů v každé oblasti.

$$\begin{aligned}
 & x \in (x, a) \\
 & y_1 = y_{1r} + y_{1M} + y_{1q} , \\
 & x \in (a, \frac{l}{2}) \\
 & y_2 = y_{2r} + y_{2M} + y_{2q} .
 \end{aligned} \tag{30}$$

Nyní provedeme rozbor průhybu pláště válce. Za předpokladu platnosti principu superpozice je na obr. 23 rozloženo spodního schema z obr. 21 na jednotlivé složky. Řešení provedeme tak, že nejprve vypočítáme průhyb středního dílu zatíženého spojitým obtížením q_1 . Potom vypočítáme průhyb středního dílu zatíženého momentem M_1 od přesahujících konců a nakonec momentem M_c od čepů. Potom vypočítáme průhyb koncových dílů řešením diferenciální rovnice (15). Průhyb nosníku zatíženého spojitým zatížením je roven

$$y_q = -\frac{q_1}{24 \cdot E \cdot J_1} (x^4 - 2 \cdot l \cdot x^3 + x \cdot l^3) . \tag{31}$$

Průhyb od spojitého zatížení okrajových částí



Obr. 23.

$$M_1 = q_2 \cdot \frac{a^2}{2} \quad (32)$$

$$y_M = \frac{M_1 \cdot l(1-x)}{6 \cdot E \cdot J_1} \left(1 - \left(\frac{l-x}{l}\right)^2\right) + \frac{M_1 \cdot l \cdot x}{6 \cdot E \cdot J_1} \left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right) \quad (33)$$

Moment a průhyb od přesahujících konců je

$$M_\epsilon = \left(a + \frac{l-l_1}{2}\right) \left(q_1 \cdot \frac{l}{2} + q_2 \cdot a\right) \quad (34)$$

$$y_{M_\epsilon} = \frac{M_\epsilon \cdot l(1-x)}{6 \cdot E \cdot J_1} \left(1 - \left(\frac{l-x}{l}\right)^2\right) + \frac{M_\epsilon \cdot l \cdot x}{6 \cdot E \cdot J_1} \left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right) \quad (35)$$

Výsledný průhyb středního dílu pláště válce spočítáme ze vztahu

$$y_s = y_q + y_M + y_{M_\epsilon} \quad (36)$$

Průhyb převislých konců vyřešíme tak, že od přímky dané sklonem průhybové čáry v místě podpory středního dílu odečteme

$$y_k(x) = \frac{q_2}{2 \cdot E \cdot J_1} \left(a^2 \cdot \frac{x^2}{2} - a \cdot \frac{x^3}{3} + \frac{x^4}{12}\right) \quad (37)$$

Výsledný průhyb potom bude roven

$$y_{k_p}(x) = k(a) \cdot x - y_k(x) \quad , \quad (38)$$

kde

k - sklon průhybové křivky v místě podpory.

Výsledky analytického řešení velikosti průhybu pro tři různé válce byly vyneseny do následujících grafů. Válce se liší v umístění podpor. Zadané hodnoty:

velký průměr pláště válce 212 mm,

malý průměr pláště válce 188 mm,

vzdálenost podpor 2660 mm,

délka pláště válce 2400 mm (maximální délka),

průměr čepu 140 mm,

spojité zatížení ve středním dílu válce = 60 N/mm,

spojité zatížením v krajích válce 60 N/mm,

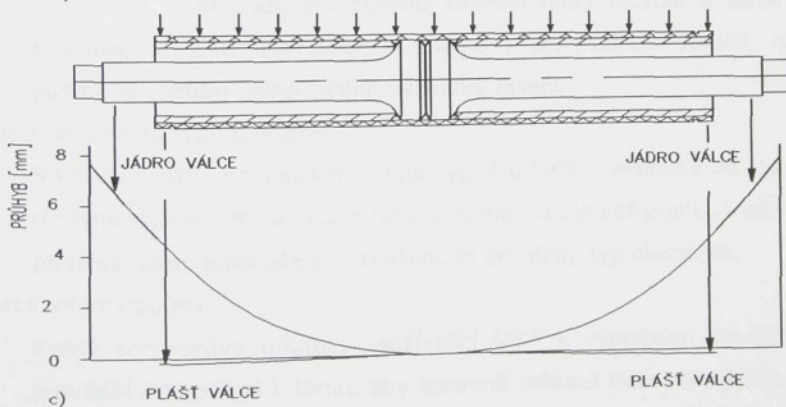
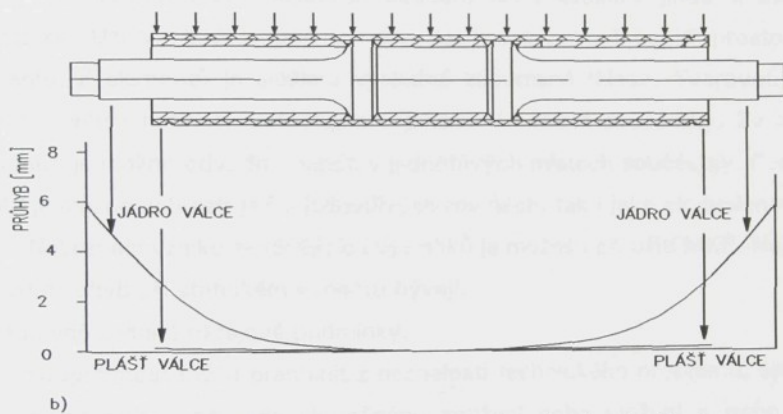
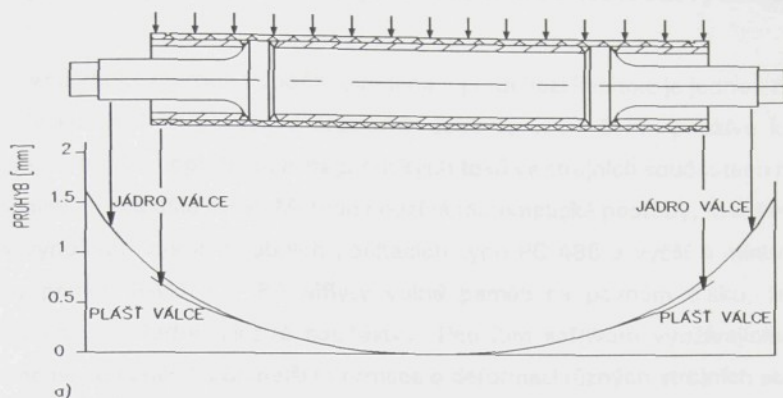
délka krajových sekcí obr.24:

a) 260 mm,

b) 1000 mm,

c) 1190 mm.

Z grafů na obr. 24 vyplývá, že výsledný průhyb válce se zvětšuje se zvětšující se délkou čepů. To je dáno rostoucím ohybovým momentem od čepů válců a jejich menším momentem setrvačnosti průřezu než pláště. Průhyb pláště válce se potom mění od konvexního k mírně konkávnímu. Z hlediska průhybu pláště válce by bylo lépe použít delších čepů, ale z hlediska výroby je však lacinější používat vykované čepy stejné délky pro všechny délky válců, tedy čepy krátké, neboť pro tyto lze použít jedné zápusťkové formy.



Obr. 24

6. Výpočet průhybu a napětí metodou konečných prvků

Analytická metoda výpočtu uvedená v předchozí kapitole je jednou z metod kontroly strojních součástí. V současné době se velmi často používá k řešení deformací, napětí, teplotních a magnetických toků ve strojních součástech metody konečných prvků dále MKP. Metoda používá matematické postupy, které vyžadují velký výpočetní výkon osobních počítačích typu PC 486 a vyšší s minimálně 8 MByty paměti RAM a s 80 MByty volné paměti na pevném disku, lze řešit jednoduché a středně složité součástky. Použitím software využívajícího MKP dostaneme ucelenější a úplnější informace o deformaci různých strojních součástí, nejen v jednotlivých tzv. uzlových bodech, ale i kdekoli jinde v materiálu součástky. Uzlový bod je bod v rohu, na hraně nebo i uvnitř prostorového elementu. Z elementů je složeno výsledné zkoumané těleso. Tvarovou funkcí můžeme určit i hodnoty deformace v jakémkoliv místě součástky. Ze znalostí deformací je možno odvodit i napětí v jednotlivých místech součástky. Posunutí i napětí je možno zobrazit jak v jednotlivých rovinách, tak i jako ekvivalentní.

Nesbezpečí vzniku zavádějících výsledků je možné i při užití MKP. Nejčastějšími zdroji chyb při statickém výpočtu bývají:

- Nesprávně zadané okrajové podmínky.

Nesprávnost může pramenit z neznalosti technického problému, špatného rozhodnutí o náhradě skutečného zatížení nebo uložení a nebo mylné představy či informace. Jak je známo z analytického řešení, okrajové podmínky mohou úplně změnit výsledky řešení.

- Nesprávná volba typu elementu.

V každém software používaném při výpočtu MKP je možno volit elementy s různými vlastnostmi. Je třeba zvolit vhodně, na základě popisu v uživatelské příručce nebo doporučení či zkušeností pro daný typ elementu.

- Zkreslení interpolací.

Každý softwarový produkt používající MKP k výpočtům součástí musí provádět interpolaci k tomu, aby barevně zobrazil hodnoty veličin i mimo uzlové body. Tato interpolace je založena na různých matematických

metodách a není příliš snadné pro některé případy zobrazit hodnoty veličin v rozumném tvaru tak, aby výsledek souhlasil s představami techniků o rozložení veličiny v součástech. Velikost chyby interpolace lze snížit náhradou součástky dostatečným počtem uzlů. Čím větší bude počet uzlových bodů, tím menší bude chyba interpolace a tím přesnější bude grafická představa o průběhu veličin v součástce.

- Nesprávně zadaná geometrie součástky.

V případě geometrie součástky je výskyt chyby závislý na nesprávném zadání souřadnic bodů. Vzhled součástky a její rozměry však jsou zřejmé z grafické obrazovky. Pouze při zadávání os symetrie je možné udělat chybu.

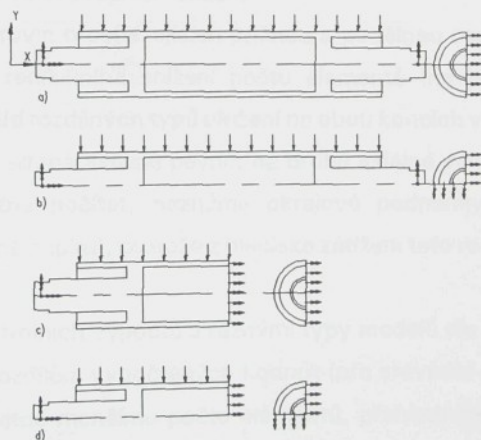
6.1. Výpočet hnacího válce

Válec byl modelován a řešen na počítači PC 486/66 s 8 MB paměti za použití software COSMOS M verze 1.65 A.

Modelování válce

Model hnacího válce vychází ze zadání bodů v rovině X,Y vymezující tvar válce. Těmito body byla dána geometrie levé horní poloviny válce. Z bodů byly sestaveny plochy tvaru pravoúhlých čtyřúhelníků tak, aby vyplnily celý ohraničený řez válce. Částečnou rotací kolem podélné osy válce byly vytvořeny z ploch objemy. Vzniklé objemy byly vyplněny osmiuzlovými objemovými elementy.

Nahrazení válce elementy a jeho uložení v rámu



Obr. 25

stroje je možno provést mnoha způsoby. Pro řešení válců by mohly být použity následující způsoby zjednodušení struktury (podrobnější rozbor viz. /6/):

- rotací kolem podélné osy válce v rozsahu 180° , tzn. polovina válce (obr. 25 a).

Uzlovým bodům v řezu zadají okrajové podmínky, čímž se zabrání posuvu řezu v normálním směru a rotaci ve dvou osách. Nahrazení uložení válce v rámu stroje se provádí omezením stupňů volnosti uzlových bodů elementů v rovině řezu válce ve středu ložiska. Bodu v levé části (obr 25 a) byly odebrány posuvy v osách X,Y,Z a povolena natáčení kolem os X,Y,Z. Bodu v pravé části obrázku byly odebrány pouze posuvy v ose Y,Z a povoleno natáčení okolo os X,Y,Z a posuv v ose X válce. Odejmutí stupňů volnosti je možno aplikovat na jeden uzlový bod nebo na uzlové body ležící na příčné ose ložiska válce.

- rotací kolem podélné osy válce pouze v rozsahu 90° , tzn. čtvrtina válce (obr. 25 b) poloviční potřeba elementů,

- rozdělením jádra válce podle rovin procházejících příčnou a podélnou osou (viz. obr. 25 c) se docílí snížení počtu elementů (na jednu čtvrtinu), z hlediska posunutí se uzlovým bodům v řezech zadají okrajové podmínky, čímž se zabrání posuvu řezů v normálním směru a opačnému konci válce se odeberou možnosti posuvů ve zbývajících osách.

- rozdělením jádra válce podle tří rovin procházejících příčnou a podélnou osou (viz. obr. 25 d) se docílí radikálního snížení počtu elementů (na jednu osminu), ale zabrání se použití rozdílných typů uložení na obou koncích válce v místech ložisek (na jedné straně axiálně pevné, na druhé axiálně volné).

Podle schemat b), d) není možné počítat, neznáme okrajové podmínky ve vodorovných řezech (kolmo k rovině papíru), protože z hlediska zatížení tato rovina není rovinou symetrie.

Bylo provedeno několik kontrolních výpočtů s různými typy modelů dle a) a c). Bylo zjištěno, že nedochází k rozdílům vypočtených hodnot (pro srovnání obr. 26 a obr. 27). Vzhledem k podstatně menšímu počtu elementů, přehlednějšímu (většímu) zobrazení válce byla zvolena varianta na obr. 25 c.

Model dotvoříme tak, že posuneme systém souřadnic do poloviny válce a provedeme symetrické zobrazení objemů. Potom se jednotlivé objemy vyplní osmiuzlovými prostorovými elementy. Překrývající se uzlové body na hranicích elementů se propojí. Do uzlových bodů ležících na příčné ose ložiska v rovině řezu byly zadány okrajové podmínky (symetrie a zatížení). Zadáme typy elementů, materiálové vlastnosti, zatížení a provedeme výpočet.

Výsledky výpočtů deformací odpovídají v předchozí kapitole vypočítaným hodnotám. U všech způsobů uchycení bylo dosaženo podobných výsledků. Toto je způsobeno tvarem válce - poměr délky a průměru je přibližně roven deseti. Výsledky deformací v ose Y jednotlivých variant se nelišily více než o 5%. Z toho vyplývá, že způsob uložení v tomto případě nemá podstatný vliv na výsledky deformací v ose Y a tedy ani na napětí v dostatečné vzdálenosti od místa uchycení. Za uzlové body na koncích čepů byl válec uchycen k rámu, konce čepů představují středy naklápěcích ložisek.

Zadané hodnoty:

vnější průměr pláště válce 212 mm,
vnitřní průměr pláště válce 188 mm,
vzdálenost podpor 2660 mm,
délka pláště válce 2400 mm (maximální délka),
průměr čepu 140 mm,
spojité obtížení 60 N/mm,
délka krajových sekcí viz jednotlivé obr.:

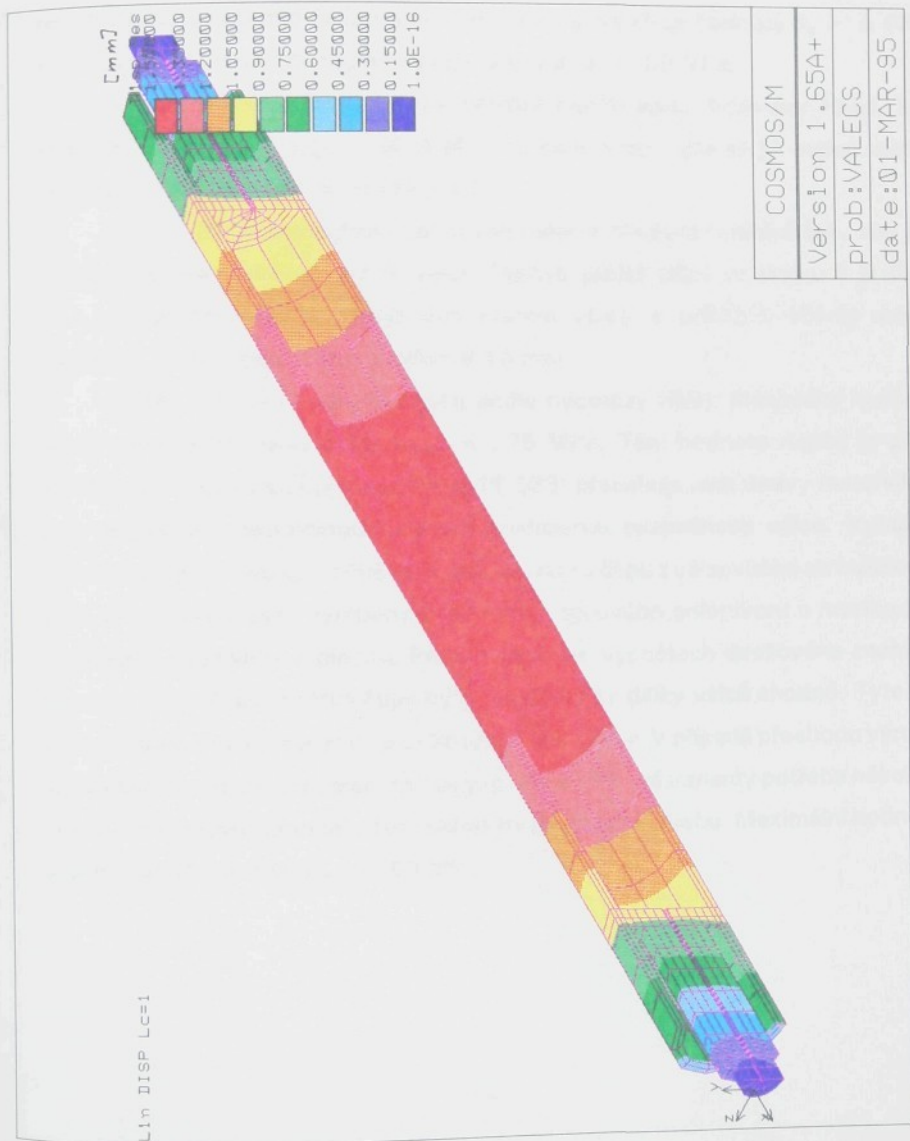
a) 260 mm - obr. 25-29,

b) 1000 mm - obr. 30,31.

Na obr. 26 je zobrazena výsledná absolutní hodnota deformace hnacího válce dle schema a) na obr. 25. Maximální hodnoty průhybu pláště válce jsou -0.92 mm, celého válce -1.52 mm.

Na obr. 27 je zobrazena deformace hnacího válce ve směru osy Y dle schema c) na obr. 25. Maximální hodnoty průhybu pláště válce jsou -0.92 mm, celého válce -1.52 mm.

Na obr. 28 je zobrazena výsledná absolutní hodnota deformace pláště válce, která dosahuje maximální hodnoty 1.52 mm. V absolutní hodnotě je deformace



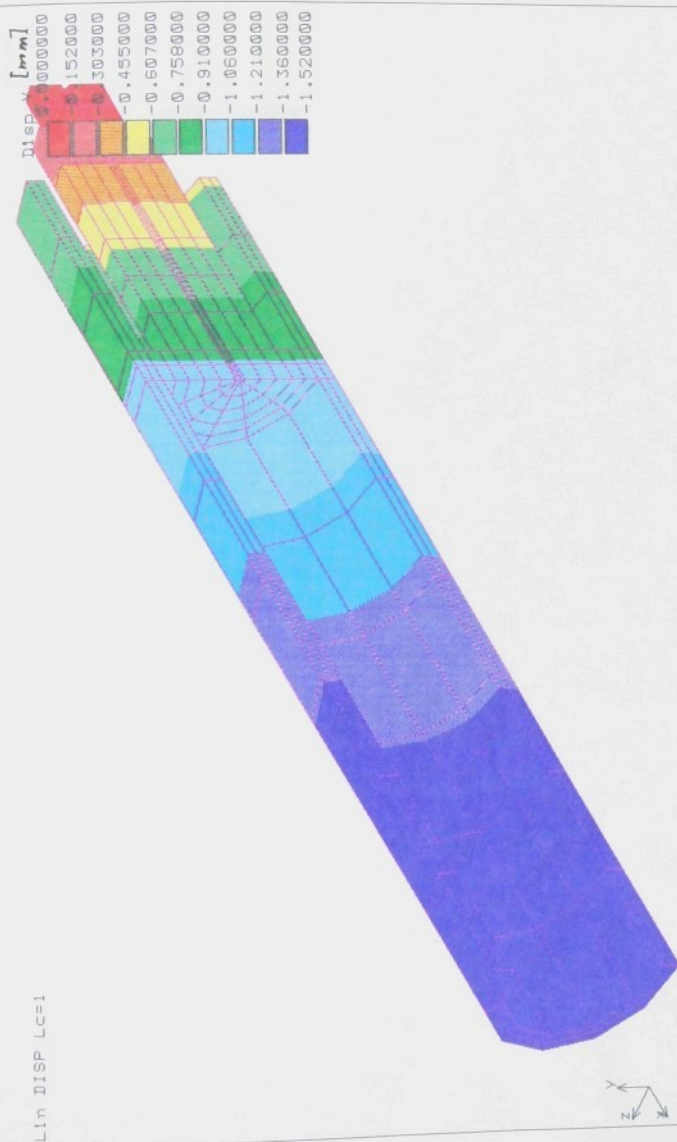
shodná s předchozím obrázkem, což je dáno tím, že maximální deformace válce je v ose Y, zatížení je jedine ve směru Y.

Obr. 29 zobrazuje napětí v ose X v MPa, kde maximální hodnota je na povrchu čepu v blízkosti vetknutí čepu do válce a dosahuje hodnoty $\sigma_x = \pm 83.7$ MPa, maximální hodnota napětí v plášti válce je $\sigma_x = 50$ MPa.

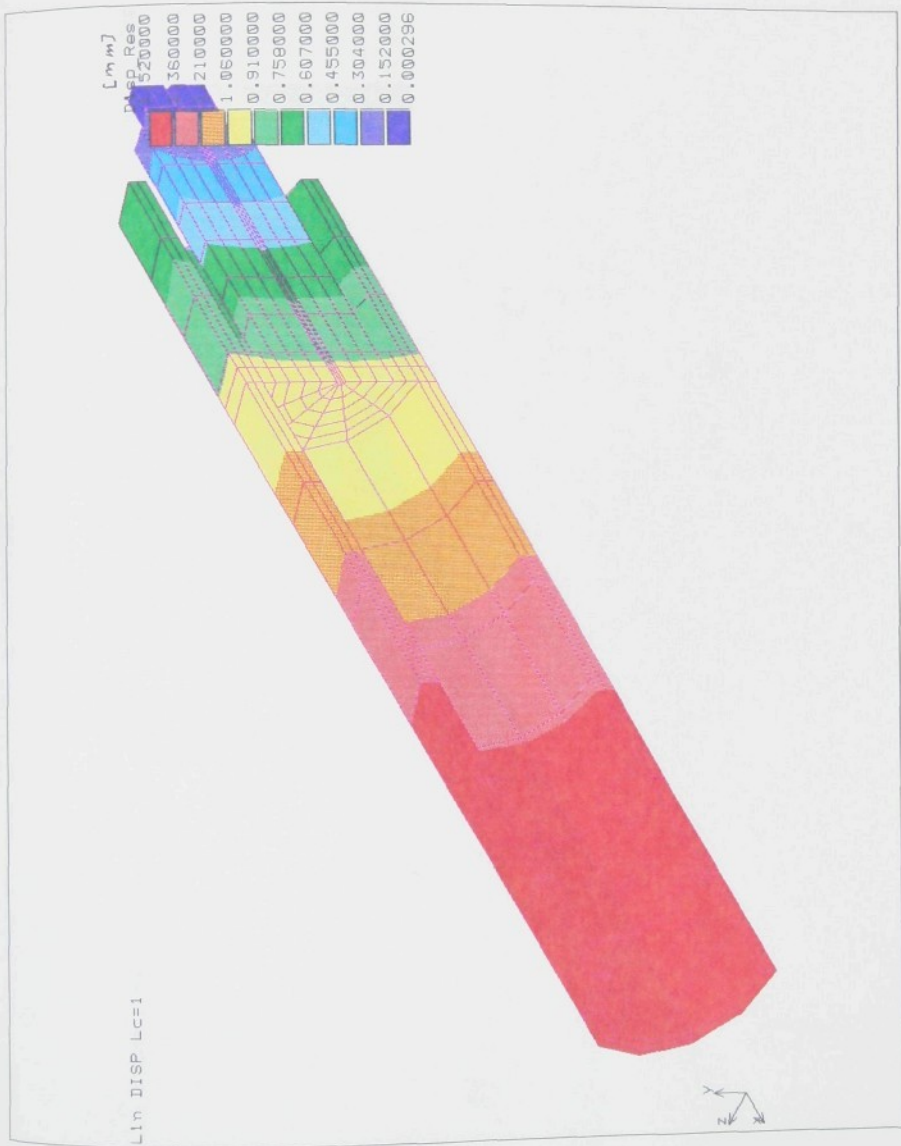
Na obr. 30 je zobrazeno ekvivalentní napětí podle hypotézy HMMH, kde maximální hodnota je $\sigma_{HMMH} = 88.6$ MPa na čepu válce, zde se již malou měrou projevují hodnoty napětí ze směrů Y a Z.

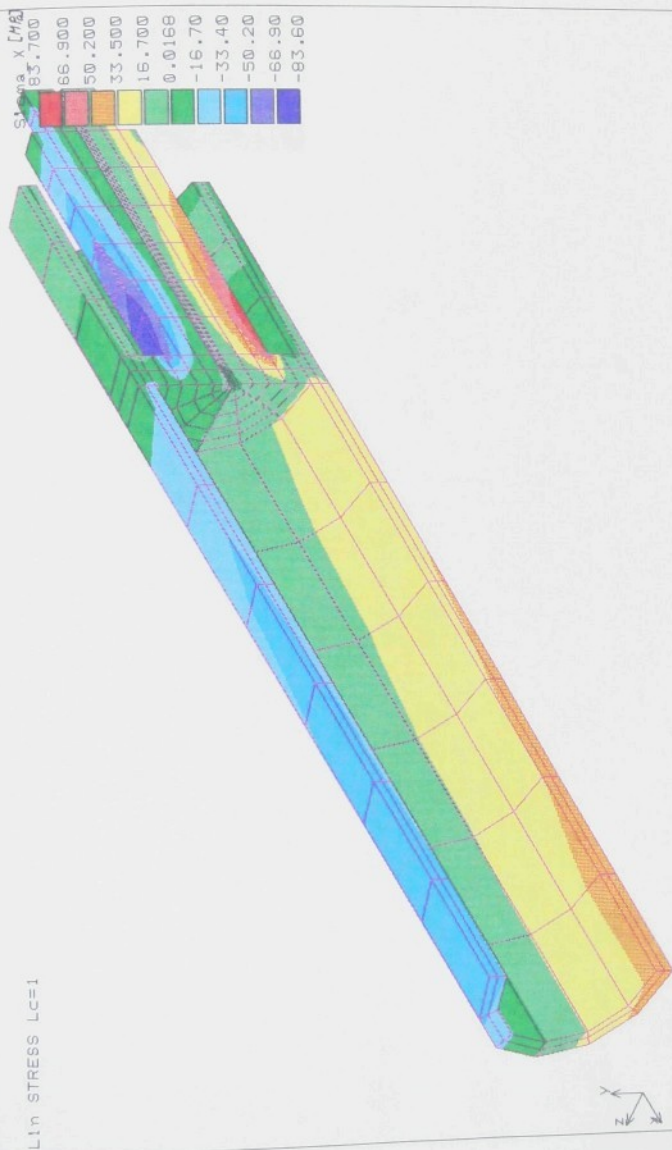
Na obr. 31 je optimalizovaný pevný válec z hlediska rozměrů tak, aby byl dosažen minimální průhyb pláště válce. Průhyb pláště válce ve směru Y je 0.09 mm, což ve srovnání s předchozím tvarem válce je přibližně 10krát méně. Maximální průhyb čepů válce je však 8.16 mm.

Na obr. 32 jsou hodnoty napětí podle hypotézy HMMH. Maximální hodnota napětí na povrchu čepu válce $\sigma_{HMMH} = 275$ MPa. Tato hodnota napětí je příliš vysoká a pro daný materiál čepu (ocel 11 523) přesahuje mez únavy materiálu a tedy nesplňuje požadovanou hodnotu koeficientu bezpečnosti válce. Vyřešení tohoto problému vede ke změně rozměrů, ev. tvaru čepu z válcovitého na kuželový. Čepy těchto válců byly vyráběny svařováním tyčového polotovaru s mezikružím vyrobeným vypalením z plechu. Proto nejsou ve výpočtech uvažována zaoblení nebo jiné tvary čepů. Krátké čepy byly pro všechny délky válců shodné. Tyto lze vyrábět zápustkovým kováním jedním typem zápustky. V případě přechodu výroby na optimalizovaný pevný válec bylo by pro různé délkové varianty potřeba několika rozměrově různých zápustek. Toto řešení by prodražilo výrobu. Maximální hodnota napětí v plášti válce je $\sigma_{HMMH} = 60$ MPa.

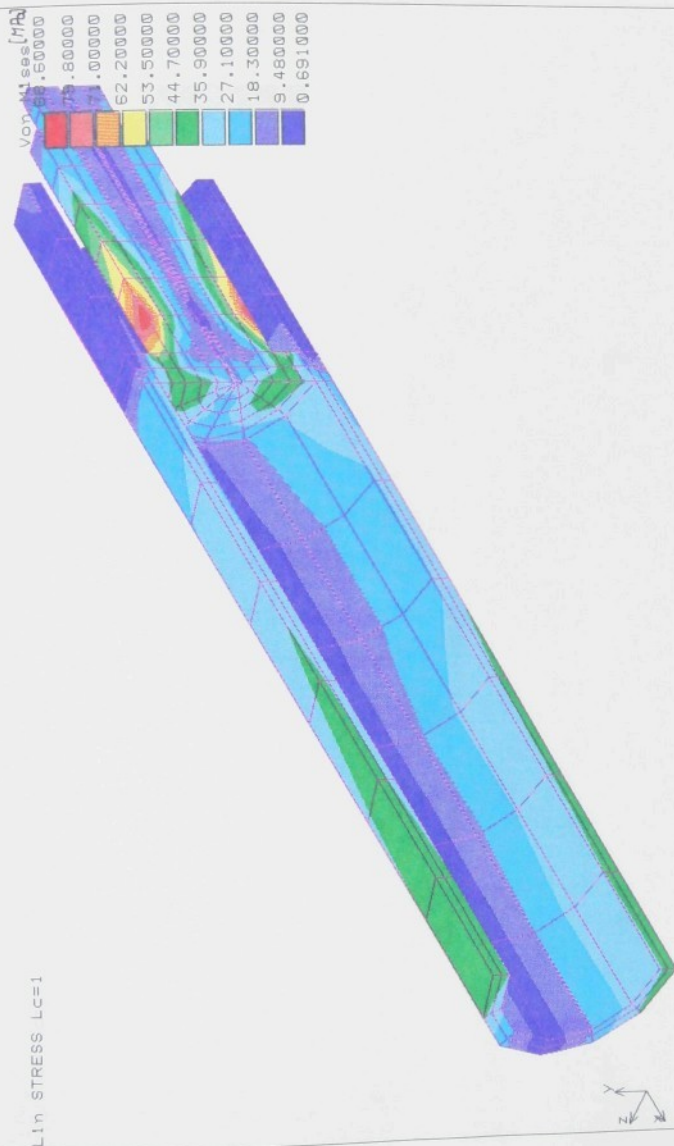


Obr. 27

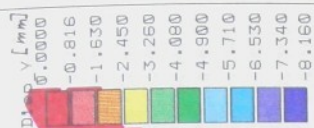




Obr. 29



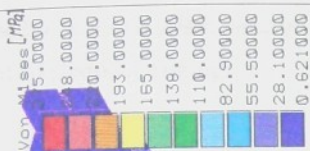
Obr. 30



Lin DISP Lc=1



Obr. 31



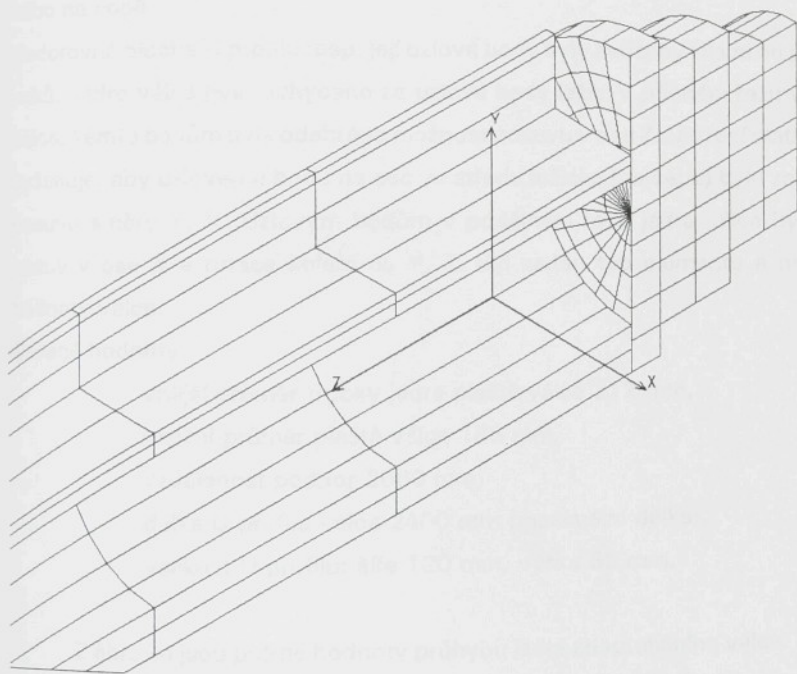
Lin STRESS LC=1



Obr. 32

6.2. Výpočet průhybu jádra adaptabilního válce

Nosné jádro adaptabilního válce má složitý průřez svařený z nosné trubky a dvou U profilů různých tvarů obr. 33, zakončený čepy na obou koncích jádra. Pro další výpočty je nutné zjistit průhyb a průběh napětí po délce válce. K tomuto cíli byl použit následující postup:



Obr. 33

Nejprve byly zadány body definující střed a poloměry nosné tlustostěnné trubky, potom se proložily těmito body kružnice. Dále se zadaly body ohraničující U profily.

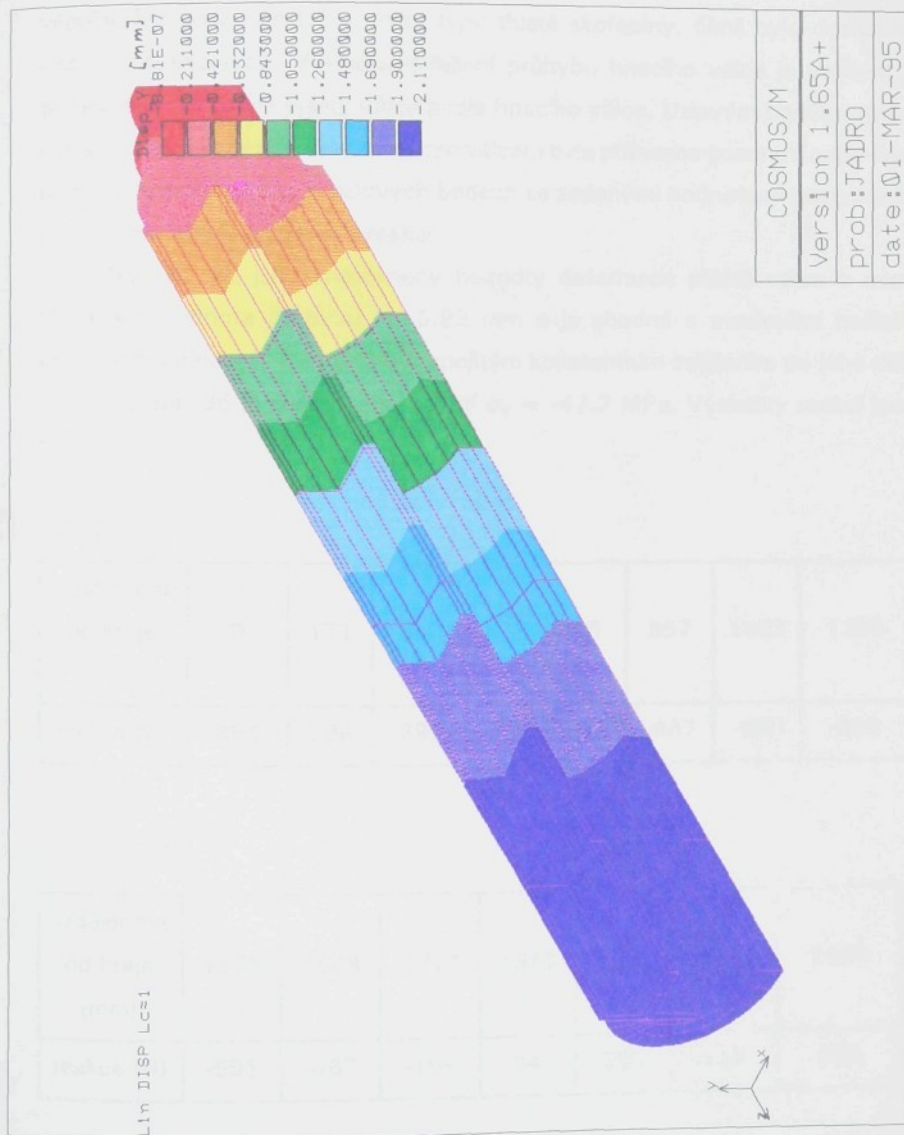
Těmito body jsou proloženy úsečky a nalezeny průsečné body úseček s kružnicemi. V průsečných bodech byly kružnice přerušeny a zbytky kružnic vymazány. U profily byly rozděleny tak, aby jednotlivé díly mohly navazovat na sebe. Takto vzniklý profil jádra válce byl vyplněn plochami. Potom tažením ve směru osy Z do poloviny délky válce, byl vygenerován z ploch objem. Objem byl vyplněn sítí prostorových elementů s osmi uzlovými body. Vygenerování čepů bylo provedeno rotací ploch vytvořených v rovině XY kolem osy Z a provedeno spojení uzlů ležících blízko sebe nebo na sobě.

Vodorovná plocha U profilu resp. její uzlové body byly zatíženy silami od pryžových vaků. Jádro válce bylo uchyceno za uzlové body ležící v příčném řezu v polovině válce. Těmito bodům byla odebrána možnost posuvu v ose Z. Uložení staticky určité vyžaduje, aby uzlovému bodu na ose ve středu ložiska (na čepu) bylo zabráněno v posuvu směry Y, X. Uzlovým bodům v podélném řezu jádra válce byl odebrán posuv v ose X a rotace kolem os Y, Z. Byl zadán typ elementu a materiálové hodnoty válce.

Zadané hodnoty:

vnější průměr trubky jádra pláště válce 212 mm,
vnitřní průměr pláště válce 188 mm,
vzdálenost podpor 2660 mm,
délka U profilu válce 2400 mm (maximální délka),
velikost U profilu: šíře 120 mm, výška 55 mm.

Z obr. 34 jsou patrné hodnoty průhybu jádra adaptabilního válce. Maximální hodnota deformace ve směru Y je -2.11 mm. Deformace lože vaků ve směru Y je -1.48 mm. Hodnoty průhybu lože vaků budou zpětně dosazeny do vztahů pro výpočet rozpínavé síly pneumatických měchů.



6.3. Deformace pláště adaptabilního válce

Plášť válce byl vymodelován jako polovina trubky symetrické podle roviny proložené podélnou osou. K výpočtu bylo použito osmiuzlových prvků. Kontrolní výpočet byl proveden též s prvky typu tlusté skořepiny, čímž bylo dosaženo obdobných výsledků. Výsledkem řešení průhybu hnacího válce je velikost síly potřebné k deformaci pláště válce podle hnacího válce. Uzlovým bodům trubky v místě kontaktu pláště trubky s hnacím válcem byla přiřazena posunutí odpovídající průhybu hnacího válce. V uzlových bodech se zadanými hodnotami posunutí byly po výpočtu zjištěny velikosti reakcí.

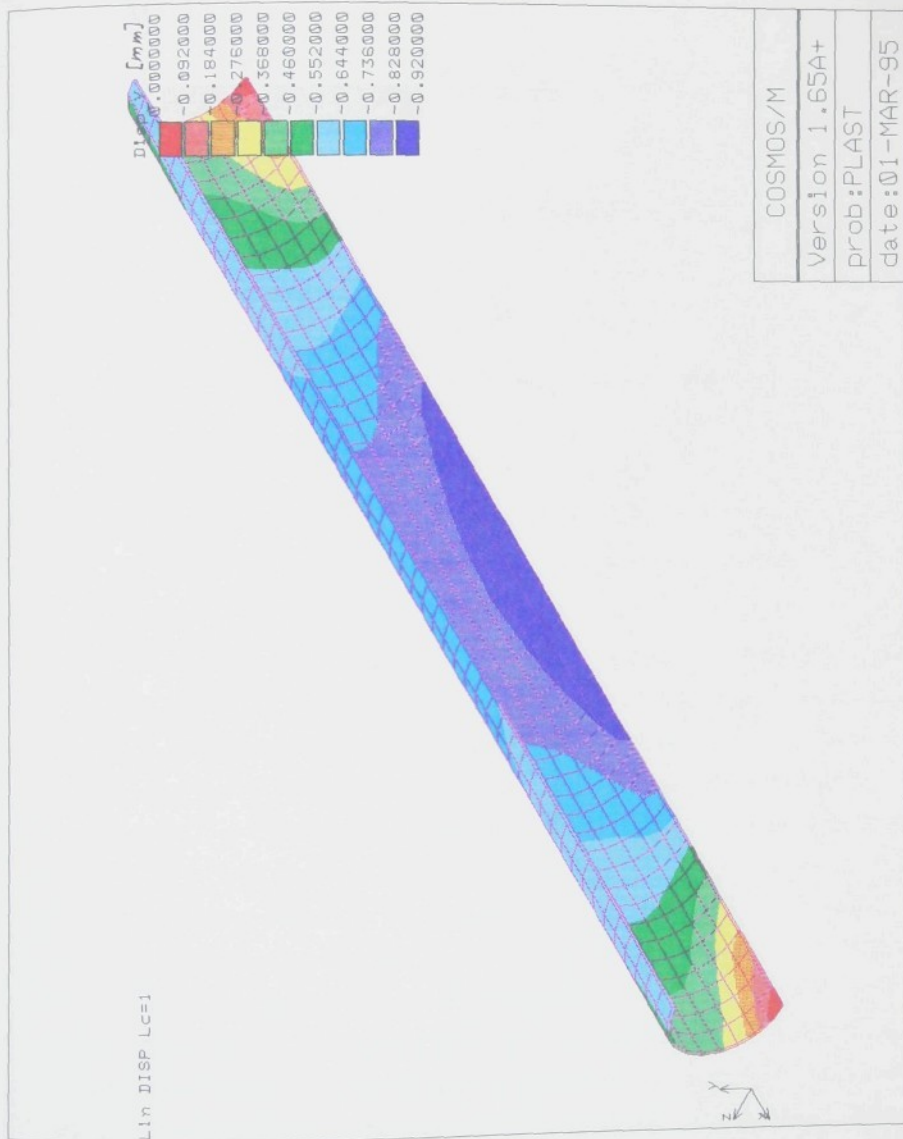
Na obr. 35 jsou znázorněny hodnoty deformace pláště válce v ose Y. Maximální hodnota průhybu je -0.92 mm a je shodná s maximální hodnotou průhybu hnacího válce zatíženého spojitým konstantním zatížením po jeho délce.

Na obr. 36 je znázorněno napětí $\sigma_y = -47.2$ MPa. Výsledky reakcí jsou v tab.2.:

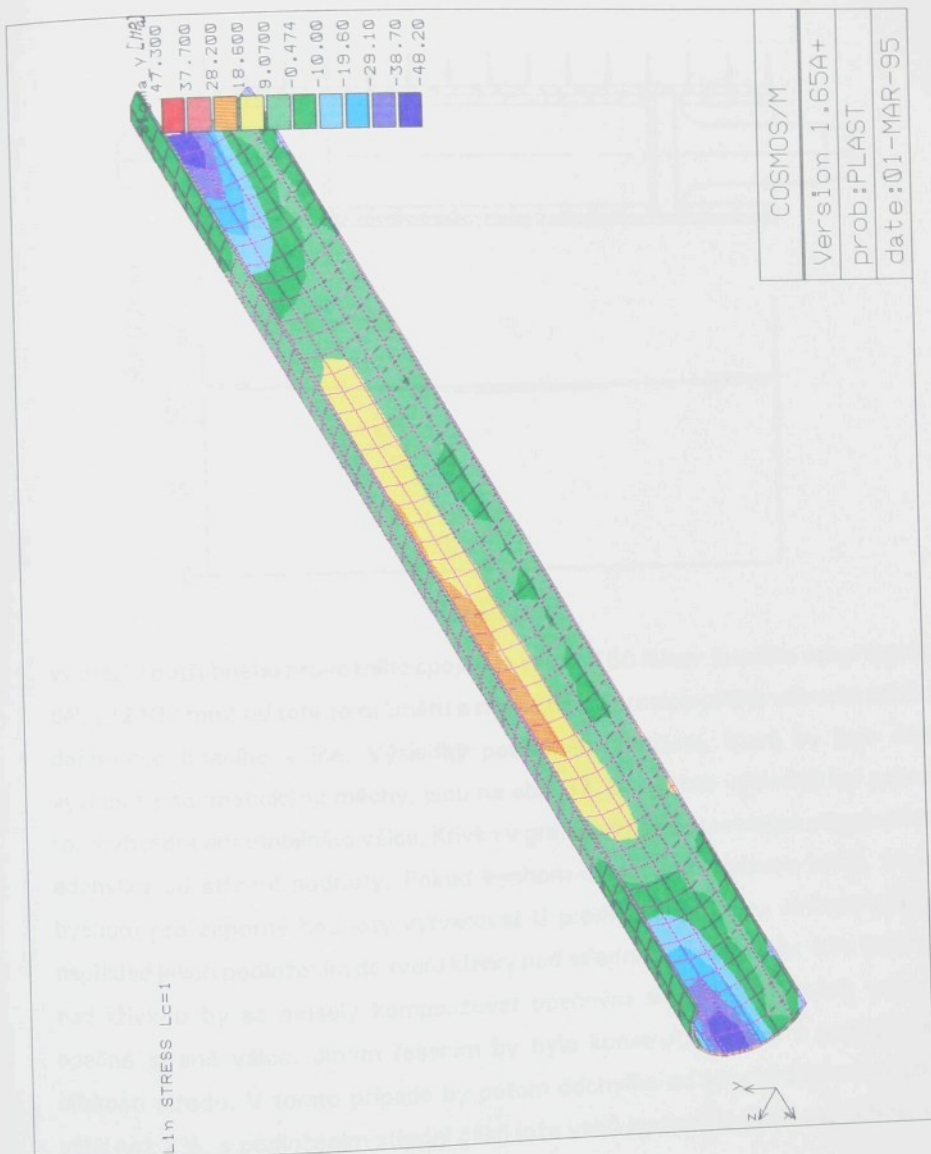
Tab. 2.

vzdálenost od kraje [mm]	0	171	343	514	686	857	1029	1200
reakce [N]	354	788	397	84	-156	-467	-690	-812

vzdálenost od kraje [mm]	1371	1543	1714	1886	2057	2229	2400
reakce [N]	-691	-467	-154	84	397	788	354



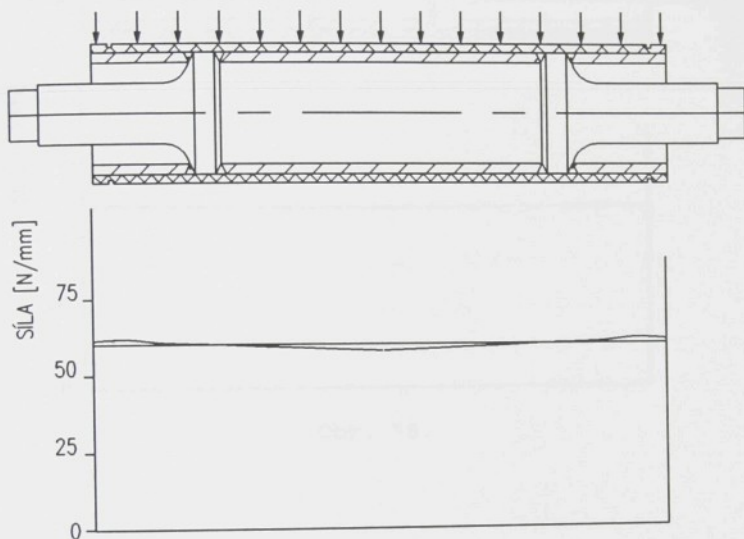
Obr. 35



Obr. 36

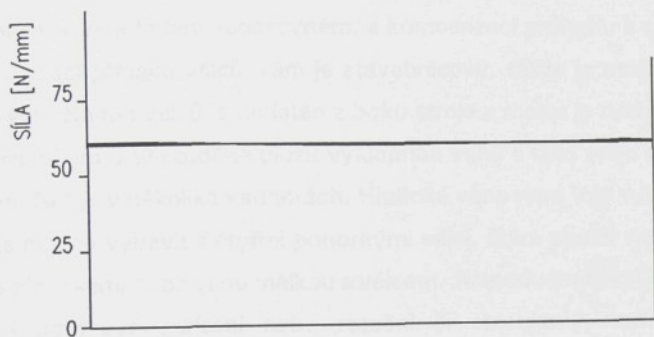
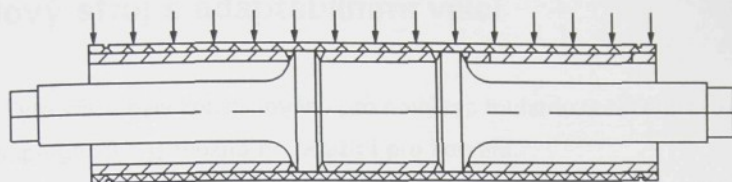
6.4. Výsledný průběh rozpínavých sil pneumatikových měchů

Výpočet výsledného průběhu rozpínavých sil pneumatikových měchů po délce



Obr. 37

vychází z potřebného provozního spojitého zatížení 60 N/mm hnacího válce největší délky (2400 mm) od tohoto průměru a následné deformace pláště válce na základě deformace hnacího válce. Výsledky potřebného zatížení, které by bylo třeba vyvinout pneumatikými měchy, jsou na obr. 37. Do těchto výsledků byl zahrnut i průhyb jádra adaptabilního válce. Křivka v grafu vykazuje maximálně pětiprocentní odchylku od střední hodnoty. Pokud bychom chtěli tuto hodnotu snížit, museli bychom pro záporné hodnoty vytvarovat U profil, v němž jsou uloženy měchy, například jejich podložením do tvaru křivky pod střední hodnotou (obr. 37). Hodnoty nad křivkou by se musely kompenzovat opačným směrem síly, např. vaky na opačné straně válce. Jiným řešením by byla konstrukce válce s podporami v blízkosti středu. V tomto případě by potom odchylka od střední hodnoty nebyla větší než 2%, s podložením střední části lože vaků by nebyla větší než 0.5%, viz. obr. 38.



Obr. 38.

7. Nový stroj s adaptabilními válci

Tyto válce byly konstruovány pro nový typ foulardu určeného pro odvodňování, impregnaci a je možno ho použít i pro barvení.

Oproti předchozímu foulardu ELITEX typ 4262.3 jsou v základním vybavení válce adaptabilní v uspořádání vodorovném, s kompenzací průhybu a s ruční pneumatikou regulací přítlaku válců, rám je stavebnicový, takže je možno použít i válců klasických. Náhon válců je umístěn z boku stroje a motor je nad pracovními válci. Toto řešení umožnilo otočně uložit výklopnou vanu a tuto vanu snadno vymývat. Vana může být v několika variantách. Hluboká vana typu V je vybavena plovákem nebo je možno vybavit ji čtyřmi ponornými válci, či lze použít vanu střední s válci nebo s plovákem, nebo vanu mělkou s válcem. Jednoduchým způsobem lze připojit vstupní odtahové zařízení nebo rotační či obloukový rozšiřovač. Výkyvný kompenzátor je připojen k rámu stroje.

Parametry stroje:

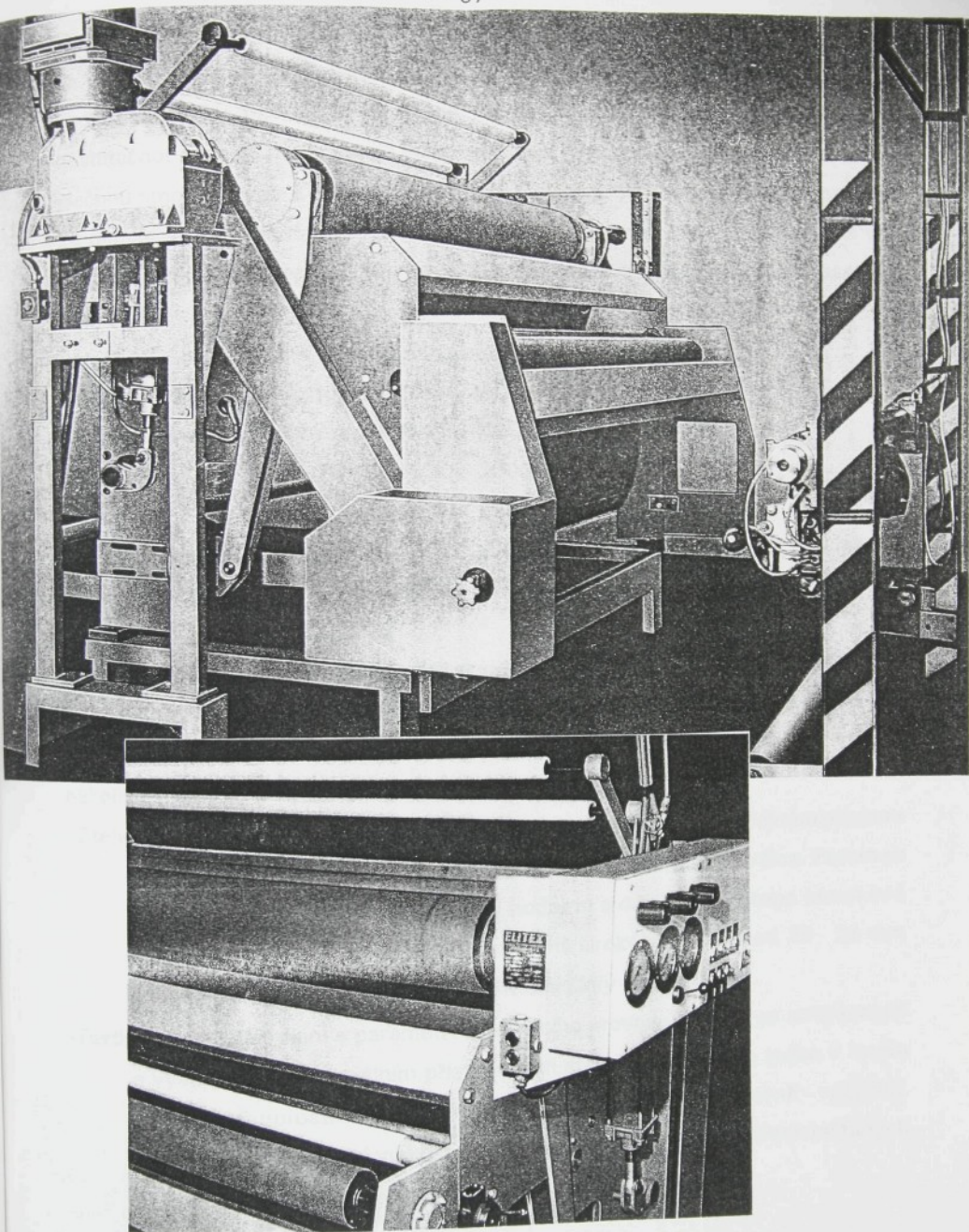
Základní rychlost stroje

Impregnační a odvodňovací	3 - 150 m.min ⁻¹ - regulovatelné v celém rozsahu rychlosti
Barvicí	1 - 40 m.min ⁻¹ - regulovatelné v celém rozsahu rychlosti

Rozměry stroje

šířka	1300 mm bez zavádění a kompenzátoru.
výška	1500 mm bez zavádění, kompenzátoru a sběrné jímky (výška dna jímky od kotvicí roviny stroje min. 400 mm.)
délka	pracovní délka válců + 850 mm

Pro ilustraci je nový typu foulardu zobrazen na obr. 39 viz. /13/.



Обр. 39.

Předpokládaný výkon stroje

Za optimálních podmínek bude při rychlosti $60 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ dosaženo následujících hodnot odmačku na 100% bavlněné, odšlichtované, předupravené tkanině s dostatečnou savostí, nepočesané, neapretované. Tato tkanina má plátňovou vazbu, plošnou hmotnost cca $110 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2}$, dostava po osnově 50 nití/cm, dostava po útku 23 nití/cm. Příze v osnově 14.5 tex česaná, příze v útku 20 tex česaná. Měření zbytkové vlhkosti je garantováno pro vodní lázeň s teplotou 60°C , voda neobsahuje žádné příměsi.

Potom na této tkanině je garantována hodnota zbytkové vlhkosti:

pro válce adaptabilní do šíře zboží	2200mm	50%
pro válce klasické do šíře zboží do	1400mm	60%
	1600 - 2000mm	66%
	2200 - 3600mm	70%
pro válce poresní do šíře zboží	2000mm	40% pouze čirá lázeň
	2200 - 3400mm	45%

7.1. Měření zbytkové vlhkosti po šíři tkaniny

Pro ověření výsledků výpočtů a funkčnosti konstrukce bylo provedeno několik měření stejnoměrnosti rozložení zbytkové vlhkosti ve zboží. Toto lze povést několika způsoby:

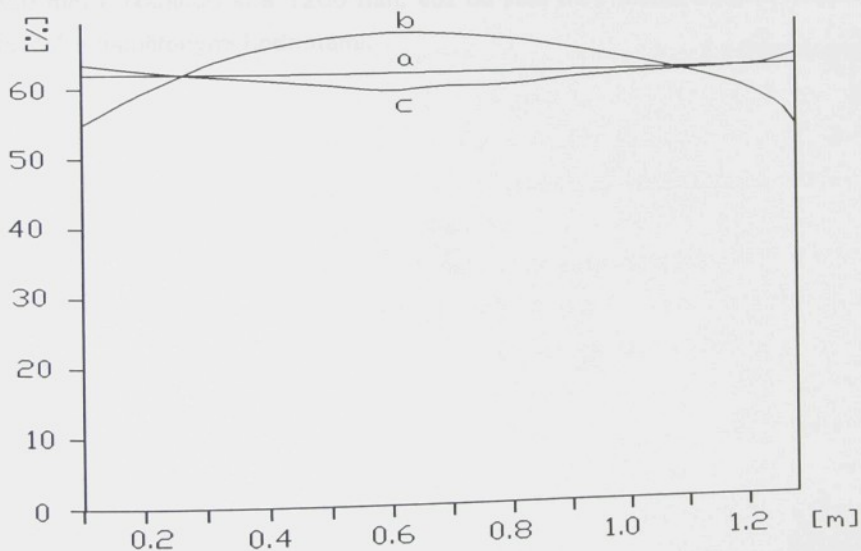
- Staticky, za klidu stroje. Mezi válce se vloží kopírovací papír s obyčejným papírem položeným na citlivé straně kopírovacího papíru v celé délce válce. Potom se válce přitlačí k sobě na nastavenou hodnotu a odlehčíme. Stopa (dotyková plocha) na papírech musí být stejnoměrně široká v rozsahu od 20 - 25 mm s maximálním rozdílem nestejnoměrnosti šířky otisku 3 mm.
- Textilie prochází strojem s parametry normálního provozu. Potom se stroj zastaví a vystřihnou se speciálním přístrojem tři stejně velké kruhy, jeden v levém kraji, druhý uprostřed a třetí v pravém kraji textilie. Laboratorně - vážením, se zjistí jejich zbytková vlhkost. Rozdíly zbytkové vlhkosti ve třech měřených místech nesmí přesahovat hodnotu 3%.

- Posouzením odstínu textilie při barvení. Napříč textilií se vystřihne proužek. Proužek se přehne do poloviny tak, aby v prostředku vznikla mezi konci malá mezera. Potom se zkontroluje odstín krajů a středu textilie.
- Měření je možno provést i speciálními měřicími přístroji kvality vybarvení po celé šíři tkaniny.

U předchozích způsobů měření lze do výsledků zahrnout i chyby, které mohou být způsobeny třemi faktory.

1. Špatně, nestejněměrně předupravená textilie.
2. Použita nesprávná technologie úpravy na foulardu.
3. Špatně seřízené tkací stroje.

Jedno z nejrozsáhlejších měření navržených válců bylo provedeno v s. p. SEBA Tanvald, závod 09 Liberec na lince NSF s foulardem č.v. 1058/1, rok výroby 1986, uvedené v /9/ za podmínek:



Obr. 40

zpracovávaný materiál GAMAL PES/ba, složení 65/35 o plošné hmotnosti 170 g.m^{-2} a o šíři 150 cm,

- složení lázně ve foulardu - čirá voda 60°C teplá,
- rychlost linky byla při měření 20 m/min,
- potah válců - směs 2/58 o tvrdosti 80° ShA,
- délka válců 2 000 mm, průměr válců 230 mm,
- regulovaný přetlak vzduchu maximálně 0,7 MPa. Měření bylo provedeno zařízením se zapisovacím mikrovlnným systémem fy Skandinávská Procesing-instrument AB - Sweden.

Vybrané křivky z několika měření jsou na obr. 40. Na vodorovnou osu je vynášena šíře tkaniny a na svislou osu je vynášena zbytková vlhkost v %. Přibližně přímkový charakter byl dosažen přetlakem vzduchu 0,4 MPa v krajních sekcích a 0,6 MPa ve středních sekcích (obr. 40 křivka a). Konkávní průběh byl docílen tlakem 0.6 MPa v střední sekci a 0 MPa v krajních sekcích (obr. 40 křivka b). Mírně konvexní průběh byl docílen tlakem 0 MPa v střední sekci a 0.6 MPa v krajních sekcích (obr. 40 křivka c). Výsledky měření však proběhly na válcích délky 1800 mm s tkaninou šíře 1200 mm, což do jisté míry mohlo ovlivnit neshodu výpočtů s naměřenými hodnotami.

8. Závěr

Práce se zabývá řešením přitlaku válců k odstraňování kapalných složek z plošných výrobků především v textilním a papírenském průmyslu, návrhem originálního konstrukčního řešení válců, pevnostními výpočty, výpočty deformací, stabilitou polohy pružné desky, nastavením a seřízením na stroji a měřením.

V práci bylo provedeno shrnutí dosavadních poznatků z oblasti konstrukce válců k odstraňování kapalných složek z plošných výrobků, bylo navrženo nové originální konstrukční řešení přitlaku válců, vypočteny průhyby válců a zjištěn vliv na dotykový tlak po délce válce nebo po širší zboží. Byla provedena pevnostní kontrola nejvíce namáhaných částí a vyhodnocení některých měření týkajících se nového konstrukčního řešení.

Teoretické poznatky byly ověřovány provozními zkouškami v našich textilních závodech. Válce dosahovaly průměrně 1.5 roku dvousměnného bezporuchového provozu.

Výsledkem práce je návrh nového řešení vyvození spojitého přitlaku válců, tak i výpočty hodnot napětí a deformací vybraných nejvíce namáhaných strojních součástí válců, postup nastavení a seřizování k dosažení maximálního přitlaku a návrh možných konstrukčních úprav válců pro docílení optimálního průběhu přitlaku válců na tlaku vzduchu v jednotlivých sekcích.

Z obecných závěrů teoretického řešení vyplývá, že výsledný průhyb hnacího válce se zvětšuje se zvětšující se délkou čepů. To je dáno rostoucím ohybovým momentem od čepů válců a jejich menším momentem setrvačnosti průřezu než pláště. Průhyb pláště hnacího válce se potom mění od konvexního k mírně konkávnímu. Z hlediska průhybu pláště válce by bylo lépe použít delších čepů, ale z hlediska výroby je však lacinější používat vykované čepy stejné délky pro všechny délky válců, tedy čepy krátké, neboť pro tyto lze použít jedné zápuskové formy. Pro stávající řešení válce - maximální délka 2400 mm a při konstantním zatížení 60 N/mm je maximální hodnota průhybu pláště válce -0.92 mm, celého válce -1.52 mm. Maximální ekvivalentní napětí podle HMMH je 83.7 MPa v místě na čepu válce. V případě optimalizovaného hnacího válce z hlediska rozměrů tak, aby byl dosažen

minimální průhyb pláště válce, bude průhyb pláště válce 0.09 mm, což ve srovnání s předchozím tvarem válce je přibližně 10 krát méně. Průhyb čepů válce je však 8.16 mm. Maximální hodnota ekvivalentního napětí na povrchu čepu válce je 275 MPa. Tato hodnota napětí je příliš vysoká a nesplňuje požadovanou hodnotu koeficientu bezpečnosti válce. Vyřešením tohoto problému vede ke změně tvaru čepu z válcového na kuželový. Dále byla vypočtena maximální hodnota deformace jádra adaptabilního válce, která je 1.48 mm. Výsledné maximální ekvivalentní napětí podle metody HMM dosahuje 60 MPa. Maximální hodnota deformace pláště válce v ose Y je -0.92 mm a musí být shodná s maximální hodnotou průhybu hnacího válce zatíženého spojitým konstantním zatížením po jeho délce, napětí ve směru Y je 47.2 MPa. Pro požadovaný konstantní přítlak válců byly vypočteny průhyby hnacího válce, jádra válce a reakce potřebné k deformaci pláště válce. Z těchto hodnot byl vypočten požadovaný výsledný tvar rozložení zatížení podél válce. Řešením je křivka rozpínavých sil, která vykazuje maximálně pětiprocentní odchylku od střední hodnoty. Pokud bychom chtěli tuto hodnotu snížit, museli bychom pro záporné hodnoty vytvarovat U profil, v němž jsou uloženy měchy, například jejich podložení do tvaru křivky pod střední hodnotou. Hodnoty nad křivkou by se musely kompenzovat opačným směrem síly, např. vaky na opačné straně válce. Jiným řešením by byla konstrukce válce s podporami v blízkosti středu. V tomto případě by potom odchylka od střední hodnoty nebyla větší než 1% s podložení středu by nebyla větší než 0.5%.

Výpočet průhybu hnacího válce řešením diferenciálních rovnic (obr. 24) je v souladu s výsledky výpočtu pomocí MKP (obr. 26, 27). Výsledný průběh síly po šíři válce (obr. 37) je jen částečně v souladu s naměřenými hodnotami zbytkové vlhkosti ve zboží za válců (křivka a na obr. 40). Zbytková vlhkost je ovlivněna dalšími faktory např. pryží, vlastní textilí a přesností měření.

Tyto válce byly konstruovány pro nový typ foulardu, který se vyznačuje zařízeními pro barvení, a prototyp tohoto stroje byl vystavován na mezinárodní výstavě ITMA 91 Hanover.

Perspektivně je potřeba provést:

- návrh tvaru čepů optimalizovaného hnacího válce,

- rozbor vlivu pryžového potahu na množství zbytkové vlhkosti ve zboží za válců,
 - doplnění výpočtového modelu o dynamické pevnostní výpočty, to znamená modelování obou válců při vzájemném odvalování včetně sledování deformace pryže,
 - zkoušky pro různé technologické postupy barvení,
 - doplnění měření z barvení textilií v plné šíři
- a na základě těchto výsledků válce dále upravovat.

Použitá literatura

- /1/ Timošenko Š.: Pružnost a pevnost I a II, Technicko-vědecké vydavatelství, Praha 1951.
- /2/ Hlavní katalog SKF.
- /3/ Prospektová literatura firem Kusters, Beninger, Ramish-Kleinewefers, Monfors, Brugmann.
- /4/ Bolek A., Kochman J., a kol.: Části strojů 1 a 2. SNTL, Praha 1989.
- /5/ Fiala J., Bebr A.: Strojnické tabulky 1-3. SNTL, Praha 1987.
- /6/ ŠEVČÍK, L.: K problematice pevnostního řešení adaptabilních válců. In. XXXV Sborník konference kateder částí a mechanismů strojů, Praha 1994.
- /7/ PRÁŠIL, M. - VAŇKOVÁ, Z. - HES, L. - ŠEVČÍK, L.: Stroje pro zušlechťování textilií. In: Sborník VŠST Liberec, Vývojové trendy z pohledu ITMA 1991, Liberec 1991.
- /8/ ŠEVČÍK, L. - PEŠÍK, L.: Řešení přitlaku válců. In: Sborník XXXI. celoštátní konference kateder částí a mechanismů, Žilina 1990.
- /9/ ŠEVČÍK, L.: Přítlak kalandrovacích válců foulardu pneumatickými vlnovci. (Výzkumná zpráva). Liberec, VŠST 1983.
- /10/ ŠEVČÍK, L. - ŽĎÁRSKÝ, Z.: Měření vlhkosti tkanin za válci s kompenzací průhybu. (Výzkumná zpráva). VŠST Liberec, 1991, KST - 91 - 12.
- /11/ ŠEVČÍK, L.: Konstrukce a úpravy foulardu 4262.4. (Výzkumná zpráva). VŠST, Liberec 1991, KST - 91 - 22.
- /12/ ŠEVČÍK, L. - VALÁŠEK, K.: Posouzení technologických zařízení ELITEX pro barvicí foulard 4262.4. (Odběratel ELITEX Chrastava) 14 s. Liberec, VŠST 1992.
- /13/ ŠEVČÍK, L. - ŽĎÁRSKÝ, Z.: Foulard 4262.4. Prospekt ITMA 1991, Hanover, NSR.