

Fakulta strojní

Katedra textilních a
oděvních strojů

Školní rok: 1993/94

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro TRAN VAN QUANG

obor 231 78 Konstrukce strojů a zařízení

zaměření: Textilní a oděvní stroje

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

Název tématu:

Analýza tuhosti horního stolu pletacího stroje

Zásady pro vypracování:

- 1) Zhodnoťte typy používaných stolů u pletacích strojů z hlediska konstrukčního
- 2) Proveďte analýzu zatěžovacích sil a namáhání horního stolu pletacího stroje JENIT
- 3) Na základě získaných výsledků navrhněte konstrukční úpravy horního stolu včetně podstavce

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

V 82/95 S

KTS/TS

59p., 3nd. part.

Rozsah grafických prací: sestavní výkres, grafické závis
vypočtených veličin
Rozsah průvodní zprávy: 30 - 40 stran
Seznam odborné literatury:

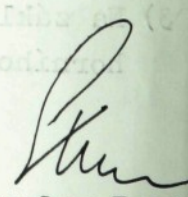
- 1/ MACHÁČEK, F. a kol.: Technologie výroby na velkopřůmě
pletacích strojích. Praha, SNTL 1981.
- 2/ Výrobní podklady a výkresová dokumentace ZBROJOVKA Vse
ZTM a.s.

Vedoucí diplomové práce: Doc.Ing. Jiří Mrázek, CSc.
Konzultant: Ing. Jaroslav Beran, CSc.

Zadání diplomové práce: 27. 10. 1993
Termín odevzdání diplomové práce: 27. 05. 1994


Doc.Ing. Jiří Mrázek,
Vedoucí katedry




Prof.Ing. Jaroslav Exner,
Děkan

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

obor: 231 78

KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

zaměření: Textilní a oděvní stroje

Analýza tuhosti horního stolu pletacího stroje

autor: TRAN VAN QUANG

vedoucí diplomové práce: Doc.Ing. JIŘÍ MRÁZEK, Csc.

konzultant: Ing. JAROSLAV BERAN, Csc.

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146065922

Rozsah práce a příloh :

počet stran: 59

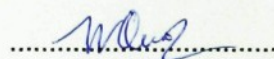
počet příloh: 2

počet tabulek: 9

počet obrázků: 24

Místopřísežné prohlášení

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



podpis

V Liberci dne 26 . 5 . 1995

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE

Použité symboly a zkratky

1. Úvod.....	4
2. Nosná část pletacího stroje.....	6
2.1 Stojan stroje.....	6
2.2 Typy používaných horních stolů.....	7
3. Problematika soustavy zámek - jehla - lůžko.....	8
3.1 Teoretický rozbor silových poměrů na technologické dvojici zámek - jehla bez příže.....	8
3.2 Tahová síla v niti	10
3.3 Náběh jehel na zámek stroje.....	12
4. Velkopřůměrový pletací stroj JENIT.....	13
4.1 Stručný popis stroje.....	13
4.1.1 Stojan.....	13
4.1.2 Pohon.....	14
4.1.3 Pletací soustava.....	14
4.1.4 Odtah s navíječem.....	14
4.2. Technické parametry stroje	15
4.3 Popis horního stolu stroje.....	16
4.4 Ozubený převod.....	19
4.5 Řemenový převod	22
4.6 Zatížení pohonového hřídele.....	25
4.7 Zatížení dolního stolu stroje.....	29
4.8 Zatížení horního stolu.....	30
4.8.1 Zatížení kuličkové dráhy stolu.....	30
4.8.2 Rovnoměrné zatížení od stojící části.....	35
4.8.3 Zatížení od vrchní části stroje.....	36
4.8.4 Zatížení od reakcí ložisek.....	37
5. Návrh výpočtového modelu	40
5.1 Modelování v programu ALGOR.....	40
5.2 Program MAXDEF.....	47
5.3 Konstrukční úpravy horního stolu.....	48

5.4 Zhodnocení výsledků vyztužených modelů stolu.....	55
6. Závěr.....	56
Poděkování.....	58
Použitá literatura.....	59

POUŽITÉ SYMBOLY A ZKRATKY

- psíla pro unášení lůžka jehly [N].
 P_ddynamická síla působící na jehlu [N]
 Gtíha jehly [N].
 Snormálová síla mezi kolenkem jehly a zámkem [N].
 Ttřecí síla mezi kolenkem jehly a zámkem [N].
 K, K'normálová síla mezi stěnou drážky lůžka a jehlou [N].
 L, L'normálová síla působící stěnu stvolu jehly [N].
 a_i, b_i, c_iramena působení sil [mm].
 αfunkční úhel zámků [rad.].
 α_dúhel opásání řemene [rad.].
 F_Ttečná síla ozubeného převodu [N].
 F_Rradiální síla ozubeného převodu [N].
 F_0předpětí řemenového převodu [N].
 $F_{\check{R}}$osová síla řemen. převodu [N].
 $F_{k,h,d}$síla působící na kuličkovou dráhu horního
 nebo dolního stolu [N].
 $R_{A,B,C}^{x,y}$reakce ložisek ve směru X,Y [N].
 $M_i^{x,y}$ohybový moment kolem osy X,Y [Nm].
 M_kkrouticí moment na pohonový hřídel [Nm].
 notáčka motoru [1/s].
 n_1otáčka pohonového hřídele [1/s].
 ω_1, ω_2 úhlová rychlost hnacího a hnaného členu [rad./s].
 vobvodová rychlost jehelního válce [m/s].
 Pvýkon stroje [kw].
 J_imoment setrvačnosti i - tého členu [kgm²].
 S_izatížená plocha [mm²].
 δ_inapětí na i - tou plochu [Mpa].

1. ÚVOD :

V posledních letech jsme svědky prudkého rozvoje pletářského průmyslu, jehož počátky spadají do přelomu 19. a 20.století. Z celé textilní produkce nejvíce vzrůstá výroba v pletářském průmyslu, který se tak stává mnohostraným z hlediska módy, sortimentu výrobků i jejich použití.

Na rozvoji pletářské technologie se vedle významné role výroby vláken a nití (zejména syntetických), podstatně podílí i vývoj vlastní pletářské techniky. Ta v porovnání s jinými staršími textilními obory dosáhla neuvěřitelného pokroku od geniálního vynálezu ručního zátažného stávků Angličanem Williamem Lee v roce 1589.

Originálnost řešení tohoto "zakladatele pletářské techniky" spočívá v tom, že opustil princip ručního pletení a zvolil zcela nové nekonvenční pracovní stroje s háčkovými pletacími jehlami a platinami. Tento princip je v podstatě zachován u mnoha současných pletacích strojů.

Od vynálezu zátažného stávků trvalo však dalších 200 let, než byl vynalezen první okrouhlý pletací stroj. V roce 1778 vynalezl Francouz Decroix tzv.francouzský stávek s háčkovými jehlami, jehož princip se používá dodnes. Se značným rozmachem pletářství punčoch a módy v první polovině 19.století se rozvíjela pletářská technika výrazněji až po vynález jazyčkové jehly Angličanem Townsendem v roce 1856.

Použitím jazyčkových jehel vznikl nejdříve plochý pletací stroj sestavený již v roce 1863 Američanem Lambem. Nízký výkon tohoto stroje vyplývá zejména z vratného pohybu sání a malého počtu pracovních systémů. Podnítil však řadu vynálezců k hledání výhodnějších řešení. Jedním z nich bylo stočení původního přímého jehelního lůžka do kruhu podobně jako u okrouhlého stávků, takže vznikl první jednolůžkový okrouhlý pletací stroj v USA v roce 1866. O dva roky později vynalezl anglický konstruktér William Cotton velmi účinný plochý pletací stroj, stávek s háčkovými jehlami, který značně přispěl k dalšímu rozvoji pletářského průmyslu.

Teprve v roce 1878 doplnil Angličan Griswold talířové lůžko, takže vznikl dvoulůžkový stroj. Okrouhlý obourubní pletací stroj je vynálezem Angličana Spierce z roku 1910. Od té doby se vývoji pletářského průmyslu neustále věnuje mnoho konstruktérů, se snahou zkonstruovat technicky dokonalé, vysoce produktivní a spolehlivé stroje. Účelem je vyrábět kvalitně a s co nejefektivnějším provozem.

Trendem současnosti je komplexní automatizace strojů, procesů a hlavně pak zvýšení provozních otáček a výkonů, zvýšení počtu pracovních systémů atd. Pro tyto požadavky je nutné konstruovat jednotlivé části stroje tak, aby stroj měl dostatečnou tuhost při provozu.

Jedna z nejdůležitějších nosných částí stroje je horní stůl, jehož tuhost má velký vliv na chod stroje, na přesnost polohování jehel v drážkách zámkového a jehelního válce a tím i na proces tvorby oček pleteniny.

Problématikou jeho tuhosti se budu zabývat podrobněji ve své diplomové práci.

2. NOSNÁ ČÁST PLETACÍHO STROJE

2.1 STOJAN STROJE

Je to základní funkční celek, který nese ostatní skupiny stroje. Tuhost stojanu je zárukou přesného a klidného chodu rotujících částí, a tím i spolehlivé funkce jemných očkotvorných elementů. Stojan stroje se skládá z dolní části, horní části a cívkového stojanu. Dolní část stojanu zajišťuje otočné uložení válcového lůžka a zařízení pro odtah. Tvoří ji vzpěry skříňového tvaru navzájem propojené kruhovými stoly a křížovým rámem.

Na horním stole je pomocí kuličkového drátového ložiska uložen ozubený nosič válcového lůžka. Stejným způsobem je na dolním stole uložen nosič navíjecího ústrojí. Obě kuličkové dráhy a příslušné ozubené převody se mažou olejovou lázní. Stav oleje se kontroluje olejeznaky, které jsou umístěny na čele stolů. V hlavní skříňové vzpěře (náhonová vzpěra) je uspořádán pohon stroje, elektrovybavení pro tyristovou regulaci otáček a některé okruhy pro hlídání závad. Na čelní šikmé ploše krytu této vzpěry je umístěn hlavní řídicí panel. Ve vzpěře, která je umístěna ve směru otáčení stroje, je u mechanických strojů volný prostor pro uložení náhradních dílů a nářadí. U elektronických strojů je u této vzpěry umístěna elektronická řídicí jednotka. Ve třetí vzpěře je umístěn hřídel náhonu odtahu, zařízení pro mazání pletací soustavy olejovou mlhou, vzduchotechnické zařízení pro regulaci tlakového vzduchu, určeného pro odprašování cívkového stojanu, a kromě toho též elektrická tělesa pro vnější osvětlení úpletu.

Nejdůležitějšími částmi stojanu jsou nohy, které nesou spodní stůl s ústrojím pro vytváření zásoby úpletu, střední stůl s válcovým lůžkem a horní stůl s taliřovým lůžkem. K této základní litinové nebo svařované části stojanu je připevněna další konstrukce, která bývá lehčí a u moderních strojů stavebnicová, nesoucí další mechanismy stroje, jako cívečnice, hlídače, ústrojí pro vytváření tahu nitě apod.

Prostoru některých částí kostry, zejména noh, může být využito pro umístění některých drobnějších mechanismů, jako je elektroinstalace apod.

2.2 TYPY POUŽÍVANÝCH HORNÍCH STOLŮ PLETACÍCH STROJŮ

Jak jsem se již zmínil o konstrukci stojanu pletacího stroje. Jedny z nejdůležitějších nosných částí stroje jsou stoly, které jsou spojeny se stojanem. Tvoří jeden celek umožňující umístění jednotlivých mechanismů stroje v co nejvýhodnější poloze.

Obecně rozdělíme stoly na:

- spodní stůl s ústrojím pro vytváření zásoby úpletu
- střední stůl s válcovým lůžkem
- horní stůl s talířovým lůžkem u dvoulůžkových strojů nebo bez horního stolu s talířovým lůžkem u jednolůžkových strojů.

Půdorysný tvar těchto stolů je nejčastěji kruhový, někdy bývá i čtvercový.

Z hlediska, s kolika nohami stojanu jsou stoly spojeny, lze je rozdělit na čtyřnohé nebo třínohé. Výhodou třínohé konstrukce je snadnější přístup k pracovnímu ústrojí i k jiným mechanismům. Spojení mezi vrchní částí stroje, která nese další mechanismy stroje jako cívečnici, hlídače, ústrojí pro vytváření tahu nitě apod. a horním stolem je nejčastěji třívzpěrové nebo čtyřvzpěrové.

U okrouhlých pletacích strojů je na horním stole umístěna kuličková dráha, na které se pohybuje obíhající jehelní (nebo zámkové) lůžko. Stejným způsobem je uspořádána kuličková dráha pro obíhající odvíjecí ústrojí na dolním stole. Toto provedení může být kuličkové, drátové - kuličkové nebo kluzné.

U konstrukce s pohonem umístěným mimo osu jehelního válce, se kroutící moment přenáší přes hlavní pohonový hřídel. V tomto případě je horní stůl nejčastěji konstruován tak, aby umožnil prostor pro umístění uložených ložisek a tímto pádem se jeho tuhost snižuje. Kromě toho, vlivem nesymetrického působení zátěžovacích sil dochází k nerovnoměrné deformaci horního stolu, která bývá největší právě v okolí vzpěru pohonu. Proti tomu je používána řada typů žeber které mají vliv na zvýšení tuhosti stolu.

3. PROBLÉMATIKA SOUSTAVY ZÁMEK - JEHLA - LŮŽKO

3.1 Teoretický rozbor silových poměrů na techn. dvojici: zámek - jehla bez příže

Zámek s jehlou uloženou v lůžku tvoří celek, jehož součinností je příže tvarována do kliček a po té do oček. U některých typů strojů jsou při tvorbě oka ještě nápomocny různé druhy platin. Jak vypadají silové poměry na této soustavě je patrné z obr. 1. Uvedený rozbor je kreslen pro pohybující se jehlu a stojící zámky, protože tento stav je zachován u většiny okrouhlých pletacích strojů. U strojů s rotačními zámky by byl silový rozbor obdobný.

Význam označení:

P.....síla pro unášení lůžka jehly

P_d.....dynamická síla působící na jehlu a všeobecně je to funkce její tíhy a zrychlení

G.....tíha jehly

S.....normálová síla mezi kolenkem jehly a zámkem

N', N'' složky síly N do osy X a Y

T.....třecí síla mezi kolenkem jehly a zámkem

K, K'' ...normálová síla mezi stěnou drážky lůžka a jehlou

L.....normálová síla působící na přední a zadní stěnu stvolu jehly

f.....koeficient tření uvažovaný všude za konstantní

a, b, c, d, e...ramena působení sil

α.....funkční úhel zámku ($\operatorname{tg} \alpha = y'$)

Pro rovnováhu sil na jehle platí:

Rovnováha v ose X:

$$1, K'_{32} - K_{32} - N'_{12} - f N''_{12} = 0 \quad (1)$$

Rovnováha v ose Y:

$$2, N''_{12} - G - P_d - f \cdot (N'_{12} + S + L_{32} + L'_{32} + K_{32} + K'_{32}) = 0 \quad (2)$$

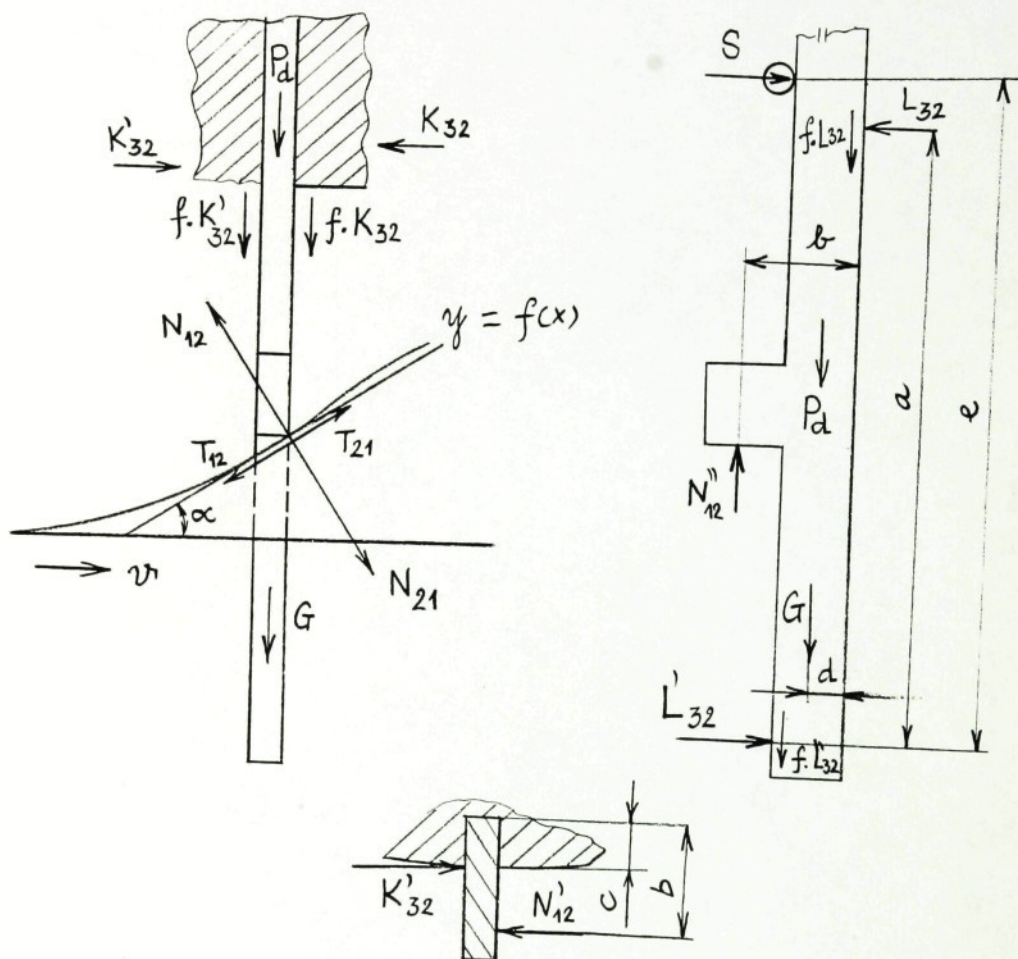
Rovnováha v ose Z:

$$3, L'_{32} - L_{32} + S = 0 \quad (3)$$

Rovnováha momentů:

$$4, (N'_{12} + f \cdot N''_{12}) \cdot b - K'_{32} \cdot c = 0 \quad (4)$$

$$5, (N''_{12} - f \cdot N'_{12}) \cdot b - f \cdot K'_{32} \cdot c + S \cdot e - L_{32} \cdot a - (P_d + G) \cdot d = 0 \quad (5)$$



obr. 1

Z uvedených závislostí by bylo možné spočítat velikost jednotlivých sil za předpokladu, že s dostatečnou přesností budeme schopni odečíst ramena působení sil, což v mnoha případech není záležitost zcela jednoznačná a jednoduchá. Tento problém se však dá vyřešit experimentálním způsobem a to měřením s použitím snímače.

3.2 Tahová síla v niti

Je zřejmé, že při tvorbě oka pleteniny hraje velkou roli tahová síla v niti, zejména při zatahovací poloze, kdy musí být zajištěna délka nitě v novém oku.

Vlivem tření mezi nití, jehlami a platinami, se velikost této síly v průběhu tvoření oka bude nadále měnit. Její velikost za podávácím ústrojím bývá v rozmezí 20 až 40 (mN). Z technického hlediska se projevuje výrazně jen při zatahování, v ostatních částech dráhy na rychlosti pohybu jehly tak nezáleží.

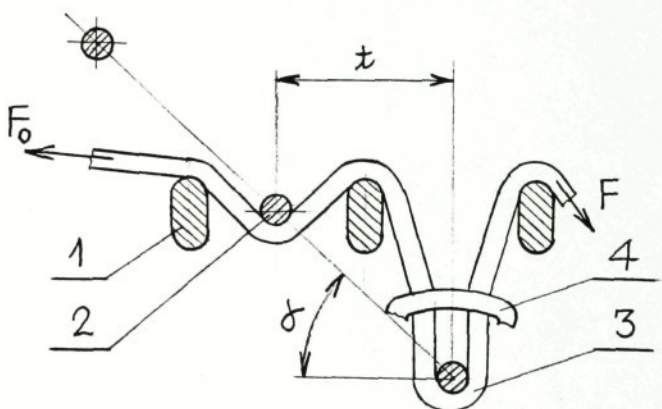
Výška zdvihu jehly při zatahování je dána okamžikem, kdy se zatahující jehla dotkne vnitřní stranou háčku nakladené nitě na jedné straně a okamžikem zastavení jehly po skončeném zatahování na druhé straně.

Označíme-li si tuto veličinu h_z , bude počet jehel j , které se zatahování účastní současně, dán vztahem:

$$j = \frac{h_z}{t \cdot \tan \alpha} \quad (6)$$

kde t je rozteč jehel (mm)

α je úhel sklonu funkční plochy stahovače (rad).



obr. 2 Nít v průběhu zatahování

- 1 - platina 2 - řez háčkem zatahujících jehel 3 - zatahovaná nit
4 - staré oko α - úhel zatahování, F, F_0 - tahová síla nitě, t - rozteč.

Je zřejmé, že tahová síla nitě, která má po průchodu vodičem hodnotu F_0 (obr. 2) bude v průběhu zatahování vlivem několikanásobného opásání přes jehly, odhozová žebra lůžka, platiny apod. a vlivem tření o nit oka předeslého řádku růst podle Eulerova vztahu až do hodnoty F , která bude příslušet niti za posledním třecím místem.

Pro tuto hodnotu bude platit vztah:

$$F = F_0 \cdot e^{\sum \beta_{ik} \cdot \mu_k + \sum \beta_{in} \cdot \mu_n} \quad (7)$$

kde $\sum \beta_{ik}$ - součet úhlů opásání nitě o kovové části (rad)

$\sum \beta_{in}$ - součet úhlů opásání nitě o nit (rad)

μ_k - koeficient tření nitě o kov

μ_n - koeficient tření nitě o nit

Součty úhlů opásání budou tím větší, čím větší bude počet současně zatahujících jehel. Vzrůst tahové síly (napětí) při zatahování by byl nejmenší tehdy, když by zatahovala jen jedna jehla.

Při zadávání zátěžovacích sil horního stolu pletacího stroje a při analýze jeho deformace za provozu je třeba vzít do úvahy i vliv této síly. Z obrázku je vidět, že celková síla působící na platiny, které jsou spojeny s jehelním válcem bude rovnoměrně působit na kuličkovou dráhu horního stolu, zatímco celková síla působící na háčky jehel a potom přes kolénka bude na zámký působit v opačném směru (nahoru).

Velikosti těchto sil jsou určeny následujícími vztahy:

$$F_C = n \cdot \sum F_j \quad (8)$$

kde n je počet zámkových systémů stroje.

F_j je síla působící na j -tou zatahovací jehlu.

F_C je celková síla na zámkovou soustavu nebo na kuličkovou dráhu stolu.

Pro případ, kdy - sklon zatahování $\alpha = 55^\circ$,
 - dělení stroje $E = 18$ (číslo Angl.),
 - výška zatahování přibližně $h_Z = 6$ (mm),
 dostaneme počet jehel v zatahování: $j \approx 3$.

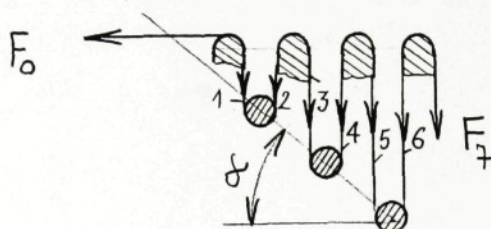
Za předpokladu, že zanedbáme tření nití navzájem, úhly opásání nitě o platiny a o háčky jehel jsou zhruba 180° , $F_0 \approx 20$ (cN), $\mu \approx 0.25$, $n=108$ (dle obr. 3), můžeme přibližně počítat jednotlivé tahové síly.

$$F_1 = F_0 \cdot e^{\mu \cdot \pi/2}$$

$$F_{i+1} = F_i \cdot e^{\mu \cdot \pi} \quad \text{pro } i = 2, 3, 4, 5, 6, 7.$$

$$F_C = 108 \cdot \sum_{i=1}^7 F_i \approx 648 \text{ (N)}$$

Vliv této síly budeme uvážit jen v provozu stroje.



obr. 3

3.3 NÁBĚH JEHEL NA ZÁMEK

Při nájezdu kolénka jehly na přímkovou plochu zámku je jehle uděleno zrychlení které by za teoretický předpoklad dokonalé tuhosti všech částí mechanismu mělo nekonečné velkou hodnotu. Docházelo by k náhlé změně rychlosti a tedy k rázu.

Ráz kolének jehel na zámek je ve skutečnosti nedokonale pružný a prokazatelně při něm vznikají síly, které mají nepříznivý vliv na pracovní mechanismus. Objevují se únavové poruchy jehel, vlivem odražení jehly od zámku po rázu nastává nerovnoměrné opotřebení plochy zámku, což zpětně vede ke zhoršení rázu apod. Hodnotu rázu, a tím i jeho nepříznivé důsledky, lze vyjádřit velikostí změny kinetické energie v okamžiku rázu:

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot u^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \quad (9)$$

kde u je rychlost jehly po rozběhu (m/s)

m je hmotnost jehly (kg)

v je pracovní rychlost stroje (m/s)

Protože nepříznivý vliv rázu roste s druhou mocninou pracovní rychlosti, je zřejmé, že se stále více budou hledat možnosti použití vhodněji volených zámkových dráh, než jsou dráhy přímkové.

4. VELKOPRŮMĚROVÝ PLETACÍ STROJ JENIT

4.1 STRUČNÝ POPIS STROJE:

Pletací stroj JENIT se skládá z těchto funkčních celků:

1. Stojan
2. Pohon
3. Pletací soustava
4. Odtah s navíječem
5. Podávání nití
6. Cívkový stojan
7. Ofukování
8. Mazání jehel olejovou mlhou
9. Elektrozařízení
10. Elektrický rozvaděč

V této části budeme v krátkosti popisovat jen princip některých částí stroje, které jsou nutné pro analýzu zatěžovacích sil a pro modelování horního stolu, případně i stojanu stroje.

4.1.1 Stojan:

Je tvořen třemi skříňovými vzpěrami, navzájem spojenými dolním a horním

stolem, horními vzpěrami a kruhem horní části stroje. Tvoří tuhý celek, který nese ostatní části stroje.

4.1.2 Pohon

Pohon stroje je umístěn ve vzpěře pohonu. Je tvořen svisle uloženým stejnosměrným elektromotorem s tyristorovou regulací otáček a řemenicí pro 6 klínových řemenů, kterými jsou otáčky motoru přednášeny na hnací hřídel stroje. Ozubeným převodem je pohon přenesen na nosič lůžek, který je valivě uložen v olejové lázni. Z horního konce hřídele jsou poháněny podavače nití. Otáčení stroje umožňuje ruční protáčení. Tato kola a nosič válcového lůžka jsou uloženy valivě. Tyristorová regulace otáček elektromotoru je umístěna v náhonové vzpěře pod elektromotorem.

4.1.3 Pletací soustava

Sestává se z válcového lůžka se čtyřmi druhy jehel, platinového lůžka a jedním druhem platin, ze čtyřdráhové válcové soustavy s vyměnitelnými zámky a vodiči nití, individuálně stavitelnými umístění vodičů na společném kruhu dovoluje centrální stavění vůči průběhu jehel. V pracovních systémech čtyřdráhové pletací soustavy je možnost nastavení uzavírací, chytové a průběžné plochy výměnou příslušných zámků. Válcové bloky jsou vyměnitelné. Stahovače mají minimální zátah 1 mm s možností hromadného stavění zátahu válcové soustavy do 2.2 mm a individuální dostavění každého stahovače.

4.1.4 Odtah s navíječem:

Je upevněn na nosiči odtahu, který je kluzně uložen v olejové lázni v dolním stole. Rotační pohyb nosičem odtahu je přenášen dvěma unásecími rameny, pevně spojenými s nosičem válcového lůžka. Vlastní odtah je tříválcový s ruční regulací odtahové síly. Otáčení středního válce odtahu je odvozeno od vlnové dráhy na dolním stole s ozubeným převodem, je přenášeno na oba krajní válce, které jsou ke střednímu přitlačovány pružinami s ručně regulovatelnou silou. Délky odtahových válců je 1250 mm. Dobré funkci odtahu napomáhá i speciální rozpínka úpletu umístěna nad

odtahovými válci. Navíječ zaručuje rovnoměrné navíjení i odtaženého úpletu na vál při stále a rovnoměrné síle po celé šířce navíjecího úpletu až do maximálního průměru návínu, který je 600 mm. Pružinové vyrovnávací zařízení zabezpečuje stejnou přítlačnou sílu tyče navíječe při jakémkoliv průměru navinovaného úpletu.

4.2 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE

Druh stroje	JENIT velkopřůměrový pletací stroj jednolůžkový 4 dráhový.
-------------	--

Průměr stroje:	762mm(30" angl.)
Počet pracovních systémů:	108 (3x36)
Dělení:	72/100 (18. angl.)
Počet jehel pro dělení 72/100:	4x 432
Počet platin pro dělení 72x100:	1728

Obvodová rychlost závisí na druhu vazby a pracovaného materiálu.

-pro hedvábí a jejich kombinace

se staplovým materiálem:	do 28 ot.min
--------------------------	--------------

-pro staplové materiály	do 25 ot.min
-------------------------	--------------

Pomalý chod:	1 ot.min
--------------	----------

Hmotnost a rozměry stroje

Hmotnost stroje: cca 2310 kg s elektr. rozváděčem a cívečnicí pro 216 cívek

Výška stroje:	2825 mm
---------------	---------

Zastavěná plocha: 4400x4200 mm pro použití cívečnice bez zásobních cívek
4400x4960 mm při použití cívečnice pro 216 cívek.

4.3 POPIS HORNÍHO STOLU STROJE:

Horní stůl stroje je upevněn na základním rámu pomocí šroubů. Kromě tíhy vrchní části (celkem 300 kg včetně kontrolního zařízení a podavačů nitě) působí na horní stůl ještě :

a. Tíha rotující části pletací soustavy a to zahrnuje:

1. nosič válcového lůžka: 117 kg
2. věnec válcového lůžka: 11.8 kg
3. válcové lůžko: 49 kg
4. platinové lůžko: 21.5 kg

tedy celková hmotnost rotující části je zhruba : 199.3 kg

Tato tíha rovnoměrně působí na kuličkovou dráhu horního stolu.

b. Tíha stojící části stroje a to zahrnuje:

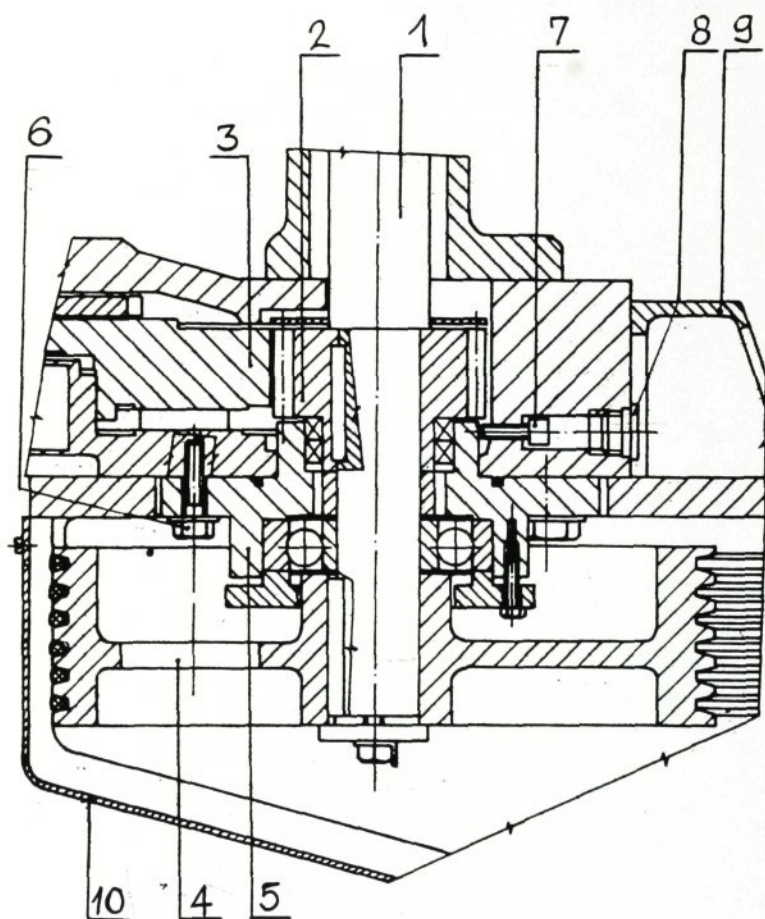
1. nosič válcového zámku: 62 kg
2. 110 systémů (108 + 2): 77 kg
3. nosič platinového zámku: 26 kg
4. platinové desky a zámky: 6.84 kg (38 x 0.18)
5. vodiče nití : 2.4 kg
6. vzpěry pro uchycení nosiče válcového zámku: 10.8 kg

celková hmotnost stojící části je tedy kolem 185 kg a taky rovnoměrně působí na čelní plochu horního stolu po celém obvodě. Kromě těchto sil je třeba si vzít v úvahu i tíhy hřídele a dalších členů s ním spojených např.:

- řemenice hnacího pohonu.
- pastorku, který pohání nosič váhového lůžka.
- ložiska pro uložení hřídele ...atd.

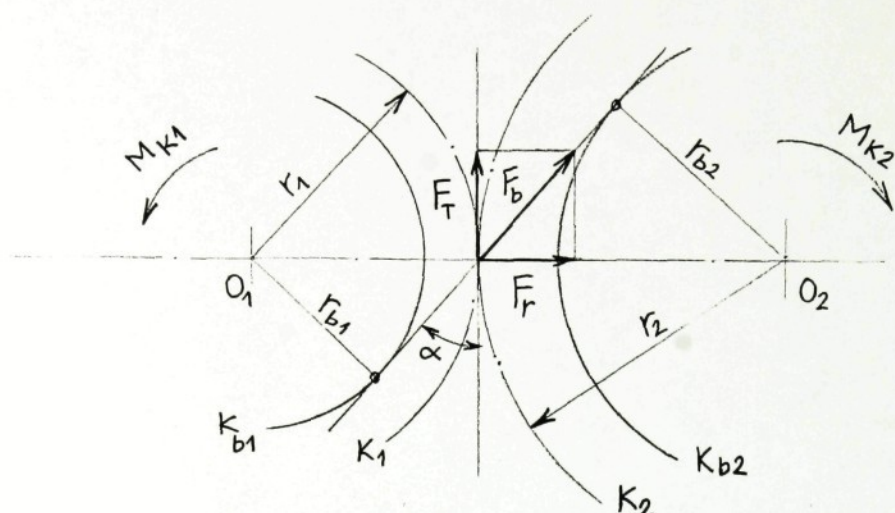
Celý tento celek bude na ně působit v místě pohonu.

HORNÍ STŮL V MÍSTĚ POHONU



obr. 4

4.4 OZUBENÝ PŘEVOD



obr.5

V záběru zubů kol vzniká nejen tečná síla F_T jako hlavní složka rotačního pohybu, ale i radiální síla F_R . Z obr. 5 můžeme odvodit následující vztahy:

$$F_R = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (10)$$

kde síla F_T by v ideálním ozubení bez tření byla:

$$F_T = \frac{M_{k1}}{r_1} = \frac{M_{k2}}{r_2} \quad (11)$$

ale ve skutečnosti, vlivem relativního skluzu profilu a normální přitlačné síly vzniká síla třecí F_t :

$$F_t = \frac{F_T}{\cos \alpha} \cdot f \quad (12)$$

pro $\alpha = 15^\circ$ a pro zuby běžně opracované je koeficient tření $f \approx 0.02$, tedy:

$$F_t \approx 0.02 F_T$$

Vlivem této síly dochází k ztrátě výkonu stroje:

$$M_2 \cdot \omega_2 = M_1 \cdot \omega_1 - P_t \quad (13)$$

$$P_t = M_1 \cdot \omega_1 \cdot f \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{g_a^2 + g_f^2}{2 \cdot g_\alpha \cdot \cos \alpha} \quad (14)$$

kde P_t je výkon tření v ozubení

g_a je náběh pastorku

g_f je výběh pastorku

g_α je dráha záběru

$$g_a = -r_1 \cdot \sin \alpha + \sqrt{r_1^2 \cdot \sin^2 \alpha + m \cdot (m + 2 \cdot r_1)} \quad (15)$$

$$g_f = -r_2 \cdot \sin \alpha + \sqrt{r_2^2 \cdot \sin^2 \alpha + m \cdot (m + 2 \cdot r_2)} \quad (16)$$

$$g_\alpha = g_a + g_f \quad (17)$$

ze vztahů (13), (14) máme:

$$M_2 \cdot \omega_2 = M_1 \cdot \omega_1 \cdot \left[1 - f \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{g_a^2 + g_f^2}{2 \cdot g_\alpha \cdot \cos \alpha} \right] = M_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_o \quad (18)$$

kde η_o označíme jako mechanickou účinnost ozubení, kterou pro dané parametry můžeme přibližně počítat:

$$\eta_o \approx 0.9978 \approx 1$$

tedy jde o skoro ideální ozubení.

Vypočtené hodnoty některých geometrických parametrů ozubeného převodu jsou uvedeny v tabulce 1.

Tab. Geometrické parametry ozubeného převodu:

$Z_1 = 35 \quad Z_2 = 427 \quad \text{vzdálenost os} \quad A = 577.5$		
modul	$m = \frac{2.A}{Z_1+Z_2}$	2.5
převod	$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2}$	12.2
úhel záběru	α	15°
sklon zubů	β	0°
rozt. kružnice kola	$d = m.z_1$	87.5
rozt. kružnice pastorku	$D = m.z_2$	1067.5
otáčka kola	$n_1 = 6.478 \text{ ot./s}$	
otáčka pastorku	$n_2 = 0.5309 \text{ ot./s}$	

tabulka 1.

Maximální výkon stroje při rozběhu je zhruba 8 [kw] a ten se snižuje až na 3 (kw) při ustáleném stavu. Předpokládáme, že přibližně 25⁰/₀ z celkového výkonu stroje je potřeba pro podávání niti a zbývající energie je používána k pohonu ostatních prvků stroje, např. pletací jednotky, nosiče jehelního lůžka, odtahového zařízení a podobně. Za předpokladu, že přenos koutícího momentu z motoru na hlavní hřídel je ideální, tedy při účinnosti kolem 98⁰/₀ (ve skutečnosti to v rozsahu 0.9 ÷ 0.98) dostaneme maximální hodnoty tečné a radiální síly:

$$M_K = \frac{P.\eta}{\omega_1} = \frac{P.\eta}{2.\pi.n_1} \quad (19)$$

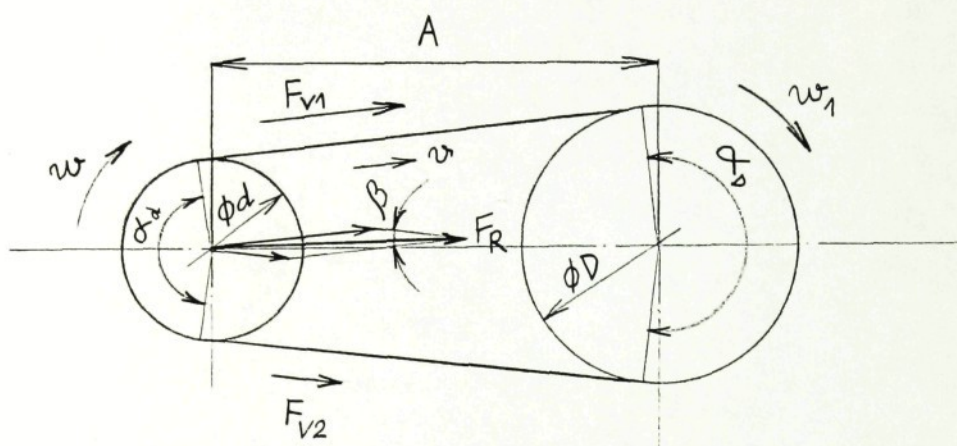
$$F_T = \frac{M_{K1}}{r_l} = \frac{0.75.M_K}{r_l} \quad F_R = F_T.tg \alpha \quad (20)$$

Velikostí momentu, tečné a radiální síly pro různé výkony stroje jsou uvedeny v tabulce 2.

	P = 8 (kw)	P = 3 (kw)	v klidu
M_K (Nm)	192.6	72.2	0
F_T (N)	3302	1238.3	0
F_R (N)	884.8	331.8	0

tabulka 2.

4.5 ŘEMENOVÝ PŘEVOD:



obr. 6

Na výkon řemenového převodu má vliv i teplota. Účinnost řemenového převodu se prakticky pohybuje v rozsahu $(0.96 \div 0.98)$ a to pro převod s automatickým napínacím zařízením, ale v důsledku teploty během provozu dochází k prodloužení řemene a tím ke snížení předpětí a účinnosti převodu. U některého materiálu řemenice η klesá až na 0.90. V našem případě však vliv teploty zanedbáme a uvažujeme tuto účinnost za maximální $\eta = 0.98$

Zatímco v klidu působí v obou větvích řemene stejné předpětí F_0 , budou při přenášení výkonu síly obou větví různé:

$$F_{V1} = F_0 + \frac{1}{2} \cdot F \quad F_{V2} = F_0 - \frac{1}{2} \cdot F \quad (21), (22)$$

kde F je užitečná tažná obvodová síla

$$F = \frac{2.M}{d_p} = \frac{P}{\pi.d_p.n} \quad (23)$$

Z mechaniky je známá Eulerova závislost:

$$F_{V1} = F_{V2} \cdot e^{f \cdot \alpha_d} \quad (24)$$

fkoeficient tření mezi řemenicí a řemenem

α_dúhel opasání na malou řemenici

$$\alpha_d = \pi - \beta = \pi - 2 \cdot \arctg \frac{D_p - d_p}{2.A} \quad (25)$$

Na rozdíl od plochého řemene, u klínového řemene se koeficient tření, vlivem rozkladu sil, bude zvětšuje na redukovanou hodnotu f^* . Z hlediska přenosu kroutího momentu to bude výhodnější, zároveň potřebné předpětí bude menší a tímto pádem i namáhání na ložiska bude menší

$$f^* = \frac{f}{\sin \nu} \approx 3.f \quad \text{pro } \nu = (34^\circ \div 40^\circ) \quad (26)$$

Pro běžně používaný řemen z umělého hedvábí nebo z impregnované pryže se stanovil koeficient tření f přibližně 0.3, z něho vyplývá koeficient tření pro klínový řemen $f^* \approx 0.9$

Ze vztahů (21), (22), (24) lze odvodit obecný vzorec pro potřebné předpětí řemenového soukolí:

$$F_0 = \frac{e^{f \cdot \alpha_d + 1}}{2 \cdot (e^{f \cdot \alpha_d} - 1)} \cdot F \quad (27)$$

Při zadávání zátěžovacích sil na horní stůl pletacího stroje budeme brát v úvahu maximální hodnotu této síly při maximálním výkonu stroje, tj. při $P = 8$ (kw).

Dosažením hodnot do vztahu (27) dostaneme: $F_{0 \max} \approx 775.27 \text{ (N)}$

Výslednou osovou silu na hřídel řemenice potom určíme ze vztahu:

$$F_{\check{R}} = \sqrt{F_{V1}^2 + F_{V2}^2 - 2 \cdot F_{V1} \cdot F_{V2} \cdot \cos \beta} \quad (28)$$

Dosažením vztahů (21),(22) do vztahu (28) a po úpravě dostaneme obecnou závislost mezi výslednou osovou silou řemene $F_{\check{R}}$, předpětím F_0 a obvodovou silou F :

$$F_{\check{R}} = \sqrt{F^2 \cdot \sin^2 \frac{\beta}{2} + 4 \cdot F_0^2 \cdot \cos^2 \frac{\beta}{2}} \approx 2 \cdot F_0 \cdot \cos \frac{\beta}{2} \quad \text{pro malý úhel } \beta \quad (29)$$

Hodnoty geometrických parametrů řemenového soukolí a výsledné osové síly pro různé výkony stroje jsou uvedeny v tabulce 3.

PARAMETRY SOUKOLÍ		
$D_P = 296 \text{ (mm)}, \quad d_P = 70 \text{ (mm)}, \quad A \approx 620 \text{ (mm)}$		
Součinitel měrného skluzu	$\vartheta = 0.01$	
Převod	$i = \frac{D_P}{d_P \cdot (1 - \vartheta)} = 4.27$	
Otáčka hnací řemenice	$n = 1660 \text{ ot./min} \approx 27.67 \text{ ot./s}$	
Otáčka hnané řemenice	$n_1 = 388.6 \text{ ot./min} \approx 0.53 \text{ ot./s}$	
VÝSLEDNÁ OSOVÁ SÍLA		
$P = 8 \text{ (kw)}$	$P = 3 \text{ (kw)}$	klidový stav
1543.3 (N)	1527.3 (N)	1524.6 (N)

tabulka 3.

Na horní části stroje je umístěno podavací ústrojí, které pohání dva ozubené řemeny (viz. obrázek 7). Takové soukolí nevyžaduje předpětí a díky tomu namáhání na ložiska nebude velké. V tažné větvi řemene bude působit obvodová síla, zatímco v odlehčené větvi bude síla skoro nulová.

Výsledná osová síla působící na hřídel je potom určena vztahem:

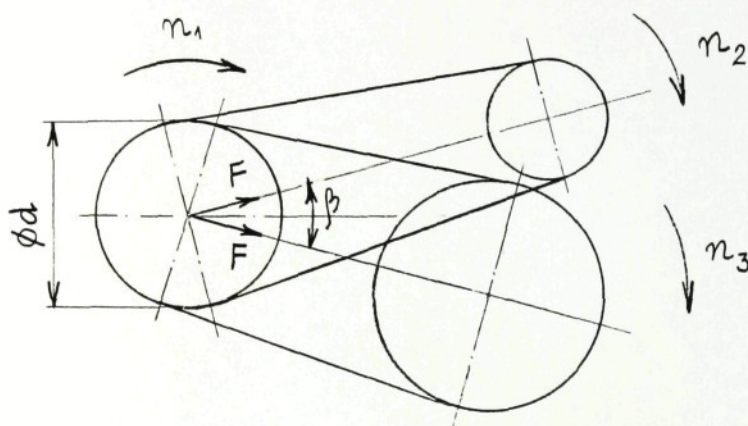
$$F_{\check{R}}^h \approx 2.F. \cos \frac{\beta}{2} = \frac{M_K}{2.d} \cdot \cos \frac{\beta}{2} \approx 4.39 M_K$$

pro úhel $\beta \approx 30^\circ$ a $\varnothing d \approx 110$ (mm)

Velikosti této síly pro různé výkony stroje jsou uvedeny v tabulce 4.

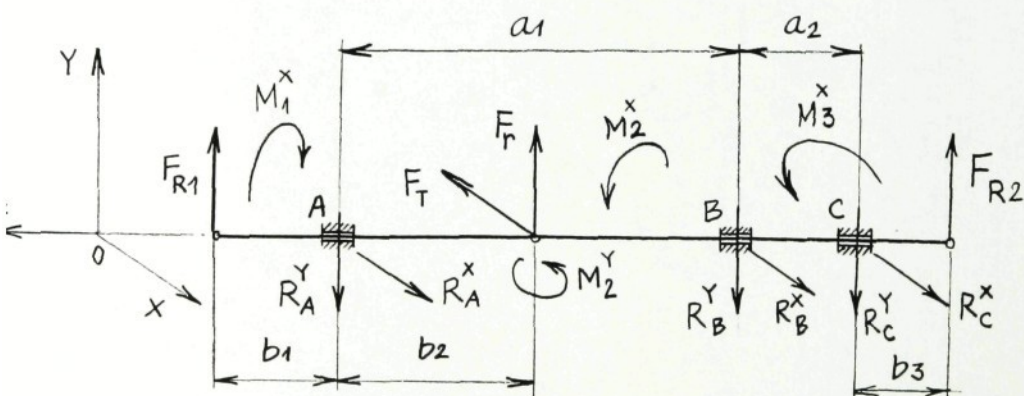
$P = 8$ (kw)	$P = 3$ (kw)	klid
845.5 (N)	317 (N)	0 (N)

tabulka 4.



obr. 7

4.6 ZATÍŽENÍ POHONOVÉHO HŘÍDELE



obr. 8

Z obrázku (8) je vidět, že kromě sil od ozubeného a řemenových převodů působí na hřídel ještě reakce od ložisek.

Významy označení:

- F_R^h, F_R^d osové síly od řemenových převodů.
 F_R, F_T radiální a tečná síla v záběru kol ozubeného převodu.
 F_S^x, F_S^y síla působící na šrouby ve směrech X a Y.
 R_A^x, R_B^x, R_C^x reakce od ložisek ve směru X .
 R_A^y, R_B^y, R_C^y reakce od ložisek ve směru Y.
 M_1^x, M_1^y momenty kolem osy Y a X.

Je zřejmé, že jde o případ staticky neurčitě uloženého hřídelu s jedním stupněm volnosti. Takové příklady lze řešit použitím Mohrovy metody nebo metody třímomentové rovnice. Všeobecně platí :

$$M_{n-1} \cdot l_n + 2 \cdot M_n \cdot (l_n + l_{n+1}) + M_{n+1} \cdot l_{n+1} = -6 \cdot \left(\frac{S_n \cdot t_n}{l_n} + \frac{S_{n+1} \cdot t_{n+1}}{l_{n+1}} - E \cdot J_y \beta_n + E \cdot J_y \beta_{n+1} \right) \quad (30)$$

kde M_n je podporový moment v n- té podpoře nosníku.

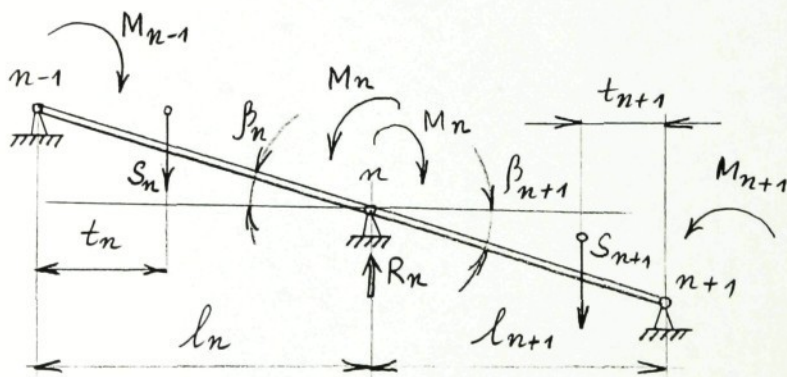
L_n je délka n- tého pole.

S_n je velikost momentové plochy vnějšího zatížení n- tého pole.

t_n je vzdálenost těžiště této plochy od vnější podpory n- tého pole.

β_n je sklon nosníku nalevo od n- té podpory.

β_{n+1} je sklon napravo.



obr. 9

Vyšetřením podporových momentů pak určíme reakce v každé podpoře od těchto momentů i od vnějšího zatížení v jednotlivých polích.

Pro n -tou podporu platí:

$$R_n = R_{n,1} + R_{n,2} \quad (31)$$

kde index 1 platí pro levé pole nosníku

index 2 platí pro pravé pole nosníku

1. ve směru Y:

V našem případě platí:

$$M_1^x = F_R^h \cdot b_1 \quad (32)$$

$$M_3^x = F_R^d \cdot b_3 \quad (33)$$

$$S_1 = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{b_2}{a_1}\right) \cdot F_R \cdot a_1 \cdot b_2 \quad (34)$$

$$t_1 = \frac{1}{3} \cdot (a_1 + b_2) \quad (35)$$

Momentová rovnice potom vypadá takto:

$$M_1^x \cdot a_1 + 2 \cdot M_2^x \cdot (a_1 + b_2) + M_3^x \cdot a_2 = -6 \cdot S_1 \cdot \frac{t_1}{a_1} \quad (36)$$

$$M_2^x = - \frac{M_1^x \cdot a_1 + M_3^x \cdot a_2 + (a_1 + b_2) \cdot \left(1 - \frac{b_2}{a_1}\right) \cdot b_2 \cdot F_R}{2 \cdot (a_1 + b_2)} \quad (37)$$

Z uvedených vztahů lze počítat velikosti jednotlivých reakcí v uložených

ložiscích a to ve směru Y-ové souřadnice:

$$R_A^y = \frac{M_2^x}{a_1} - \frac{M_1^x}{a_1} + F_R^h + F_R \cdot \left(1 - \frac{b_2}{a_1}\right) \quad (38)$$

$$R_C^y = \frac{M_2^x}{a_2} - \frac{M_3^x}{a_2} + F_R^d \quad (39)$$

$$R_B^y = \frac{M_1^x}{a_1} - \frac{M_2^x}{a_1} - \frac{M_2^x}{a_2} + \frac{M_3^x}{a_2} + F_R \cdot \frac{b_2}{a_1} \quad (40)$$

2. ve směru X:

Obdobně můžeme počítat sílové účinky v těchto místech ve směru X-ové souřadnice. Zde na hřídel působí pouze složka tečné síly F_T přenášené od krouticího momentu M_K . To znamená, že momenty M_1^y a M_3^y jsou nulové.

Jednotlivé reakce ložisek v tomto směru potom lze určit dle následujících vztahů:

$$R_A^x = -\frac{M_2^y}{a_1} + F_T \cdot \left(1 - \frac{b_2}{a_1}\right) \quad (41)$$

$$R_C^x = \frac{M_2^y}{a_2} \quad (42)$$

$$R_B^x = -\frac{M_2^y}{a_1} - \frac{M_2^y}{a_2} + F_T \cdot \frac{b_2}{a_1} \quad (43)$$

kde:

$$M^y = -\frac{F_T(a_1 - b_2) \cdot (a_1 + b_2) \cdot b_2}{2 \cdot (a_1 + a_2) \cdot a_1} \quad (44)$$

Tyto rozměry jsem zjistil pužitím výkresu a podnikové dokumentace, popř.

přímým měřením na pletacím stroji. Výpočtené hodnoty těchto reakcí jsou uvedeny v tabulce č.5

	P = 8 (kw)		P = 3 (kw)		klid	
	X	Y	X	Y	X	Y
R _A	15.76	619.55	5.91	231.33	0	-2.18
R _B	5567.19	4641.25	2087.78	2714.54	0	1566.43
R _C	-2280.96	-1987.20	-855.39	-769.77	0	-39.66

tabulka 5

4.7 ZATÍŽENÍ DOLNÍHO STOLU STROJE

Jedna z neméně důležitých částí pletacího stroje je odvíjecí ústrojí, které má za úkol odkládat úplet na zbožový vál. Tato část je upevněna na nosiči rotačně pohyblivém na kuličkové dráze dolního stolu. Za předpokladu, že valivé tření mezi kuličkami a drážkou stolu je malé a zanedbatelné, pak na jeho kuličkovou dráhu bude rovnoměrně zatížit jen tíha odvíjecího ústrojí. Celková hmotnost nosiče a odvíjecích válců bez zbožového válu je zhruba 175 kg. To jsem zjistil měřením jejich geometrických parametrů. Předpokládáme-li, že je odtahová síla při klidovém stavu stroje nulová, bude minimální zatížení dolního stolu při klidovém stavu potom určeno podle vztahu:

$$\delta_{K \min}^d = \frac{g \cdot \sum m_i}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{175 \cdot 9,81}{\pi \cdot (765^2 - 715^2)} = 0.007385 \text{ (Mpa)} \quad (45)$$

a jeho maximální zatížení při provozu:

$$\delta_{K \max}^d = \frac{g \cdot (\sum m_i + m_u) - F_{odt}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = 0.025277 \text{ (Mpa)} \quad (46)$$

kde m_u je maximální hmotnost úpletu.

$$m_u = \frac{\pi \cdot d_{u\max}^2}{4} \cdot l \cdot \rho \approx 475 \text{ (kg)} \quad (47)$$

kde $\varnothing D = 765 \text{ (mm)}$, $\varnothing d = 715 \text{ (mm)}$,
 $\varnothing d_u \approx 600 \text{ (mm)}$, $l \approx 1200 \text{ (mm)}$
 $\rho \approx 1400 \text{ kg/m}^3$ pro většinu chemických textilních vláken

(Pozn. přesnější hodnota závisí na druhu materiálu a na celkové hustotě pleteniny. Tady uvedeme jen přibližnou měrnou hmotnost pleteniny z chemických materiálů. Ve skutečnosti je tato hodnota o hodně menší.)

4.8 ZATÍŽENÍ HORNÍHO STOLU STROJE

Jak bylo uvedeno v kapitole 4.3, na horní stůl stroje působí nejen tíha rotující části a odtahová síla pletenin, která je rovnoměrně rozložená po celém obvodu kuličkové dráhy tíha soustavy zámku a vodiče niti, tíha podavacího ústrojí...atd, ale i jiné síly, které vznikají v průběhu přenosu kroutího momentu od hnacího členu až k jednotlivým pohybujícím prvkům stroje. Mezi nejdůležitějšími zatěžovacími silami jsou předpětí a osová síla řemenového soukolí, které namáhá ložiska a tím i horní stůl, síly radiální a tečné v záběru ozubených kolo, které nejen způsobuje posunutí jehelního válce od kuličkové dráhy, ale vzniklý ohybový moment podstatně způsobuje deformaci horního stolu a soustavy zámku a v důsledku toho dochází ke zvýšení tření v soustavě zámek - jehla - lůžko a nepřesnosti při procesu tvoření oka pleteniny.

Chování těchto vnitřních sil na deformaci a namáhání horního stolu budeme sledovat použitím metody konečných prvků a 3-D modelování na počítači.

4.8.1 ZATÍŽENÍ KULIČKOVÉ DRÁHY STOLU

Za předpokladu, že valivé tření na kuličkové dráze horního stolu je zanedbatelné, pak na tuto plochu vedle tíhy rotující části stroje, která váží zhruba

199.3 (kg) , bude působit jen odtahová síla F_{odt} a síla F_c působící na platiny (viz. kapitola 3.2).

Velikost tohoto rovnoměrného zatížení je určena vztahem:

$$\delta_k^h = \frac{4.(\sum m_i \cdot g + F_{odt} + F_c)}{\pi \cdot (D_k^2 - d_k^2)} \quad (48)$$

kde odtahová síla F_{odt} je nulová pro klidový stav a max. kolem 500 (N) při provozu.

F_c je síla působící na soustavu platin. Je nulový pro klidový stav a kolem 648 (N) při provozu.

D_k a d_k jsou vnější a vnitřní průměr mezikruhové dráhy.

$$\varnothing D_k = 1012 \text{ (mm)}$$

$$\varnothing d_k = 980 \text{ (mm)}$$

z toho dostaneme:

$$\delta_{kmin}^h = 0.03906 \text{ (Mpa)}$$

$$\delta_{kmax}^h = 0.06206 \text{ (Mpa)}$$

Z obrázku 2 je vidět, že velkou roli na deformaci kuličkové dráhy stolu hrají síly F_R a F_T od ozubeného převodu. Radiální síla F_R nejen způsobí posunutí nosiče jehelního lůžka v radiálním směru, ale taky způsobuje ohybový moment, který nepřímo, ale podstatně deformuje kuličkovou dráhu. Účinky této síly jsou nahrazeny silovou dvojicí F_{R1} , F_{R2} . (viz. obr. 10)

$$F_{R1} = F_{R2} = \frac{F_R \cdot h}{D_s} \quad (49)$$

Při modelování na počítači v programu ALGOR můžeme každou z těchto sil zadat jako osamělou sílu v jednom nebo v několika nodech drátového modelu, anebo jako rovnoměrné zatížení na celou plochu příslušného elementu na této dráze.

Pro druhý případ lze počítat velikosti jednotlivých napětí dle následujících vztahů:

$$\delta'_1 = \frac{F_{R1}}{S_1} \quad \delta'_2 = \frac{F_{R2}}{S_2} \quad (50)$$

$$\delta_3 = \frac{F_R}{2.S_3} \quad \delta_4 = \frac{F_R}{2.S_4} \quad (51)$$

kde $h = 28 \text{ (mm)}$

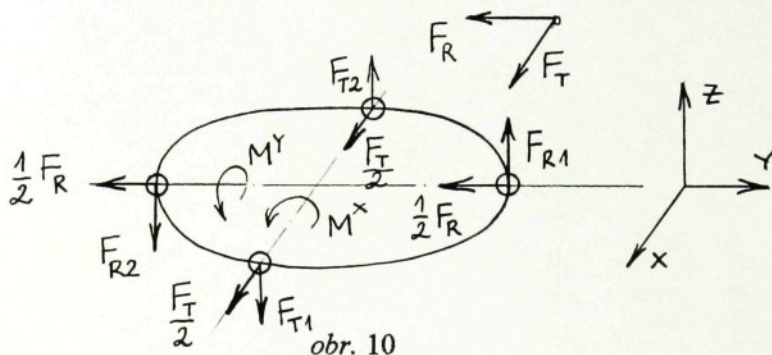
$D_S = 996 \text{ (mm)}$

$S_1 = 3209.7 \text{ (mm}^2\text{)}$

$S_2 = 4404.3 \text{ (mm}^2\text{)}$

$S_3 = 1184.3 \text{ (mm}^2\text{)}$

$S_4 = 1678 \text{ (mm}^2\text{)}$



Stejným způsobem účinky tečné síly F_T budeme taky nahradit silovou dvojicí F_{T1} a F_{T2} , kde:

$$F_{T1} = F_{T2} = \frac{F_T \cdot h}{D_S} \quad (52)$$

$$\delta'_5 = \frac{F_{T1}}{S_5} \quad \delta'_6 = \frac{F_{T2}}{S_6} \quad (53), (54)$$

$$\delta_7 = \frac{F_T}{2.S_7} \quad \delta_8 = \frac{F_T}{2.S_8} \quad (55), (56)$$

kde

$$S_5 = S_6 = 4227.7 \text{ (mm}^2\text{)}, S_7 = 1559.9 \text{ (mm}^2\text{)}, S_8 = 1610.8 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Celková velikost jednotlivého napětí v těchto místech jsou potom určeny jako součet všech jejich dílčích složek napětí, tedy:

$$1, \text{ v poloze } 1: \quad \delta_1 = \delta_k^h - \delta'_1 \quad (57)$$

$$2, \text{ v poloze } 2: \quad \delta_2 = \delta_k^h + \delta'_2 \quad (58)$$

$$5, \text{ v poloze } 5: \quad \delta_5 = \delta_k^h - \delta'_5 \quad (59)$$

$$6, \text{ v poloze } 6: \quad \delta_6 = \delta_k^h + \delta'_6 \quad (60)$$

kde δ_k^h je trvalé napětí kuličkové dráhy horního stolu (viz. kapitola 4.8.1)

Výsledky jsou uvedeny v tabulce 6.

	P = 8 (kw)	P = 3 (kw)	Klidový stav
δ_1 (Mpa)	0.0542	0.0591	0.039
δ_2 (Mpa)	0.0676	0.0641	0.039
δ_3 (Mpa)	0.3736	0.1400	0
δ_4 (Mpa)	0.2636	0.0988	0
δ_5 (Mpa)	0.0400	0.0538	0.039
δ_6 (Mpa)	0.0839	0.0702	0.039
δ_7 (Mpa)	1.0584	0.3969	0
δ_8 (Mpa)	1.0249	0.3843	0

tab. 6

Na rozdíl od předchozího případu tato tečná síla musí překonat všechny odporové vlivy, např. valivé tření mezi rotujícím celkem stroje a horním a zřejmě i dolním stolem na kuličkových dráhách, nebo smykové tření mezi jehlami a drážkami zámkového a jehelního válceatd. Kromě toho musí být tak velká, aby překonala všechny dynamické účinky, které bývají dosti velké zejména při rozběhu stroje. Označíme-li t_R jako dobu rozběhu stroje, pak lze potom formulovat energetické bilance stroje dle všeobecného vztahu:

$$W = P \cdot t_R = M_k \cdot \omega \cdot t_R = \frac{1}{2} \cdot \left(\sum m_i \cdot v_i^2 + \sum J_j \cdot \omega_j^2 \right) + W_Z \quad (61)$$

kde m_i označí hmotnost i - tého prvku s posuvným pohybem (kg)

v_i je jeho rychlost (m/s)

J_j je moment setrvačnosti j - tého prvku s rotačním pohybem ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

ω_j je jeho úhlová rychlost (s^{-2})

W je celková energie stroje předána motorem (J)

W_Z je ztrátová energie (J)

Po rozběhu stroje, kdy všechny jeho pohybující prvky mají ustálené zrychlení (úhlové nebo přímočaré), se celkový výkon stroje snižuje až do ustálené hodnoty potřebné k překonání všech odporů..

V kapitole 3.2 jsme už něco zmínili o silových poměrech v soustavě lůžko - jehla - zámek a měli jsme na závěr, že při provozu působí na kuličkovou dráhu síla od soustavy platin (směr dolů) a zároveň na soustavu zámků působí síla stejné velikosti v opačném směru. Kromě toho je zřejmé, že krouticí moment přenesený od nosiče jehelního válce bude přes soustavu zámků uchycen ve šroubech umístěných na obvodě stolu. (nosič válce zámků je upevněn na horním stole v těchto šroubech).

Označíme-li F_t^h jako třecí síla mezi kuličkou a drážkou horního stolu

F_t^d jako třecí síla mezi kuličkou a drážkou dolního stolu

s^h je počet kuliček v horním kuličkové dráze stroje

s^d je počet kuliček v dolní kuličkové dráze stroje

M_Z je celkový moment přenesený na nosič zámku

pak rovnici rovnováhy krouticího momentu na rotující celek stroje lze vyjádřit vztahem :

$$F_T \cdot \frac{D_2}{2} = s^h \cdot F_t^h \cdot \frac{D_s}{2} + s^d \cdot F_t^d \cdot \frac{d_s}{2} + M_Z \quad (62)$$

protože valivé tření mezi kuličkami a drážkami stolů je mnohem menší než smykové tření a síly působené v soustavě lůžko - jehla - zámek, lze vliv těchto sil zanedbat. Z toho plyne:

$$F_T \cdot \frac{D_2}{2} = M_Z = s \cdot F_Z \cdot D_Z \quad (63)$$

kde s je počet šroubů spojených nosiče zámku se stolem

$$F_Z = \frac{F_T \cdot D_2}{2 \cdot s \cdot D_Z} \quad (64)$$

pro $s=12$ $D_2 = 1067.5 \text{ (mm)}$ $D_Z = 1106 \text{ (mm)}$ máme:

- při $P=8 \text{ (kw)}$ $F_T = 3302 \text{ (N)}$ $F_Z = 132.794 \text{ (N)}$

- při $P=3 \text{ (kw)}$ $F_T = 1238.3 \text{ (N)}$ $F_Z = 49.798 \text{ (N)}$

4.8.2 ROVNOMĚRNÉ ZATÍŽENÍ OD STOJÍCÍ ČÁSTI

Jak uvedeno v kapitole 4.1 tato část zahrnující nosič zámkového válce, nosič platinového válce, zámky, platiny a vodiče niti s celkovou hmotností kolem 185 (kg) rovnoměrně působí na stůl v celém jeho obvodu. Velikost tohoto zatížení na celou dotykovou plochu je určena vztahem:

$$\delta_{st.} = \frac{4 \cdot (g \cdot \sum m_i - F_C)}{\pi \cdot (D_{st}^2 - d_{st}^2)} \quad (65)$$

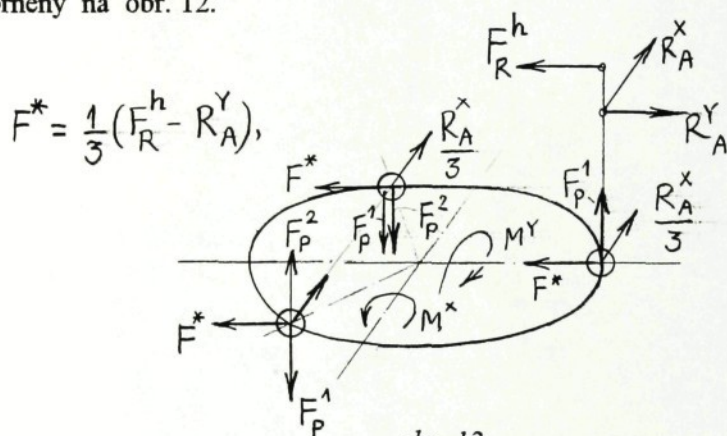
kde F_R je nulový pro klidový stav a kolem 648 (N) při provozu.
(viz. kapitola 3.2).

Pro $\varnothing D_{st} = 1131 \text{ (mm)}$, $\varnothing d_{st} = 1082 \text{ (mm)}$ dostaneme:

$$\delta_{st \max} = 0.0213 \text{ (Mpa)} \quad \delta_{st \min} = 0.0137 \text{ (Mpa)}$$

4.8.3 ZATÍŽENÍ OD VRCHNÍ ČÁSTI STROJE:

V kapitole 4.3 jsme už zmínili o zatížení této části stroje na deformaci horního stlou. Kromě rovnoměrného zatížení od tíhy podavacího ústrojí, vlivem osové síly řemenového soukolí a reakce v ložisku, bude horní stůl zatížen ještě posouvajícími silami a ohybovými momenty. Účinky těchto sil a momentů jsou znázorněny na obr. 12.



obr. 12

Celkové hodnoty jednotlivého napětí v těchto místech jsou následující:

$$1, \text{ v poloze 9: } \delta_9 = \delta_P + \left(\frac{1}{2} \cdot F_P^1 + F_P^2 \right) \cdot \frac{1}{S_9} \quad (66)$$

$$2, \text{ v poloze 10: } \delta_{10} = \delta_P + \left(\frac{1}{2} \cdot F_P^1 - F_P^2 \right) \cdot \frac{1}{S_{10}} \quad (67)$$

$$3, \text{ v poloze 11: } \delta_{11} = \delta_P - F_P^1 \cdot \frac{1}{S_{11}} \quad (68)$$

kde δ_P je trvalé rovnoměrné napětí od tíhy vrchní části na tyto plochy.

$$\delta_P = \frac{g \cdot \sum m_i}{3 \cdot S} \quad (69)$$

$$F_P^1 = \frac{M^X}{r \cdot (1 + \cos 60^\circ)} = \frac{R_A^Y \cdot h_1 - F_R^h \cdot h_2}{1,5 \cdot r} \quad (70)$$

$$F_P^2 = \frac{M^Y}{2 \cdot r \cdot \sin 60^\circ} = \frac{R_A^X \cdot h_1}{1,732 \cdot r} \quad (71)$$

dosažením $h_1 = 750 \text{ (mm)} \quad h_2 = 900 \text{ (mm)} \quad r = 596.25 \text{ (mm)}$

$$S_9 = S_{10} = S_{11} = S = 9984 \text{ (mm}^2\text{)}$$

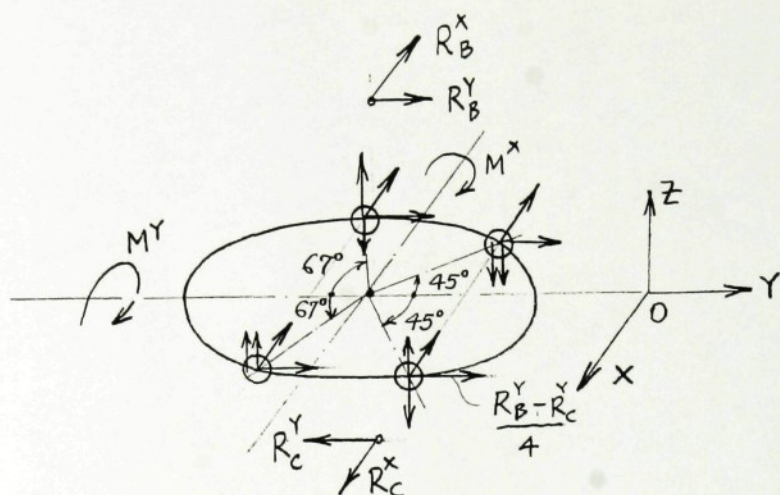
dostaneme velikosti těchto napětí v tabulce 7.

	P = 8 (kw)	P = 3 (kw)	klid
$\delta_9 \text{ (Mpa)}$	0.1160	0.1049	0.0983
$\delta_{10} \text{ (Mpa)}$	0.1137	0.1040	0.0983
$\delta_{11} \text{ (Mpa)}$	0.0650	0.0857	0.0980

tabulka 7

4.8.4 ZATÍŽENÍ OD REAKCÍ LOŽISEK:

Z schématu působících sil na horní stůl (obr. 2) je vidět, že vliv reakcí v těch spodních ložiscích bude zachycen ve šroubech umístěných ve spodní straně horního stolu, kde je pohonový hřídel. Stejným způsobem budeme nahradit účinky těchto sil silovou dvojicí F_{S1}, F_{S2} (viz. obrázek 13.a).



obr. 13

Rovnice rovnováhy momentů kolem osy X a Y jsou následující:

$$1, \quad M^X - R_B^Y \cdot c_1 + R_C^Y \cdot c_2 = 0 \quad (72)$$

$$2, \quad M^Y - R_B^X \cdot c_1 + R_C^X \cdot c_2 = 0 \quad (73)$$

z toho vyplývají :

$$M^X = R_B^Y \cdot c_1 - R_C^Y \cdot c_2 \quad M^Y = R_B^X \cdot c_1 - R_C^X \cdot c_2 \quad (74), (75)$$

$$F_{S1} = \frac{M^X}{R \cdot (\cos 45^\circ + \cos 67^\circ)} \quad F_{S2} = \frac{M^Y}{2 \cdot R \cdot \sin 67^\circ} \quad (76), (77)$$

kde $R=80$ (mm).

Při zadávání zátěžovacích sil na horní stůl můžeme tyto síly považovat za osamělé síly umístěné na přesných polohách, ale kvůli určitému problému při tvoření síti v modelu jsem tyto síly nahradil ekvivalentními napětími na tři plochy. (viz. obrázek 13.b).

Velikost jednotlivých napětí jsou určeny následujícími vztahy:

$$1, \text{ v poloze 12: } \delta_{12} = \delta_{h12} + \left(F_2 - \frac{1}{2} \cdot F_1 \right). \quad (78)$$

$$2, \text{ v poloze } 13: \quad \delta_{13} = \delta_{h13} - \left(F_2 + \frac{1}{2} \cdot F_1 \right). \quad (79)$$

$$3, \text{ v poloze } 14: \quad \delta_{14} = \delta_{h14} + \frac{F_1}{S_{14}} \quad (80)$$

kde δ_{h12} , δ_{h13} , δ_{h14} jsou statická zatížení od tíhy pohonového hřídele a ostatních prvků k němu spojených (pastorek, řemenice, ložiska ...atd). Odhadová hmotnost tohoto celku je zhruba 15 (kg).

$$S_{h12} = S_{h13} = 666.65 \text{ (mm}^2\text{)}, \quad S_{h14} = 3343 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$\delta_{h12} = \delta_{h13} = \frac{\sum m_i}{3 \cdot S_{12}} \approx 0.0736 \text{ (Mpa)}, \quad \delta_{h14} = \frac{\sum m_i}{3 \cdot S_{14}} \approx 0.0147 \text{ (Mpa)}$$

5. NÁVRH VÝPOČTOVÉHO MODELU

5.1 MODELOVÁNÍ V PROGRAMU ALGOR

Pro vlastní analýzu deformací horního stolu pletacího stroje je třeba vytvořit geometrický model horního stolu ve třírozměrovém prostoru. Tento model jsem vytvořil přímo v programu ALGOR.

Z hlediska geometrie se dá říct, že geometrický model stolu je symetrický a rovněž zatížení v klidovém stavu stroje pouze tíhovými silami je symetrické vzhledem k rovině symetrie. Pak lze tvořit jeho model pro polovinu tělesa a provádět výpočet statické deformace a namáhání. Při provozu je však působení sil na stole nesymetrické, jak vyplývá z teoretické analýzy těchto sil v předcházejících kapitolách. Kromě toho je zřejmé, že na celkovou deformaci horního stolu má velký vliv i dolní stůl, vzpěrový stojan stroje. Tyto části jsou spojeny v jeden celek a mají za úkol zajistit dostatečnou tuhost rámu stroje. Z těchto důvodů byl vytvořen celý model stolu včetně podstavce, jednotlivých žebířů a držáku motoru na vzpěře pohonu.

Při tvorbě modelu jsem se řídil pravidlem vytvářet hustější síť tam, kde jsem předpokládal větší gradient napětí např. v kuličkové dráze stolu nebo v místech napojení jednotlivých vzpěr ke stolům. Kromě toho je nutné zadat pro model okrajové podmínky, které by odpovídaly co nejvíce skutečnosti, tj. posunutí po pružné podlaze je zabráněno, takže jsem zvolil pružné elementy mezi vzpěry stroje a podlahou s vysokou tuhostí ($k = 1.E+10 \text{ N/m}$), aby bylo možné určit reakce.

Návrhovaný model horního stolu a celého stroje je znázorněn na obr. číslo (14) a (15). Po vytvoření modelu jsem zadal zatěžovací síly na stole pro tři různé zatěžovací stavy stroje:

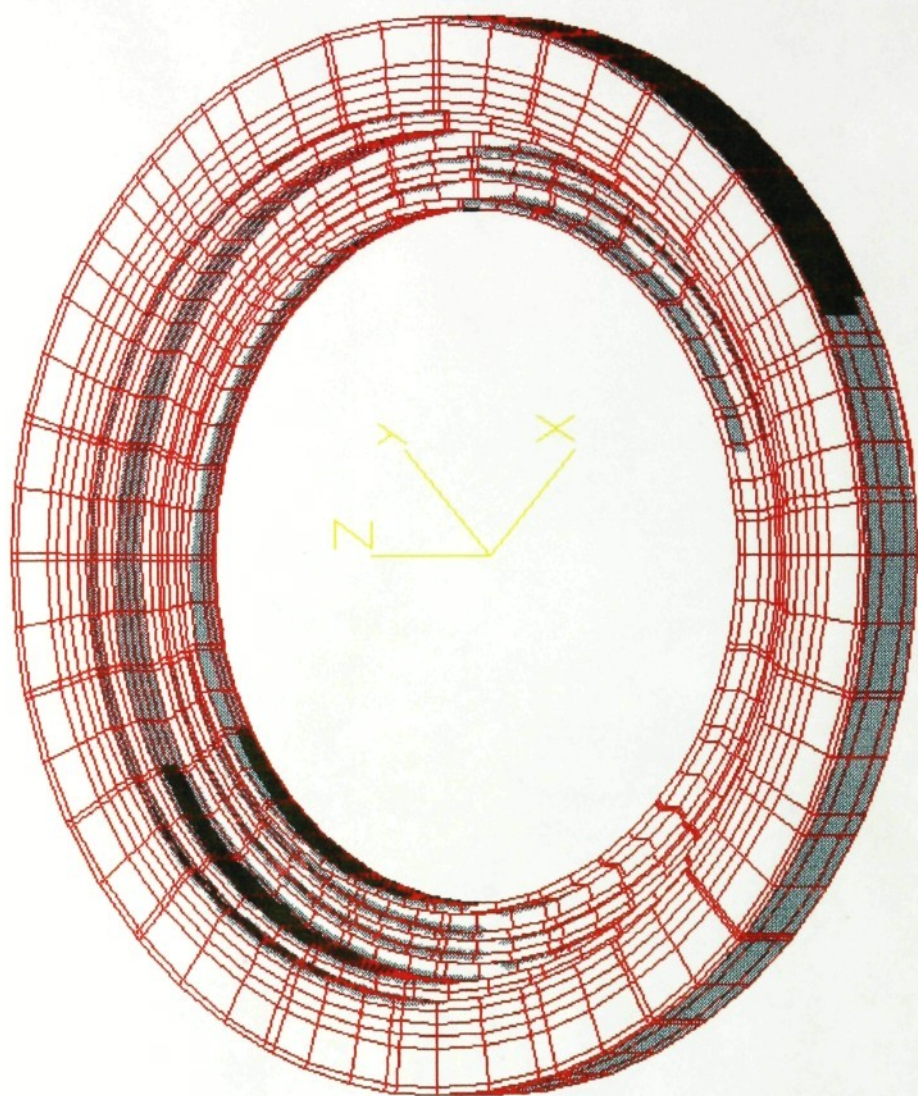
1, Klidový stav, kdy stůl je zatížen pouze tíhovými silami a předpětím od řemenového převodu. Neuvažujeme však vliv odtahové síly a hmotnosti zboží válu.

2, Zatěžovací stav při rozběhu stroje, kdy max. výkon stroje dosahuje 8 kw.

Uvažujeme max. odtahovou sílu a max. hmotnost zbožíového válu .

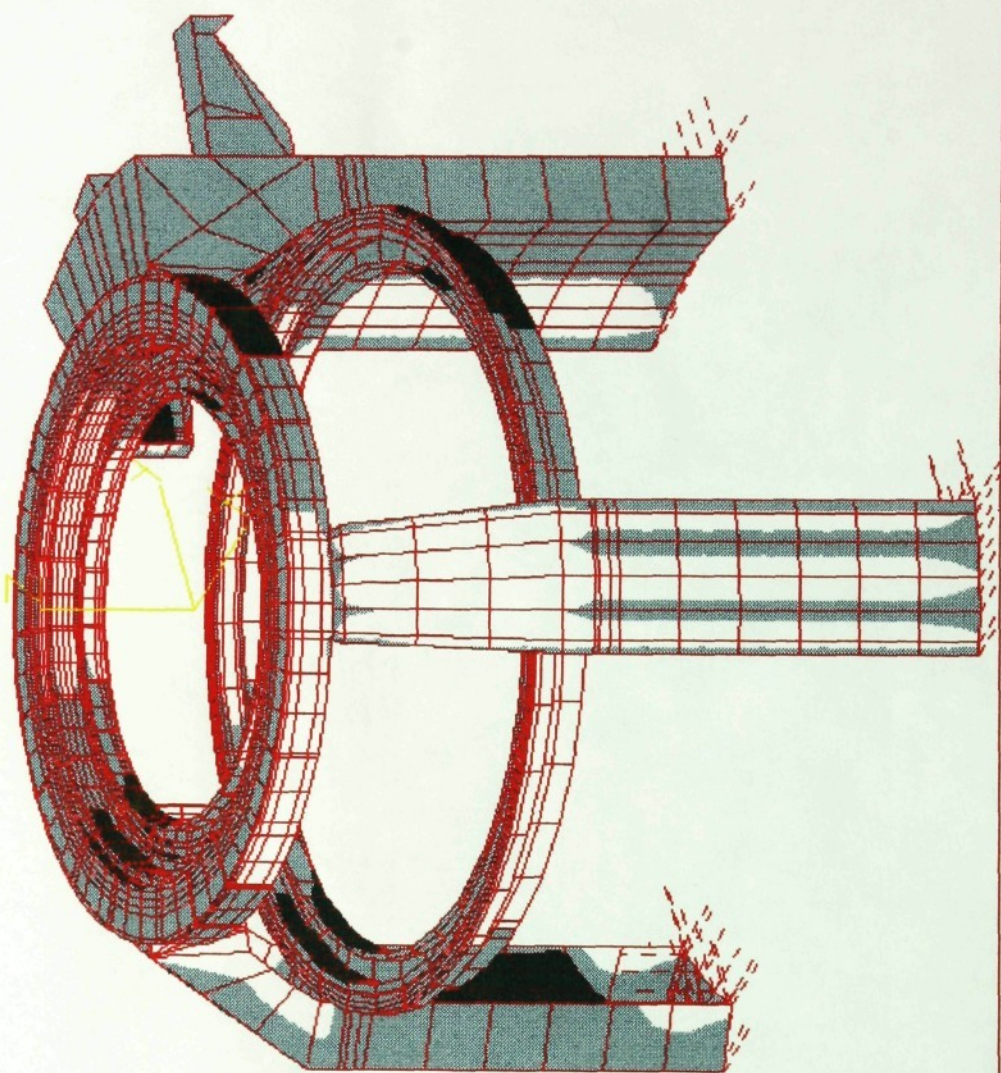
3, Ustálený stav stroje, kdy výkon stroje je přibližně až do 3 kw. Uvažujeme max. odtahovou sílu a max. hmotnost zbožíového válu.

MODEL HORNIHO STOLU PLETACIHO STROJE



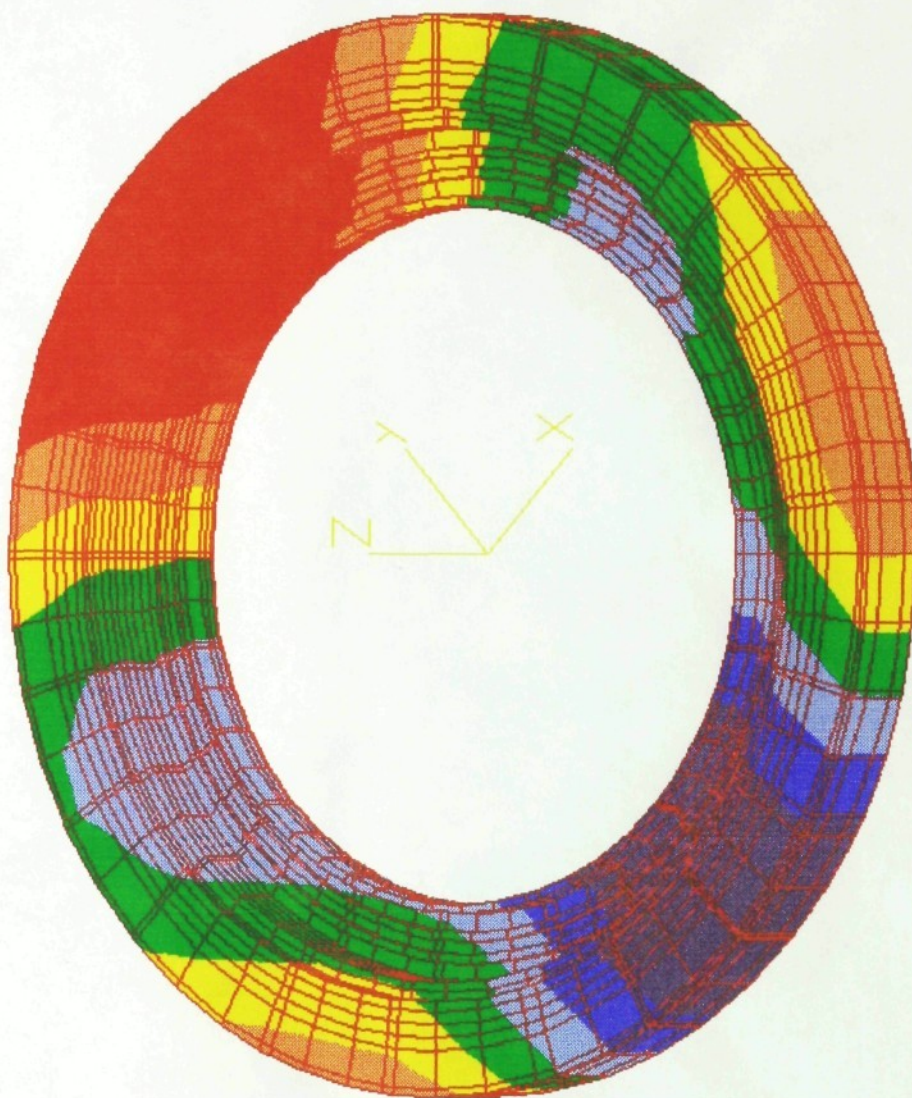
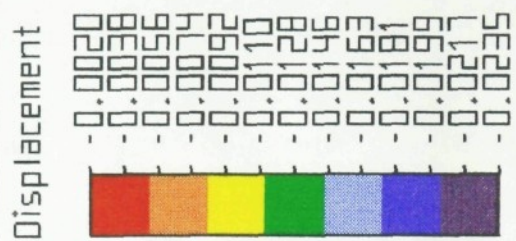
obr. 14

MODEL PLETACIHO STROJE JENIT



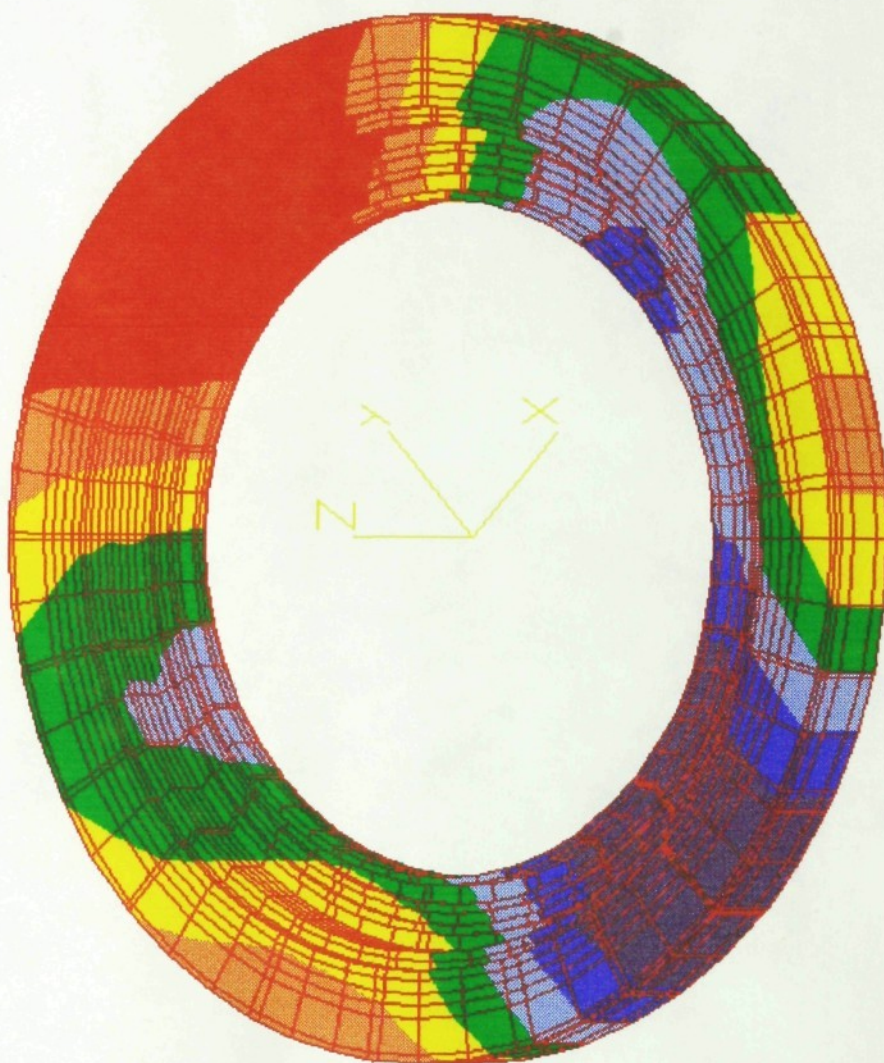
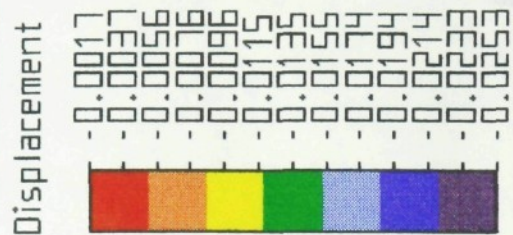
obr. 15

AXIALNÍ DEFORMACE STOLU (mm) - zatížení pouze tíhovými silami



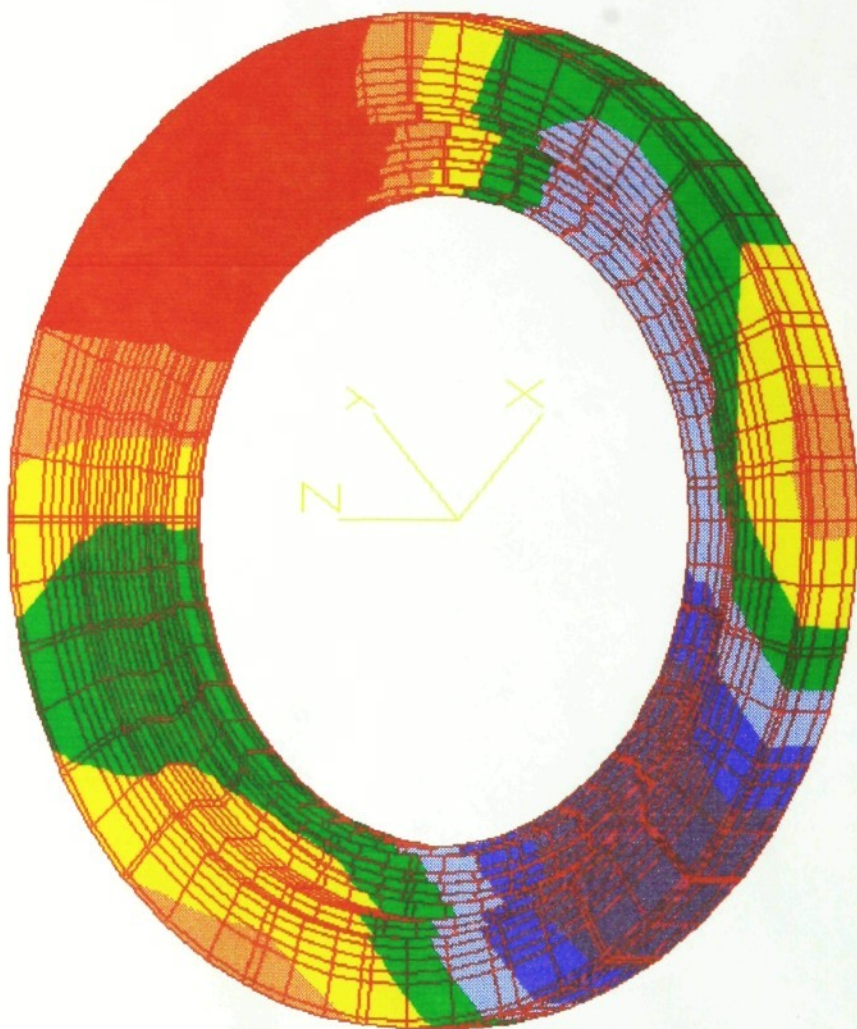
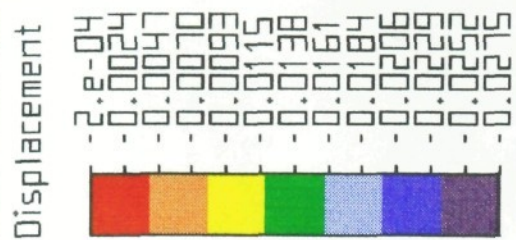
obr. 16 - stávající model

AXIALNI DEFORMACE STOLU (mm) - zatizení při ustáleném stavu



obr. 17 - stávající model

AXIALNI DEFORMACE STOLU (mm) - zatizení při rozbehu stroje



obr. 18 - stávající model

5.2 Program MAXDEF

Program ALGOR nám umožňuje sledovat průběh deformací celého modelu v jednotlivých směrech souřadného systému X, Y, Z. Program ALGOR ^{však} neumožňuje přesně určit průběh radiální deformace (v rovině XY).

Tuto nevýhodu lze vyřešit použitím programu MAXDEF, který jsem vytvořil v jazyku Pascal. Popis programu MAXDEF je v příloze čísl. 3.

Kromě možnosti zjištění deformace jednotlivých úzlů modelu můžeme určit max. axiální a radiální deformace libovolné části modelu při zadání rozsahu příslušných nodů drátového modelu. Dále pomocí programu je možné určit všechny úzly modelu s deformací větší než je zadaná hodnota.

Výsledky max. axiální a radiální deformace stolu při jeho různých výkonech na stávajícím modelu jsou uvedeny v tabulce 8.

	P = 8 [kw]	P = 3 [kw]	klid
max. axiální deformace [mm]	0.0275	0.0253	0.0235
max. radiální deformace [mm]	0.0158	0.0130	0.0077

tabulka 8

Z těchto výsledků a grafických zobrazení na obr. č. 16, 17, 18 je vidět, že většina axiálních deformací stolu je v zaporném směru souřadné osy Z. Max. axiální deformace se vyskytuje převážně v oblasti mezi vzpěrami mazání a ofukování, kde je zřetelná tmavěfiálová barva, zatímco max. radiální deformace stolu se vyskytuje v okolí vzpěry pohonu. Tyto výsledky jsou poměrně malé a odpovídají dovoleným uchýlkám pro hazení válcového lůžka, tj. 0.05 [mm] v radiálním směru a 0.03 [mm] ve směru axiálním.

5.3 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY HORNÍHO STOLU

Vzhledem k větším deformacím stolu v axiálním směru, je třeba provést vhodné konstrukční úpravy, které by umožnily tyto axiální deformace snížit.

K zajištění tohoto cíle jsem navrhl několik variant vyztužení tělesa horního stolu a to buď změnou stávajících nebo přidáním nových žebër. Hlavní změny pro jednotlivé varianty jsou následující:

1, v první variantě jsem změnil všechna žebra stávajícího modelu, která mají trojúhelníkový tvar (s tloušťkou zhruba 10 [mm]), na žebra obdélníkového tvaru s tloušťkou 30 [mm] a zvětšil jsem tloušťku krajního věnce stolu o 5 [mm]. (viz. obr. 19).

2, ve druhé variantě jsem ponechal původní žebra a v dolní části horního stolu, mezi jednotlivými vzpěry stojanu jsem přidal dvě nová žebra (tloušťka 15 [mm], výška 15 [mm]). (viz. obr. 20)

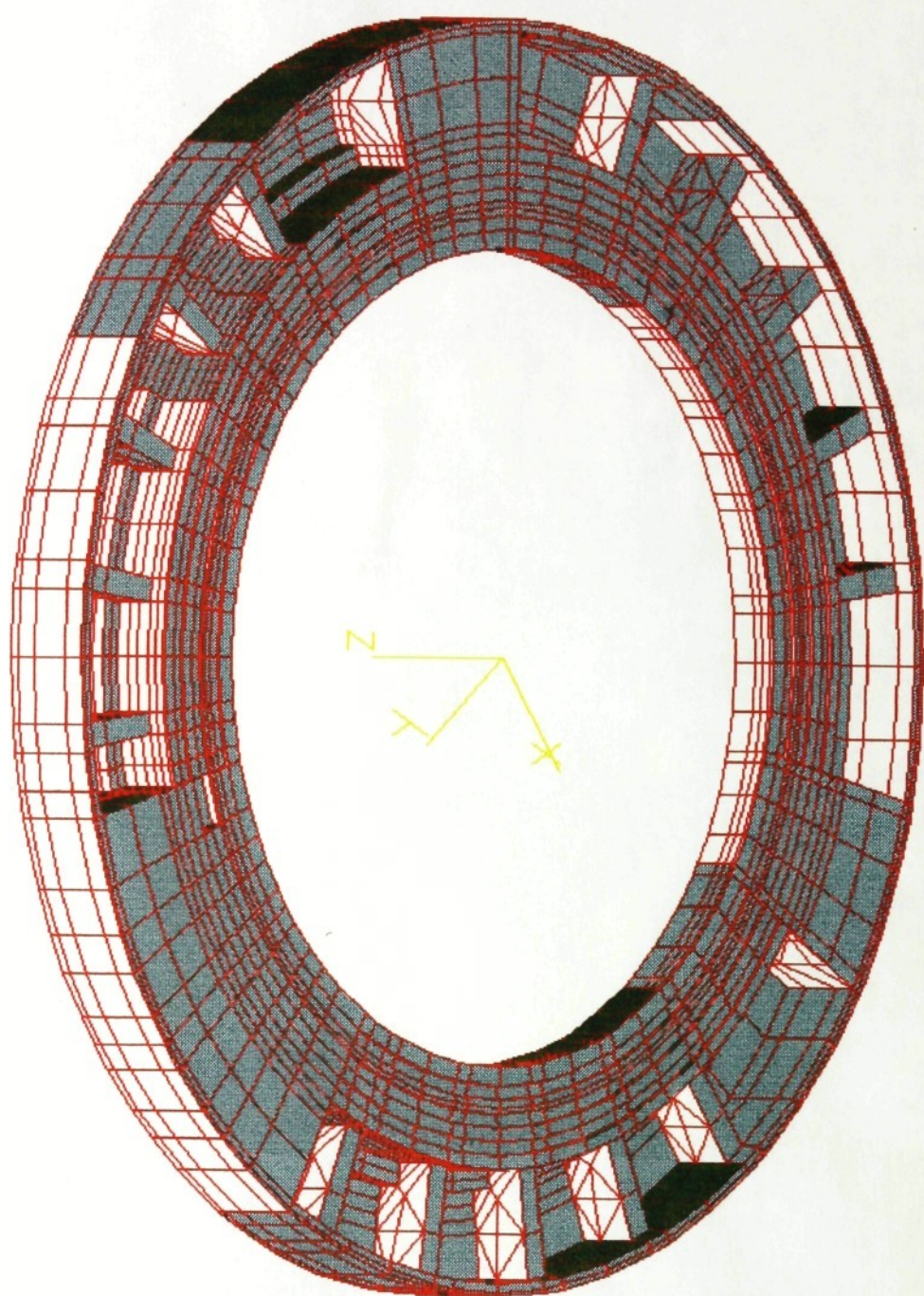
3, ve třetí variantě jsem vzal jako výchozí model stolu podle výkresu čísl. 20 - 01.4780 (viz. obr. 21) a zároveň jsem změnil všechna žebra modelu stolu na obdélníkový tvar. Podrobnější výkresy jsou v příloze čísl.1.

4, V čtvrté variantě je navrhována změna všech stávajících žebër novými šikmými žebry proti směru otáčení jehelního válce. (výpočet pro tuto variantu nebyl prováděn).

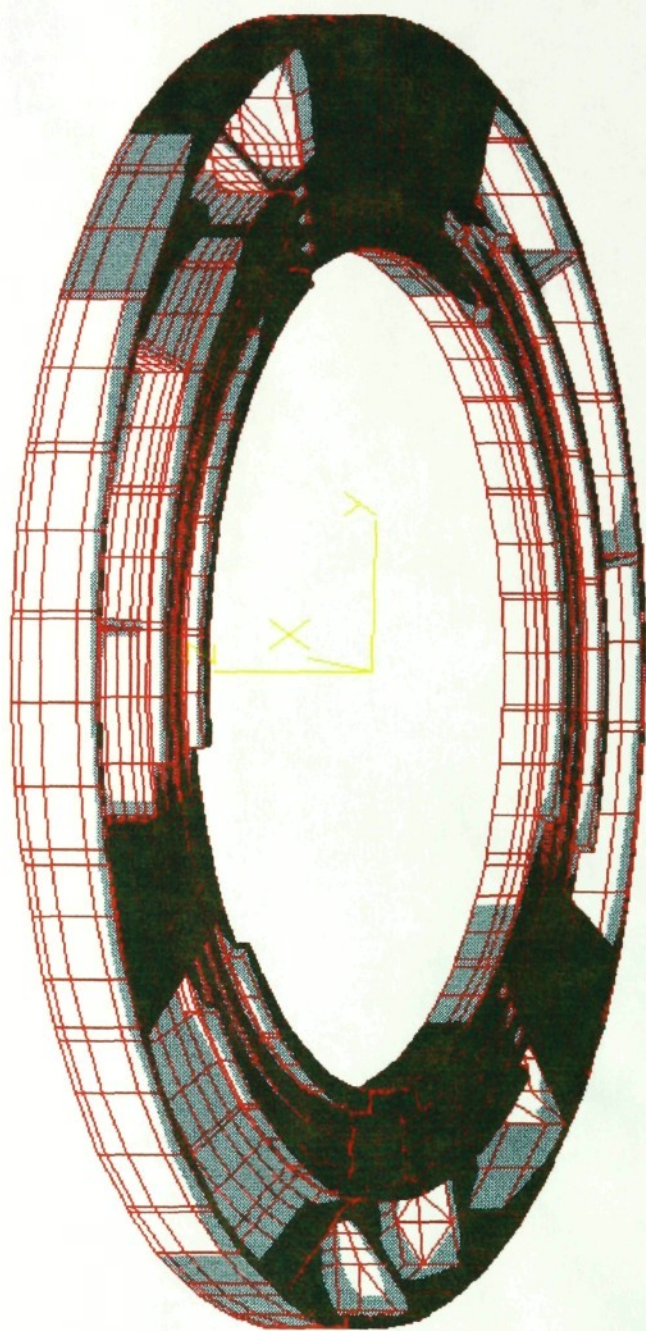
Tyto konstrukční změny jsem namodeloval na model horního stolu a provedl jsem příslušné výpočty při stejných okrajových podmínkách a stejném zatížení.

Vzhledem k tomu, že max. axiální a radiální deformace stolu se vyskytují při rozběhu stroje, proto jsem v dalších výpočtech uvažoval pouze zátěžovací síly pro případ maximálního výkonu stroje $P = 8$ [kw].

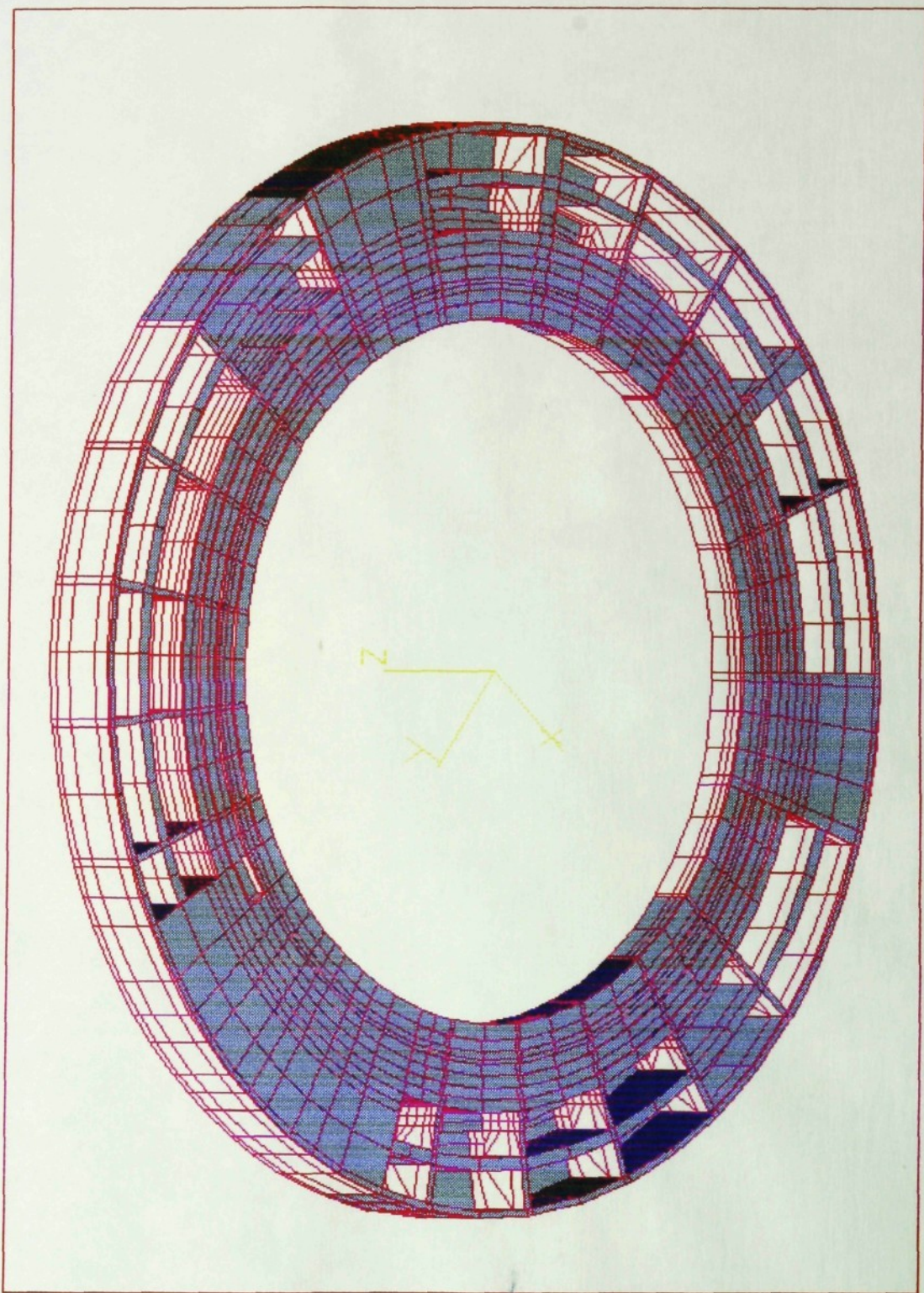
Na obrázcích č. 22, 23, 24 jsou znázorněny deformované modely stolu pro jednotlivé varianty.



obr. 19 - var.1

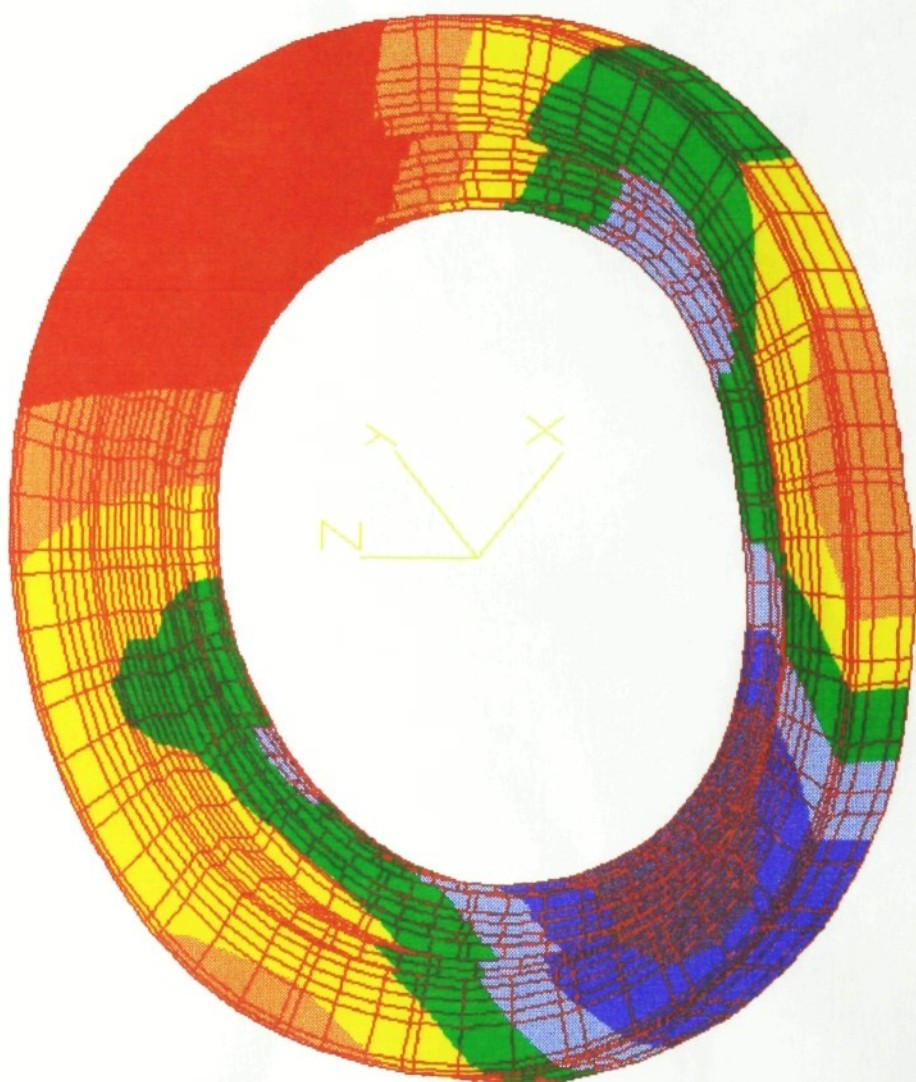
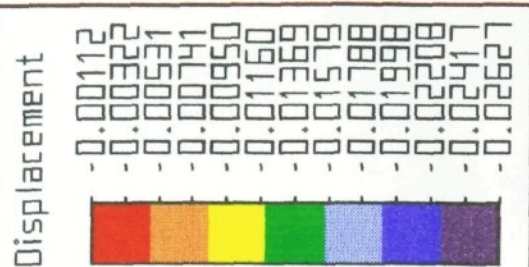


obr. 20 - var.2



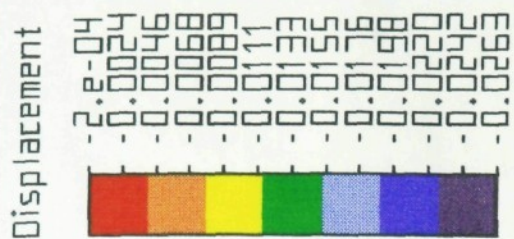
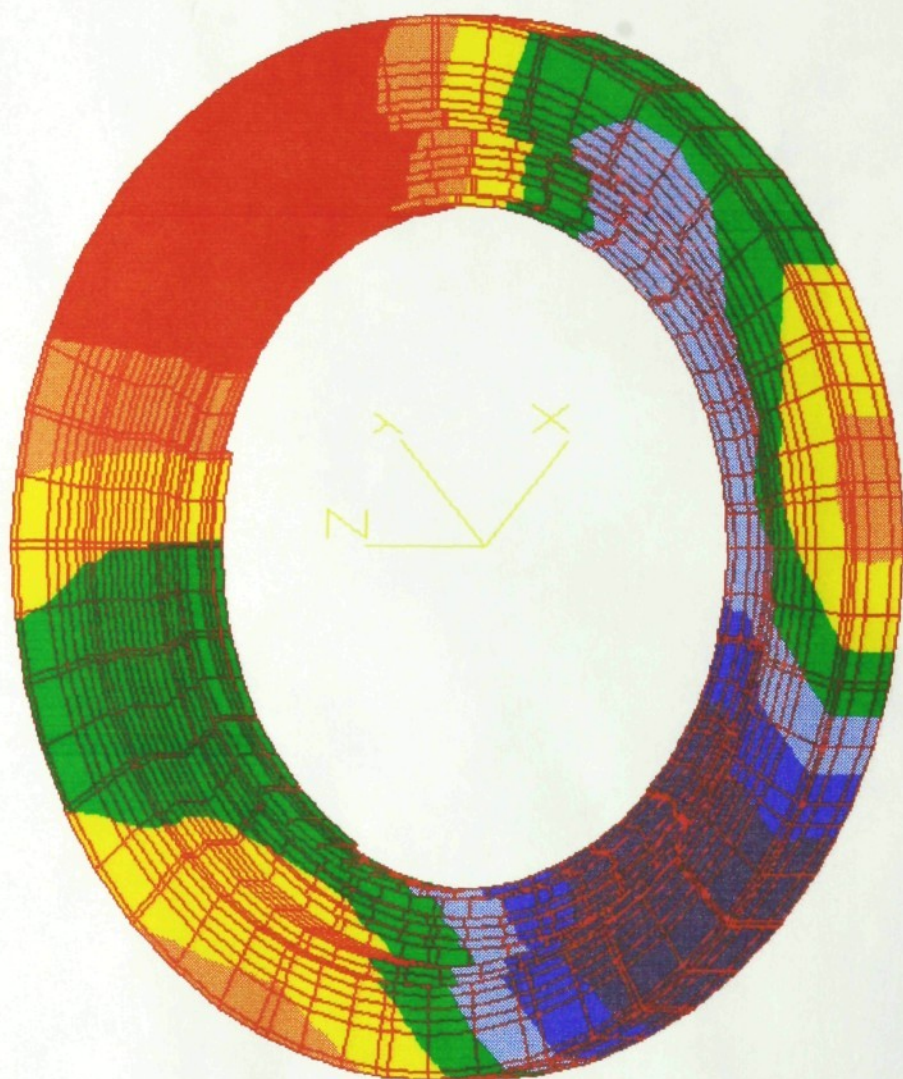
obr. 21 - var.3

AXIALNI DEFORMACE STOLU (mm) - pri razbehu stroje



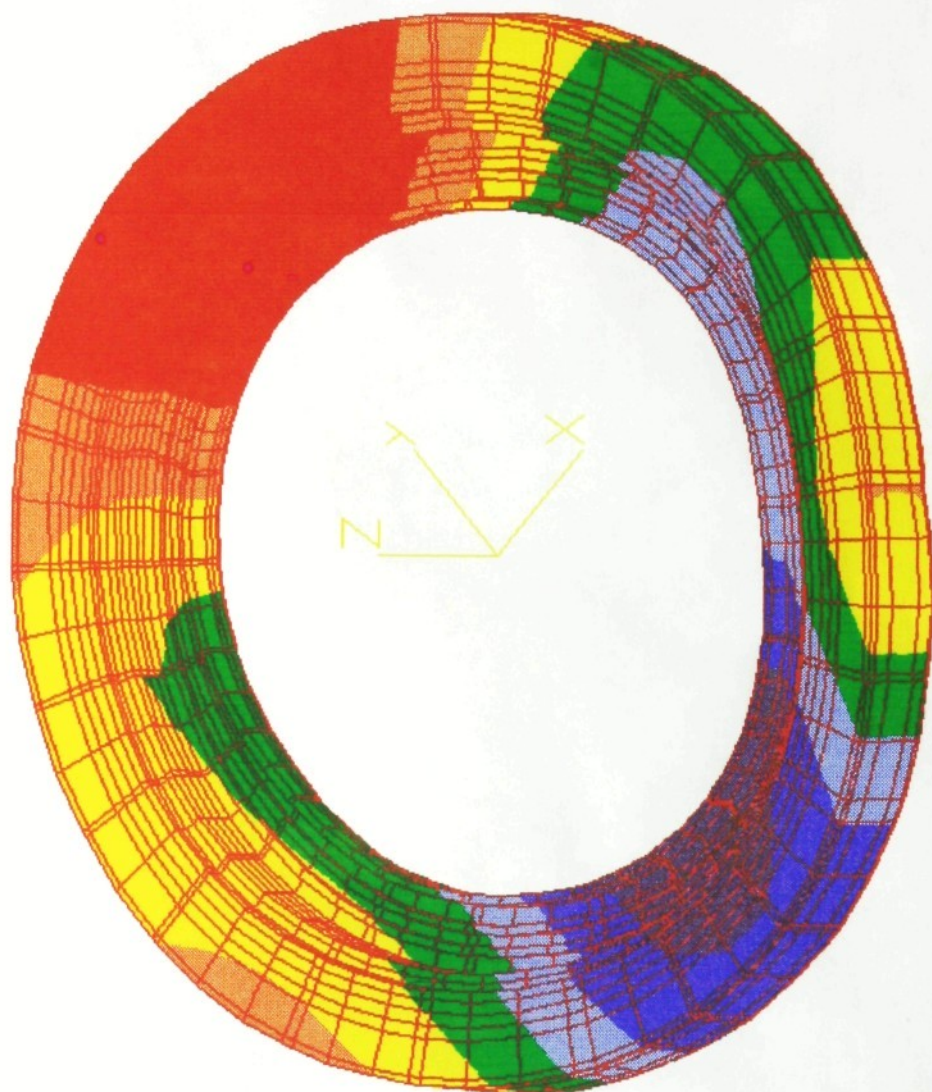
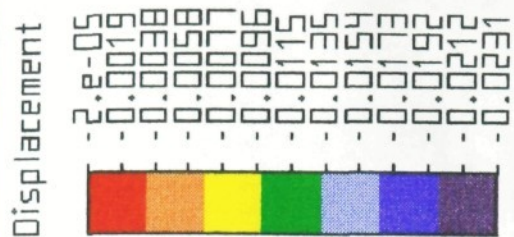
obr. 22 - var. 1

AXIALNI DEFORMACE STOLU (mm) - zatizeni pri razbehu stroje



obr. 23 - var. 2

AXIALNI DEFORMACE STOLU (mm) - pri razbehu stroje



obr. 24 - var. 3

5.4 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ VYZTUŽENÝCH MODELŮ STOLU

Po namodeování jednotlivých variant vyztuženého stolu jsem provedl výpočty deformací stolu při stejných okrajových podmínkách a zátěžovacích silách a při maximálním výkonu stroje. Výsledky deformace stolu pro jednotlivé varianty jsou uvedeny v tabulce č. 9.

	stávající model	var 1	var 2	var 3
max. axial. def.	0.0275	0.0262	0.0263	0.0231
max. rad. def.	0.0158	0.0129	0.0154	0.0143

tabulka 9

Z těchto výsledků je vidět, že nejlepší variantou se jeví varianta 3, kde jsou axiální deformace stolu sniženy téměř o 16 %.

To je způsobeno tím, že kruhové žebro (tloušťky kolem 16 [mm], výška 49 [mm]) kolem obvodu stolu výrazně zvětší ohybová tuhost této části, která je přímo úměrná třetí mocnině výšky přidaného žebra.

6. ZÁVĚR

Hlavní náplní této diplomové práce byla analýza zátěžovacích sil a namáhání horního stolu pletacího stroje JENIT a jeho následná konstrukční úprava pro snížení axiální a radiální deformace při různých výkonech stroje.

V prvních kapitolách je pozornost věnována rozdělení některých typů používaných stolů pletacího stroje z hlediska konstrukčního. Tato část je omezena, protože jsem neměl k dispozici dostatek výkresové dokumentace, která by mohla poskytnout ucelené informace o všech typech používaných stolů v praxi.

Třetí kapitola je teoretická část o problematice technologického celku jehla - zámek - lůžko - příze, který je jeden z nejdůležitějších částí pletacích strojů. Tato problematika je dost složitá z hlediska sledování chování jednotlivých prvků na proces tvorby oka pleteniny. Je to úvodní část do problematiky analýzy zátěžovacích sil horního stolu pletacího stroje.

Čtvrtá kapitola je zaměřena na velkopřůměrový pletací stroj JENIT s uvedením technických parametrů a jeho obecného popisu.

Pátá kapitola je hlavní částí mé diplomové práce, kde je provedena analýza jednotlivých sil vzniklých při provozu stroje, jejich účinky na ostatní mechanismy stroje, zejména na horní stůl, jehož tuhost je podmínkou pro klidný chod stroje, přesnost polohování jehel v pletací soustavě a pro proces tvorby oka pleteniny. Zde jsou uvedeny i konkrétní hodnoty zátěžovacích sil a napětí působící na různé oblasti stolu při různých výkonech stroje.

V následující kapitole byl vytvořen vlastní třírozměrový model rámu stroje na počítači s použitím programu ALGOR, který poté na základě výsledků získaných z analýzy zatížení umožňuje provést výpočty deformace a namáhání stávajícího horního stolu. Kromě toho je možnost graficky sledovat průběh jejich deformace v různých místech modelu.

Poslední kapitola je zaměřena na konstrukční úpravy spočívající ve vyztužení stávajícího stolu novými žebry. Zde jsou uvedeny některé varianty a jejich vlastní výpočty při dodržení stejných okrajových podmínek a zátěžovacích sil při max. výkonu stroje. Přehled výsledku je uveden v tabulce

čís. 9. Vzhledem k tomu, že jsem provedl jen částečnou změnou stávajícího modelu horního stolu, aniž změnil sestavu jednotlivých částí stroje, proto jsem doplnil jedním dva výrobní výkresy horního stolu s úpravenými žebry, (viz. příloha 1).

Na závěr bych chtěl zdůraznit význam využití moderní výpočetní techniky a moderních výpočtových metod v praxi při konstrukci strojů a a jejich součástí. Tímto způsobem lze ušetřit mnoho zkoušek, materiálu a finančních prostředků, protože je možné provádět optimalizace již při návrhu součástí.

Na závěr bych chtěl poděkovat Doc.Ing. Jiřímu Mrázkovi, Csc. vedoucímu mé diplomové práce za připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování této diplomové práce. Ing. Jaroslavi Beranovi, Csc za projevenou ochotu a cenné rady. Zároveň děkuji Ing. Jaroslavi Kopalovi, Csc za odborné připomínky.

Tran Van Quang

Seznam použité literatury

- 1, Macháček, F. a kol. : Technologie výroby na velkopřůměrových pletacích strojích. Praha, SNTL 1981.
- 2, Výrobní poklady a výkresová dokumentace. Zbrojovka, Vsetín - ZTM a.s
- 3, Návod k obsluze velkopřůměrového pletacího stroje JENIT.
- 4, Kopal, J. : Optimalizace podmínek v celku jehla - zámek - lůžko - příze.
Dizertační práce -1970.
- 5, Prásil, L. - Olehlová, M. : Části strojů a mechanismů. Liberec, VŠST 1984.
- 6, Stříž, B. a kol. : Pružnost a pevnost - 1. díl. Liberec, VŠST 1986.