

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

MOŽNOSTI ODSTRANĚNÍ ZBYTKOVÝCH NAPĚTÍ V TENKÝCH
PÁSECH POMOCÍ TAHOVÉHO ROVNÁNÍ

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

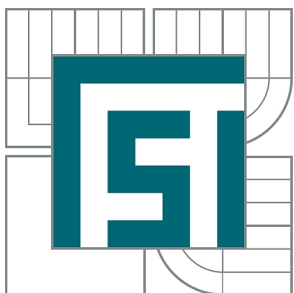
AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN DYMÁČEK

BRNO 2010



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

MOŽNOSTI ODSTRANĚNÍ ZBYTKOVÝCH NAPĚTÍ V TENKÝCH PÁSECH POMOCÍ TAHOVÉHO ROVNÁNÍ

REMOVAL OF RESIDUAL STRESS IN THIN SHEETS BY TENSION LEVELING

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN DYMÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. JINDŘICH PETRUŠKA, CSc.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Dymáček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Inženýrská mechanika a biomechanika (3901T041)**

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

Možnosti odstranění zbytkových napětí v tenkých pásech pomocí tahového rovnání

v anglickém jazyce:

Removal of residual stress in thin sheets by tension leveling

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte rešerši shrnující princip a možnosti rovnání tenkých plechů a pásů na rovnacích stolicích pomocí kombinace tahového a ohybového namáhání v plastické oblasti. Vytvořte program pro stanovení základních parametrů rovnačky pro zadané požadavky rovnání (plastické protažení, zbytková křivost, tloušťka a pevnost plechu). Verifikujte výsledky pomocí numerického výpočtu MKP.

Cíle diplomové práce:

- 1.Program pro stanovení základních parametrů rovnačky
- 2.Verifikace výsledků vytvořeného programu pomocí MKP simulace vybraných případů rovnání

ABSTRAKT

Tahové rovnání je proces užívaný v ocelářském průmyslu za účelem eliminace imperfekcí tvaru tenkých pásů válcovaných za studena. Tato diplomová práce se zabývá návrhem počítačového programu pro stanovení hlavních parametrů tratě pro tahové rovnání. V úvodní části jsou shrnuty druhy tvarových imperfekcí pásů, jejich příčiny a principy jejich eliminace. Dále je popsán mechanismus tahového rovnání a konstrukční provedení tratí pro tahové rovnání, s nimiž je možné se v současnosti setkat. Ve stěžejní části práce je za určitých zjednodušujících předpokladů analyticky popsáno napjatostně-deformační chování pásu během procesu tahového rovnání. Na základě těchto analytických vztahů je vytvořen počítačový program, který umožňuje navrhování hlavních parametrů tratě pro tahové rovnání. Výsledky tohoto programu jsou úspěšně verifikovány pomocí výpočtového modelu na bázi metody konečných prvků (MKP) vytvořeného v programu ANSYSTM. Na závěr je práce doplněna o vzájemné závislosti některých vstupních a výstupních parametrů vytvořeného programu, sloužící jako vodítko pro efektivní návrh parametrů tratí pro tahové rovnání.

KLÍČOVÁ SLOVA

Plastická deformace, zbytkové napětí, imperfekce tvaru, tahové rovnání, tenký pás

ABSTRACT

Tension leveling is a process used in the steel industry in order to eliminate any shape imperfections of cold-rolled thin strips. The master thesis deals with developing a computer program that generates basic parameters of tension leveling line. The theoretical part of the thesis summarizes the types of the shape imperfections in strips, their causes and the principles of their elimination. This part also presents the mechanism of tension leveling and describes the present-day design of tension levelers. The practical part of the thesis starts with an analytical description of stress-strain behaviour of strip during tension leveling (supposing the simplified conditions). A computer program that allows devising basic parameters of tension leveling line is created on the basis of these analytical relations. The program results are successfully verified by numerical model based on the finite element method (FEM) created in the program ANSYSTM. Then the interdependencies of certain input and output parameters of created program are determined. These interdependencies can be used as effective design of tension leveling lines.

KEYWORDS

Plastic deformation, residual stress, shape imperfection, tension leveling, thin strip

DYMÁČEK, Martin *Možnosti odstranění zbytkových napětí v tenkých pásech pomocí tahového rovnání*: diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, 2010. 72 s. Vedoucí práce byl prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma „Možnosti odstranění zbytkových napětí v tenkých pásech pomocí tahového rovnání“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této diplomové práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení § 152 trestního zákona č. 140/1961 Sb.

Brno

.....

(podpis autora)

Na tomto místě bych chtěl velmi poděkovat svému vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Jindřichu Petruškovi, CSc., který mi významně pomohl při psaní této práce. Také bych chtěl poděkovat své přítelkyni za obrovskou duševní podporu během psaní této práce. V neposlední řadě mnohokrát děkuji svým rodičům, prarodičům a bratrovi za všestrannou podporu po celou dobu studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Formulace problému a cílů řešení	10
2 Způsoby rovnání pásů	11
2.1 Imperfekce tvaru pásů	11
2.1.1 Příčiny vzniku imperfekcí tvaru pásů	11
2.1.2 Druhy imperfekcí tvaru pásů	12
2.2 Principy rovnání tenkých pásů	12
2.2.1 Eliminace imperfekcí tvaru vzniklých vlivem rozdílného pro- tažení pásu v longitudiálním směru	12
2.2.2 Eliminace imperfekcí tvaru vzniklých vlivem zbytkového ohy- bového momentu	14
2.3 Tahové rovnání	15
2.3.1 Základní parametry existujících tratí pro TR	17
2.3.2 Novinky v oblasti TR pásů	18
2.3.3 Konstrukční provedení rovnacích stolic	18
2.3.4 Konstrukční provedení napínacího zařízení	20
3 Program TaRoPa	22
3.1 Výchozí předpoklady	22
3.1.1 Předpoklady o deformaci a napjatosti	22
3.1.2 Předpoklady o materiálu	22
3.2 Model chování materiálu	23
3.2.1 Aproximace průběhu pracovního diagramu	23
3.2.2 Zpevnění materiálu	24
3.3 Výchozí výpočetní vztahy	25
3.3.1 Napínání	25
3.3.2 Ohýbání	26
3.3.3 Podmínka plasticity	28
3.3.4 Vláknové (pásové) tření	30
3.4 Struktura programu	31
3.4.1 Vstupní parametry	32
3.4.2 Výstupní parametry	33
3.4.3 Obecná struktura programu	33
3.4.4 Detailní struktura programu	35
3.4.5 Uživatelský manuál	45

4	Verifikace výsledků programu TaRoPa	48
4.1	Obecné předpoklady verifikačního výpočtového modelu	48
4.2	Parametry výpočtového modelu	48
4.2.1	Geometrie výpočtového modelu	48
4.2.2	Model chování materiálu	48
4.2.3	Deformační okrajové podmínky	49
4.2.4	Silové okrajové podmínky	51
4.3	Kroky nelineárního řešení	51
4.4	Verifikace výsledků	51
4.4.1	Modely chování materiálu užití při verifikaci	52
4.4.2	Vyhodnocení verifikace	52
5	Vzájemné závislosti parametrů programu TaRoPa	56
5.1	Závislost počtu rovnicích válců na velikosti tahové síly	56
5.2	Závislost průměru válců napínací stolice na σ^t	58
6	Závěr	61
	Literatura	63
	Seznam symbolů, veličin a zkratk	65
A	Přílohy	68

ÚVOD

S neustálým technickým pokrokem v oblastech především automobilového, leteckého a potravinářského průmyslu rostou požadavky po kvalitním tenkém plechu. Jedním z důležitých ukazatelů kvality je jeho rovinnost.

V technologickém procesu válcování ocelového, hliníkového, měděného a mosazného pásu¹ dochází vlivem např. geometrických úchylek tvaru a házení válců válcovacích stolic k jeho nerovnoměrnému protažení v longitudiálním směru, které způsobuje vznik zbytkového napětí. V důsledku tohoto fenoménu vznikají imperfece tvaru pásu, jakými jsou především zvlnění nebo zakřivení.

Těmito tvarovými imperfekcemi zapříčiněná úchylka rovinnosti² pásu podstatně omezuje jeho použitelnost, resp. použitelnost tabulí plechu z něho nastříhaných.

Tahové rovnání (TR) je efektivní způsob zmenšení (v ideálním případě odstranění) těchto tvarových imperfekcí, využívaný především pro tenké pásy jejichž malá tloušťka byla docílena válcováním za studena. Při TR dochází kombinací tahu a střídavého ohybu k vzniku plastické deformace. Na konci procesu vykazuje pás nevratné protažení, které způsobuje jeho narovnání.

Hlavními konstrukčními celky tratě pro TR je napínací a rovnací stolice. Tato diplomová práce shrnuje principy TR a za určitých zjednodušujících předpokladů analyticky popisuje napjatostně-deformační chování pásu během tohoto procesu. Na základě těchto analytických vztahů je vytvořen program, který umožňuje rychle v interaktivním režimu navrhnout hlavní parametry rovnací a napínací stolice. Výpočet vychází ze známých materiálových vlastností pásu, výchozích hodnot parametrů stolic a z hodnoty požadovaného výsledného nevratného protažení pásu. Hlavní oblast uplatnění by měl program nalézt při vývoji nového zařízení nebo při predikci parametrů nastavení zařízení již existujících.

Tato práce částečně navazuje na práci pana prof. Ing. Jindřicha Petrušky, CSc. [27].

¹Válcovaný výrobek, který je po průchodu hotovní válcovací stolicí navinut do svitku [16]

²Největší vzdálenost mezi výrobkem a rovnou vodorovnou plochou, na které výrobek volně leží [17]

1 FORMULACE PROBLÉMU A CÍLŮ ŘEŠENÍ

Nejužívanější metodou odstranění imperfekcí tvaru tenkých pásů je tahové rovnání. Pro tuto metodu charakteristický proces plastizace materiálu je typický případ nelineární mechaniky (materiálová nelinearita). Nalézt jeho přesné analytické řešení je velice náročné a musí se ve většině případů řešit numerickými metodami např. metodou konečných prvků (MKP). Programy které využívají těchto pokročilých výpočetních metod však nejsou běžně volně dostupné a jejich obsluha vyžaduje jistou dávku zkušeností.

V teoretické části této práce by měly být shrnuty principy a možnosti TR pásů na úrovni odpovídající současnému stavu poznání. Hlavním cílem praktické části je vytvořit uživatelsky nenáročný program, vytvořený v některém současném programovacím jazyce, pro stanovení hlavních parametrů tratě pro TR (rovnací a napínací stolice) a platnost výsledků tohoto programu verifikovat pomocí numerického výpočtu metodou konečných prvků (MKP).

S pomocí vytvořeného programu by měl uživatel na základě zadání známých materiálových vlastností pásu, výchozích hodnot parametrů stolic a hodnoty požadovaného výsledného nevratného protažení pásu dokázat snadnou cestou stanovit tyto hlavní parametry tratě pro TR:

- tahová síla na vstupu do rovnací stolice,
- tahová síla na vstupu do napínací stolice,
- průměr rovnacích válců,
- počet rovnacích válců,
- průměr napínacích válců,
- počet napínacích válců,
- zbytkový poloměr zakřivení pásu,
- protažení pásu.

Výsledků programu by mělo jít využít jak při vývoji nového zařízení, kdy jsou vstupní parametry zadány libovolně, tak při predikci parametrů nastavení (tahová síla na vstupu do rovnací a do napínací stolice), kdy jsou zadány vstupní parametry odpovídající parametrům existující tratě pro TR.

Druhotným cílem je stanovit vzájemné závislosti některých parametrů rovnací a napínací stolice a shrnout důležité fenomény, které by mohli být využity při návrhu nové tratě pro TR.

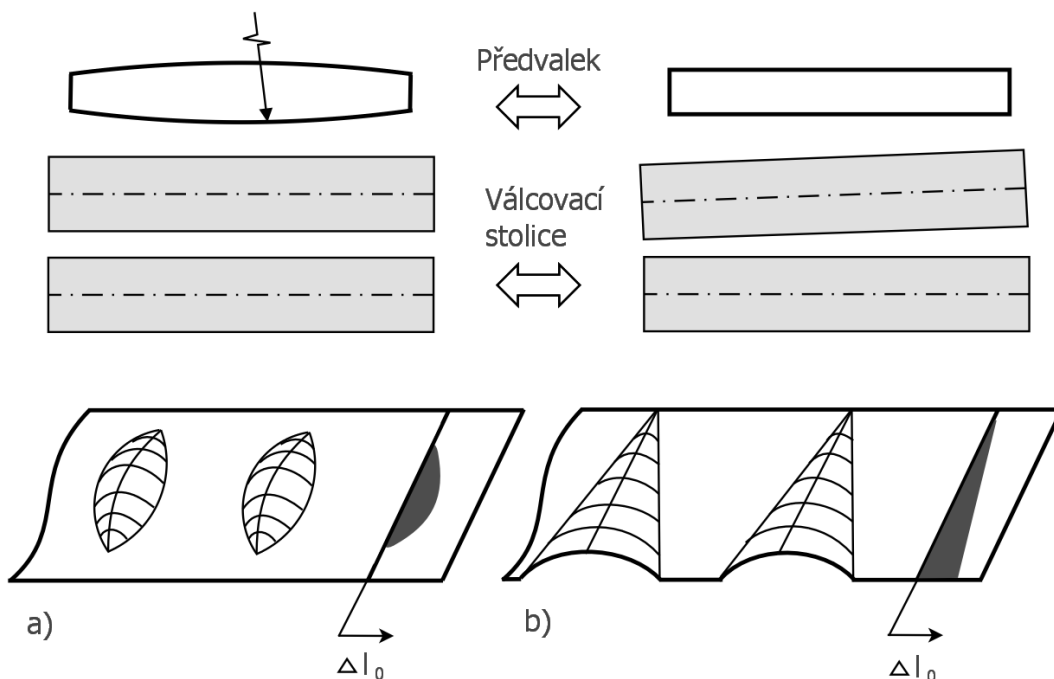
2 ZPŮSOBY ROVNÁNÍ PÁSŮ

2.1 Imperfekce tvaru pásů

2.1.1 Příčiny vzniku imperfekcí tvaru pásů

Imperfekce tvaru pásů vznikají v technologickém toku výroby a to především při průběhu válcovacími stolicemi. Na jejich vzniku se podílí celá řada činitelů. Může to být vlivem:

- geometrických úchylek tvaru válců válcovací stolice (válcovitost)
- geometrických úchylek směru válců válcovací stolice (rovnoběžnost osy se základní osou (viz Obr.2.1b))
- geometrických úchylek házení válců válcovací stolice (obvodové házení)
- nevhodného tvaru předvalku (např.viz Obr.2.1a)
- malé ohybové tuhosti válců válcovací stolice
- uvolnění zbytkového napětí po dělení pásu



Obr. 2.1: Vznik imperfekcí tvaru pásu

Čím více se pás v průběhu výroby ztenčuje, tím mají geometrické úchylky válců významnější vliv na vznik imperfekcí tvaru pásu. Z toho plyne, že válcování za studena, jež je dokončovací technologickou operací procesu výroby pásu, hraje nejvýznamnější roli při vzniku imperfekcí tvaru pásu.

U prvních pěti uvedených vlivů je mechanismem vzniku imperfekcí tvaru především to, že mezi válci dochází k rozdílné změně tloušťky pásu v transversálním směru. Je-li předvalek přibližně konstantní tloušťky a válcovaná tloušťka proměnná, pak dochází v oblastech s menší válcovanou tloušťkou k rychlejšímu toku materiálu a tedy k rozdílnému protažení pásu, nebo je-li předvalek konstantní tloušťky a válcovaná tloušťka přibližně konstantní, pak dochází k rychlejšímu toku materiálu v oblastech s větší tloušťkou předvalku. V důsledku celkové tuhosti pásu v transversálním i longitudiálním směru (daná jak geometrií a materiálem, tak i vedením pásu během válcování) je zamezeno, aby se pás deformoval rozdílnou rychlostí a přitom zachovával svou rovinnost. Dochází tak k vyboulení tenčích částí, což rozdíl protažení pásu kompenzuje (viz Obr.2.2).

2.1.2 Druhy imperfekcí tvaru pásů

Možných druhů imperfekcí tvaru pásů je celá řada. Mohou se navzájem kombinovat a vytvářet tak rozmanité tvary. Často ale za jejich vznikem stojí jedna dominantní příčina.

Imperfekce tvaru vznikají často v důsledku geometrické úchylnosti válce, který se stále otáčí, a proto mívají periodický charakter. V důsledku proměnné tloušťky předvalku v transversálním směru (v longitudiálním směru je tloušťka konstantní) vzniklé imperfekce tvaru mohou mít ale také periodický charakter.

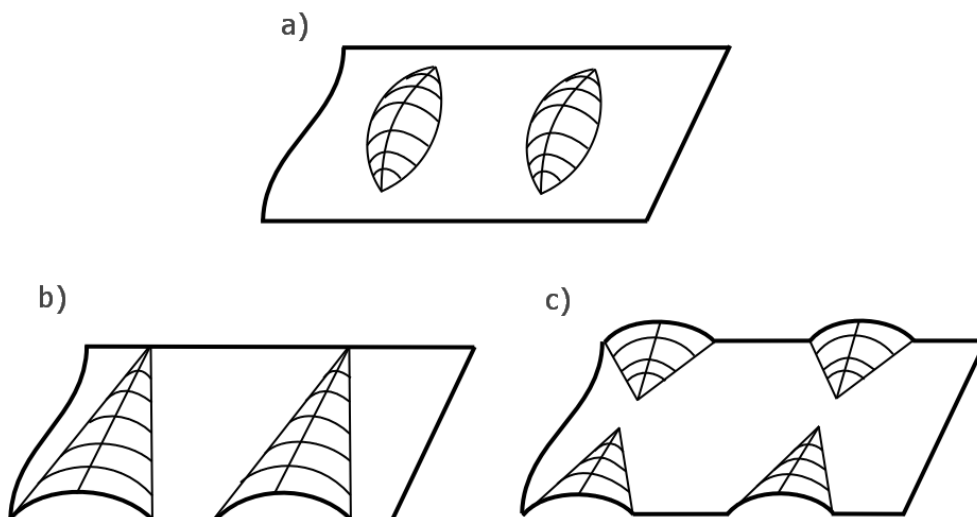
Nejčastější druhy imperfekcí tvaru je možno rozdělit na:

1. vzniklé vlivem rozdílného protažení pásu v podélném (longitudiálním) směru
 - zvlnění centrální části (viz Obr.2.2a)
 - jednostranné zvlnění okrajové části (viz Obr.2.2b)
 - oboustranné zvlnění okrajové části (viz Obr.2.2c)
2. vzniklé vlivem zbytkového ohybového momentu
 - zakřivení v longitudiálním směru (viz Obr.2.3a)
 - zakřivení v transversálním směru (viz Obr.2.3b)

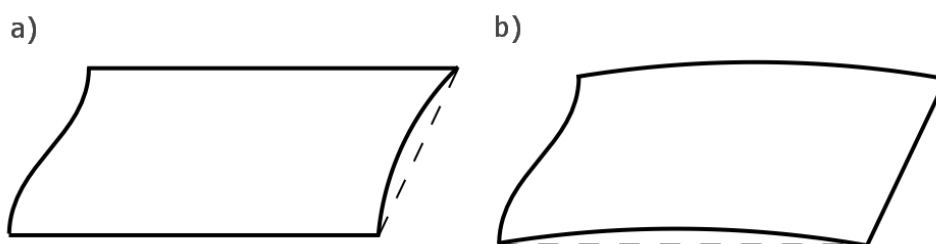
2.2 Principy rovnání tenkých pásů

2.2.1 Eliminace imperfekcí tvaru vzniklých vlivem rozdílného protažení pásu v longitudiálním směru

Základní myšlenkou rovnání pásů s imperfekcemi tvaru vzniklými vlivem rozdílného protažení pásu v longitudiálním směru je, že musí dojít k plastickému (nevratnému)



Obr. 2.2: Druhy imperfekcí tvaru pásu vzniklé vlivem rozdílného protažení pásu v podélném směru



Obr. 2.3: Druhy imperfekcí tvaru pásu vzniklé vlivem zbytkového ohybového momentu

protažení pásu o hodnotu, která zapříčiní vyrovnání počátečního rozdílu protažení (viz Obr.2.4).

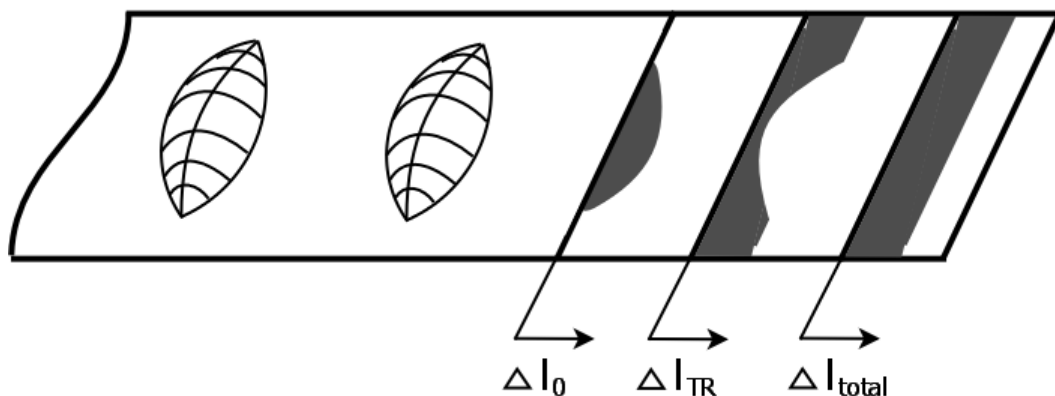
Současně dojde i k eliminaci zbytkového napětí, jež vzniklo v důsledku rozdílného protažení při výrobě.

Pro stanovení velikosti potřebného protažení existují empirické vztahy, které se liší podle typu imperfekce. Je-li vlnitost definována jako

$$w = \frac{H}{L} \cdot 100 [\%] \quad (2.1)$$

pak dle [12] pro určení potřebného průměrného¹ protažení při zvlnění centrální části nebo oboustranném zvlnění okrajové části za předpokladu, že zvlnění mají sinusový průběh, platí vztah

¹průměrná hodnota napříč průřezem



Obr. 2.4: Základní princip TR - eliminace imperfekcí tvaru pásu jeho protažením

$$e \geq 0,0247 \cdot w^2 [\%] \quad (2.2)$$

přičemž pro protažení e platí

$$e = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100 \quad (2.3)$$

kde l_0 je výchozí délka pásu a l délka výsledná.

Uvádí se však [12],[11], že k odstranění běžných imperfekcí tvaru stačí dosáhnout nevratného protažení pásu $e = 0,5\%$, tedy výsledné průměrné hodnoty celkového² délkového přetvoření v longitudiálním směru napříč průřezem $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,005$.

2.2.2 Eliminace imperfekcí tvaru vzniklých vlivem zbytkového ohybového momentu

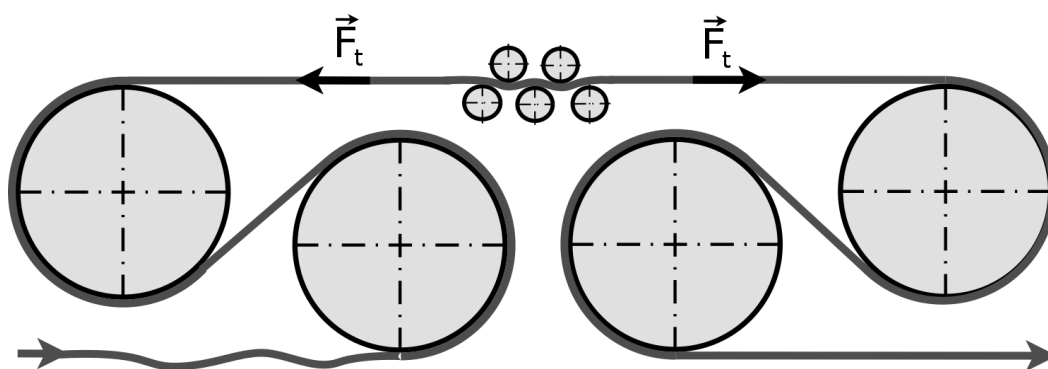
Základní myšlenkou rovnání pásu se zakřivením v logitudiálním směru je, že musí dojít k takovému přerozdělení zbytkového napětí, aby se jeho vnitřní ohybový moment rovnal nulové hodnotě. Jednou z metod je (viz [8]), že se pás vystaví ohybu vyvozujícímu zbytkové zakřivení větší nebo rovné počátečnímu zakřivení (v případě proměnného zakřivení pásu je uvažována jeho maximální hodnota) a poté se takto vzniklé konstantní zakřivení odstraní přesně definovaným opačně orientovaným ohybem nebo řadou střídavých ohybů. Tím dojde k takovému přerozdělení zbytkového napětí, že v ideálním případě zbytkové zakřivení pásu nevznikne.

²součet elastické a plastické složky

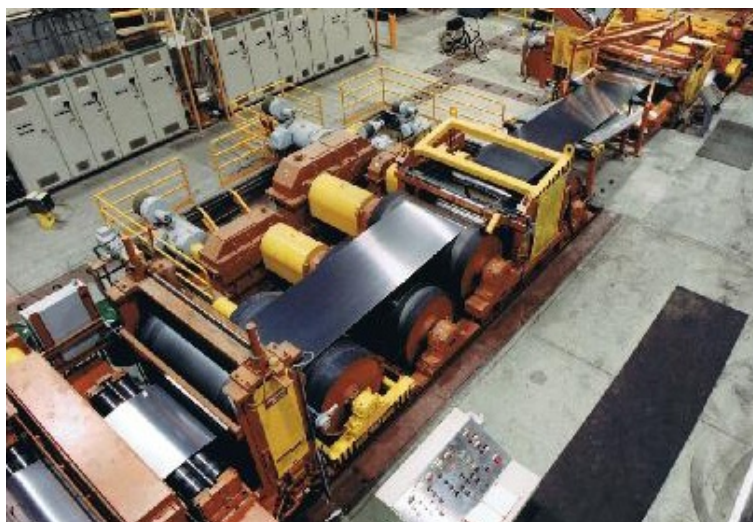
2.3 Tahové rovnání

Tahové rovnání (TR) je efektivní způsob zmenšení (v ideálním případě odstranění) imperfekcí tvaru vzniklých především vlivem rozdílného protažení pásu v longitudiálním směru. Je využíváno převážně pro tenké pásy, jejichž malá tloušťka byla docílena válcováním za studena. TR vychází z principu nevratného protažení pásu (viz Kap.2.2.1), jehož je docíleno kombinací tahu a střídavého ohybu.

Hlavními konstrukčními celky tratě pro TR, která dnes bývá důležitou součástí linek zpracovávajících svitky pásu, je rovnací stolice a napínací zařízení, jež vyvozuje tahovou sílu (viz Obr.2.6, 2.5).



Obr. 2.5: Schema tahového rovnání



Obr. 2.6: Seriové zařazení tahového válcování do linky na zpracování pásů [20]

Přidáním tahové síly do procesu rovnání se výrazně rozšířila oblast použitelnosti

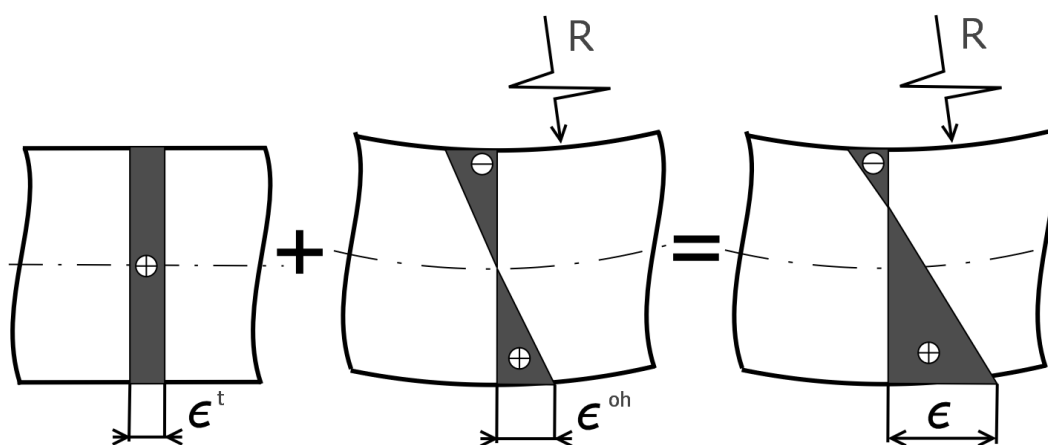
válečkových rovnicích stolic i na pásy malých tloušťek³. Rozdílem oproti klasickému rovnání na válečkových rovnicích stolicích, které nevyužívají tahového předpětí rovnání polotovaru, je, že tahové rovnání nejen že může částečně eliminovat imperfekce tvaru vzniklé vlivem zbytkového ohybového momentu, ale především eliminuje imperfekce vzniklé vlivem rozdílného protažení pásu v longitudiálním směru (viz Kap.2.1.2).

Poznámka: Při rovnání bez tahového předpětí dochází k protažení pásu, a tedy eliminaci imperfekcí tvaru vzniklých vlivem rozdílného protažení pásu, pouze v případě, že materiál kinematically zpevňuje.

Mechanismus tahového rovnání

Při rovnání pásu válci bez tahového předpětí dochází k jeho střídavému ohybu, přičemž v jeho krajních vrstvách vzniká kladná a záporná plastická deformace a v jeho střední části (v okolí střednicové plochy) dochází pouze k elastické deformaci.

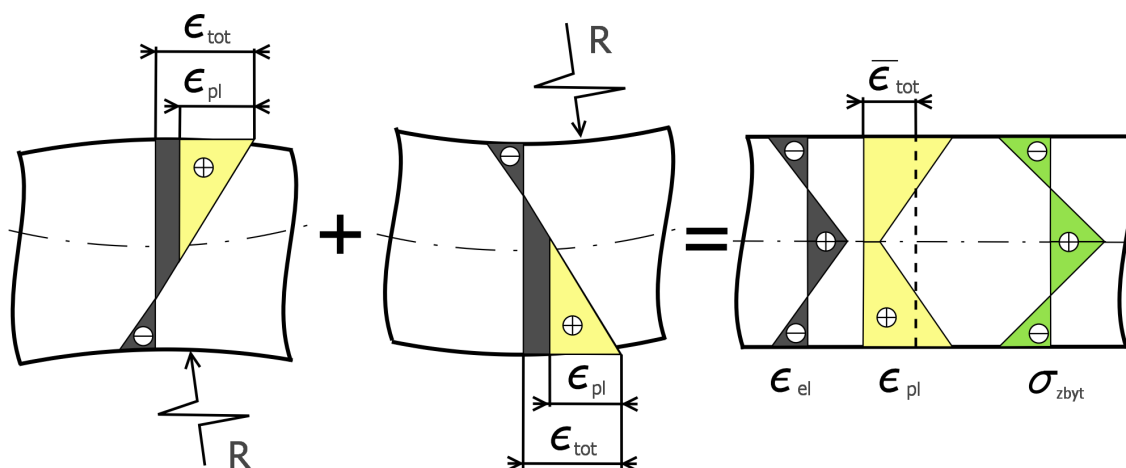
Při TR se však vlivem síly přepětí posouvá celková deformace do kladných hodnot (viz Obr.2.7), čímž dochází k posunutí neutrální roviny směrem do středu poloměru ohybu. Dojde tak k rozšíření oblasti kladné plastické deformace, přičemž ke vzniku záporné plastické deformace mnohdy ani nedojde.



Obr. 2.7: Společný vliv napínání a ohybu pásu na celkovou jeho celkovou deformaci

Ohybem pásu na každém rovnacím válci dochází k přírůstku plastického délkového přetvoření v longitudiálním směru. Po proběhnutí několika protisměrných ohybů střídavého zatěžovacího cyklu vypadá rozložení celkového plastického délkového přetvoření a zbytkového (residuálního) normálního napětí v longitudiálním směru přibližně jako na Obr.2.8.

³V technických parametrech tahových rovnaček (viz Tab.2.1) je běžně uváděna minimální tloušťka okolo 0,1mm



Obr. 2.8: Rozdělení délkových přetvoření a zbytkového normálního napětí v průběhu tahového rovnání

Obrázek 2.7 znázorňuje jak se přibližně spolupodílí napínání a ohyb na výsledné deformaci pásu. Obrázek by mohl ale také vzbuzovat mylný dojem, že při TR platí princip superpozice a tedy že výsledné délkové přetvoření pásu je dáno součtem oddělených příspěvků délkového přetvoření od napínání a ohybu. To platí pouze v elastické oblasti pracovního diagramu. Během procesu TR však dochází k plastické deformaci a tudíž není možno princip superpozice uplatňovat. Blíže je o této problematice pojednáno v kapitole 3.4.4.

Možné vedlejší pozitivní efekty tahového rovnání

Průvodním dějem při TR pásů je i výhodné přerozdělení zbytkového napětí, kdy uvnitř pásu vzniká kladné napětí v tahu a na vnějších površích vzniká záporné napětí v tahu (viz Obr.2.8). To je výhodné, došlo by například později na povrchu k vzniku trhliny, protože záporné napětí v tahu by ji "zavíralo" a ztěžovalo tak její růst.

Dále dochází k zpevnění materiálu v oblastech plastizace pásu, což zvyšuje jeho celkovou únosnost.

2.3.1 Základní parametry existujících tratí pro TR

Technologický proces tahového rovnání se využívá již řadu let. V tab.2.1 jsou uvedeny základní parametry čtyř tratí pro TR různého stáří, vyrobených ve firmách s letitou praxí v oboru. Z tabulky ale i jiných zdrojů je patrné že TR je využíváno hlavně pro pásy malých tloušťek a že tratě vyrobené v rozmezí dvaceti let mají téměř shodné parametry. Lze tedy konstatovat, že morálně nezastarávají.

Země	Německo	Německo	USA	USA
Výrobce	Ungerer	BWG/HerrVoss	B&K	Stamco/McKay
Rok výroby	1994	1987	1976	1974
Tloušťka pásu[mm]	0,075-0,80	0,18-0,50	0,23-1,52	0,12-0,81
Max. šířka pásu[mm]	600	1580	1520	1320
Průměr rovnacích válců[mm]	16	28;28;28;30;44	51	30
Počet rovnacích válců[-]	5	5	5	5
Průměr podpůrných válců[mm]	30	60	-	-
Průměr napínacích válců[mm]	500	440	864	600
Počet napínacích válců[-]	4	4	4	4
Max. rychlost pásu [m/s]	-	1,6	6,2	5
Max. tahová síla[kN]	-	71	-	-

Tab. 2.1: Základní parametry existujících tratí pro TR

2.3.2 Novinky v oblasti TR pásů

V relativně novém přístupu v oblasti TR pásů se uskutečňuje rovnání vlivem pouze řízeného tahu. Tento přístup je patentovaný německou firmou BWG a jeho realizace je známá pod názvem Pure Stretch Levelflex. Je vhodná především pro tenké hliníkové pásy a klade si vysoké nároky na řízení a kontrolu procesu. Jeho hlavní předností je výsledná vysoká kvalita a lesk povrchu pásu. Dále při něm prakticky nevzniká zbytkové zakřivení, jelikož při procesu dochází na válcích k zanedbatelně malému ohybu. Z důvodu regulace protažení je tento přístup velice problematický pro materiály s výraznou mezí kluzu.

Zbytek práce bude zaměřen pouze na TR pomocí válečkových rovnacích stolic.

2.3.3 Konstrukční provedení rovnacích stolic

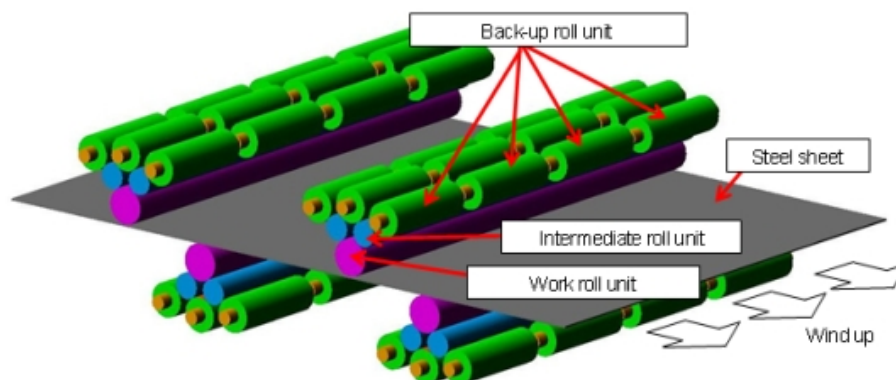
Konstrukční provedení uložení rovnacích válců

V současnosti je používáno několik konstrukčních provedení rovnacích válců [13]. Nejjednodušším je konstrukční provedení s jedním válcem po stranách uloženým v ložiskách. K zajištění dostatečné tuhosti válce musí být jeho průměr poměrně veliký, což s sebou nese jisté nevýhody, které jsou níže popsány.

Dalším je provedení, ve kterém je rovnací válec umístěn na soustavě podpůrných válců. Nejužívanějšími jsou provedení:

- s dvěma celistvými podpůrnými válci
- s dvěma dělenými podpůrnými válci

- s dvěma celistvými středovými podpůrnými válci a třemi nebo čtyřmi podpůrnými celistvými válci
- s dvěma celistvými středovými podpůrnými válci a třemi nebo čtyřmi podpůrnými dělenými válci (viz Obr.2.10 a Obr.2.9)



Obr. 2.9: Soustava rovnacích válců s dvěma celistvými středovými podpůrnými válci a třemi podpůrnými dělenými válci [21]



Obr. 2.10: Válec rovnací stolice v provozu [20]

Tato konstrukční provedení umožňují nasazení relativně úzkého rovnacího válce do rovnacího procesu. Podpůrné válce totiž tvoří podporu rovnacího válce po celé jeho délce nebo převážné části jeho délky, a proto nejsou požadavky na jeho ohybovou tuhost veliké. Vlivem malého průměru rovnacího válce dochází v porovnání s prvním konstrukčním provedením k většímu ohybu pásu. Není proto zapotřebí tak veliké tahové síly k dosažení určitého plastického délkového přetvoření. Tím se

snížují nároky na kroutící moment a tedy i na výkon motorů pohánějících napínací válce.

Účelnou konstrukční úpravou celistvých podpůrných válců je vysoustružení spirálové drážky, sloužící k odvodu nečistot (např. okují, mastnoty atd.).

2.3.4 Konstrukční provedení napínacího zařízení

Napínací zařízení pro TR pásů se obvykle skládá z dvou napínacích stolic, kterými prochází pás jenž má být rovnán. Funkcí napínací stolice je vyvozování tahové síly, reakcí na níž dochází v pásu k vzniku normálního napětí v tahu. Nejběžnější konstrukční provedení napínací stolice se skládá ze dvou vedle sebe umístěných válců, jejichž osy otáčení jsou ve vertikálním směru mírně posunuty (viz Obr.2.11). Další obvyklé konstrukční provedení se skládá ze čtyř válců, čehož je možno také dosáhnout sériovým zařazením dvou výše popsaných napínacích stolic. V závislosti na počtu válců klesá velikost síly, kterou je nutno na vstupu do napínací stolice zajistit.



Obr. 2.11: Napínací a rovnací stolice [22]

Hlavním kritériem, které by měla napínací stolice splňovat, je, že by neměla v pásu při průchodu napínací stolicí vznikat trvalá plastická deformace. Nejkritičtějším místem je oblast, kde pás opouští válec a vstupuje do rovnací stolice. V tomto místě má tahová síla svou maximální hodnotu. Dle principu superpozice⁴ se zde sčítá normální napětí od tahu s normálním napětím od ohybu. Proto je na vnějším poloměru pásu, kde má normální napětí od ohybu největší kladnou hodnotu, největší i riziko vzniku plastické deformace.

⁴platí v oblasti Hookeova zákona

Při napínání širokých ocelových pásů větších tloušťek by musely mít válce při zachování výše popsaného kritéria z praktického hlediska příliš veliký průměr. Proto se v těchto případech připouští vznik trvale plastické deformace v jejímž důsledku vznikne zbytkové zakřivení v longitudiálním směru.

Během průchodu pásu napínací a rovnací stolicí dochází k protažení pásu (na druhé napínací stolicí po průchodu rovnací stolicí k zkrácení pásu vlivem úbytku tahové síly), což má za následek zvýšení (snížení) jeho rychlosti. Proto je za potřebí, aby obvodová rychlost na povrchu napínacího válce byla rovna rychlosti na něj vstupujícího pásu. To je možno vyřešit několika způsoby. Buďto změnou průměru válců při jejich konstantních otáčkách, nebo naopak změnou otáček válců při konstantním průměru válců. Z praktického hlediska je výhodnější měnit otáčky válců než jejich průměr, což je možno řešit vhodným konstrukčním řešením pohonové soustavy (např. vlastním pohonem jednotlivých válců pomocí asynchronních motorů s měničem frekvence, nebo pohonem centrální hřídele, z níž je kroucí moment přenášen na jednotlivé napínací válce rozváděcími hřídeli a diferenciálními převodovkami).

3 PROGRAM TAROPA

3.1 Výchozí předpoklady

Pro výpočtový model chování pásu za TR se v programu TaRoPa vychází z následujících zjednodušujících předpokladů:

3.1.1 Předpoklady o deformaci a napjatosti

1. při průchodu pásu rovnací stolicí obepíná pás rovnací válec (vnitřní poloměr zakřivení pásu je roven poloměru rovnacího válce) \Rightarrow absolutní hodnota maximálního $\epsilon_{x,tot}$ od ohybu v příčném průřezu pásu je na všech rovnacích válcích stejná,
2. předeplínání pásu probíhá za jednoosé napjatosti,
3. ohýbání pásu probíhá za rovinné deformace (změna délkového přetvoření v transversálním směru je zanedbatelně malá),
4. normální napětí ve směru tloušťky pásu je zanedbatelně malé,
5. smyková napětí a tedy i úhlová přetvoření v transversálním, longitudiálním a ve směru tloušťky pásu jsou zanedbatelně malá,
6. rozložení $\epsilon_{x,tot}$ po příčném průřezu ohýbaného pásu je lineární,
7. pozice neutrální roviny je neměnná, došlo-by k zatížení pásu čistě ohybem na rovnacím válci,
8. vliv časově závislé deformace (creepu) pásu je zanedbatelně malý,
9. vliv kontaktního tlaku mezi válcem a pásem je zanedbatelně malý,
10. vliv tření mezi válcem a pásem na deformaci pásu v transversálním směru je zanedbatelně malý,

3.1.2 Předpoklady o materiálu

1. materiál je homogenní, izotropní,
2. k dobré aproximaci průběhu pracovního diagramu materiálu postačuje bilineární elasto-plastický model chování materiálu,
3. rozdíl absolutních hodnot parametrů popisujících pracovní diagram je v jeho tlakové a tahové oblasti zanedbatelně malý,
4. vliv zvýšení teploty pásu vlivem jeho plastické deformace na materiálové chování je zanedbatelně malý,
5. není dosažena mez pevnosti materiálu.

3.2 Model chování materiálu

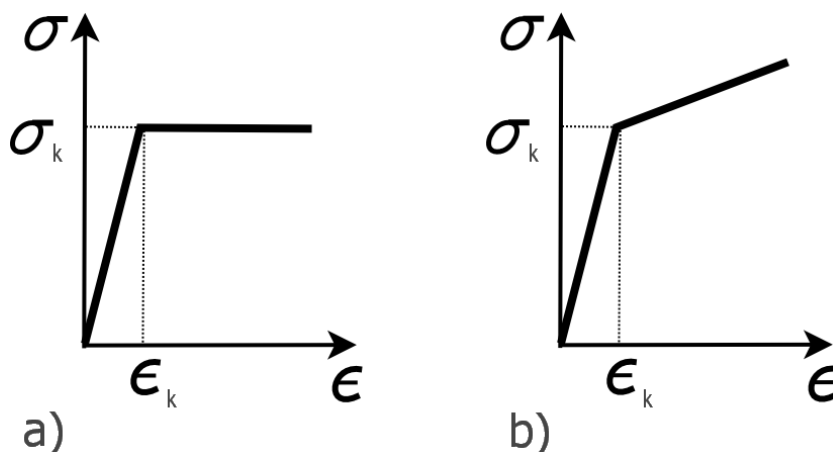
3.2.1 Aproximace průběhu pracovního diagramu

Ve výpočtech napjatostně-deformačního chování je nutné mít k dispozici analytickou závislost napětí na přetvoření. Funkce přesně vyjadřující průběh pracovního diagramu¹ v celém jeho rozsahu by byla ovšem značně složitá a její zavedení do výpočtu by jej ve většině případů učinilo nepřehledným. Z toho důvodu je účelné užít aproximace průběhu pracovního diagramu.

Smluvní pracovní diagram dává v oblasti za počátkem vzniku krčku zkušební tyče takové hodnoty napětí, jako by k vzniku krčku nedocházelo. Tyto hodnoty jsou mimo oblast technického použití. Skutečný pracovní diagram tímto nedostatkem nedisponuje, jelikož napětí v něm zobrazená jsou počítána z okamžitých hodnot průřezu.

Při TR dochází vždy v jisté míře k plastizaci materiálu. Zda přesáhne oblast pracovního diagramu, ve které dochází ke vzniku krčku zkušební tyče není před začátkem výpočtu při stanovování počátečních parametrů rovnicí a napínací stolice v programu TaRoPa předem jisté. Z tohoto důvodu je k popisu napjatostně-deformačního chování materiálu vhodný skutečný pracovní diagram.

Z důvodu snadné implementace do programu byla zvolena bilineární aproximace průběhu skutečného pracovního diagramu, jenž je reprezentována lomenou přímkou (viz Obr.3.1). V aproximaci musí být uvažována počáteční elastická fáze odezvy materiálu na zatěžování, protože za TR nedochází k tak velké plastické deformaci, aby mohla být tato část zanedbána.



Obr. 3.1: Bilineární aproximace průběhu pracovního diagramu

¹výsledek jednoosé tahové zkoušky normalizované tahové tyče

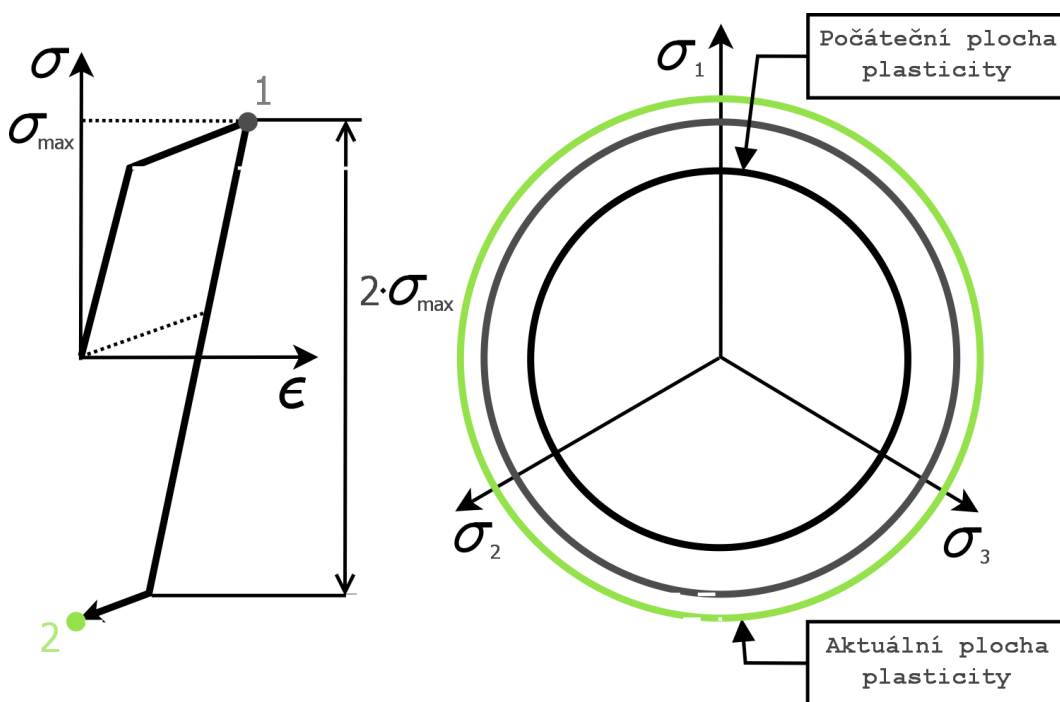
3.2.2 Zpevnění materiálu

Později definovaná podmínka plasticity HMM vyjádřená pomocí hlavních napětí odpovídá v Haighově prostoru ploše plasticity. Aby bylo možno formulovat podmínku plasticity při opakované střídavé plastizaci, musí být v jejím průběhu popsána změna plochy plasticity. To neplatí pro elasto-ideálně plastický model materiálu, při jehož střídavé plastizaci zůstává plocha plasticity neměnná.

Pro užitý model chování materiálu jsou uvažovány dva základní typy zpevnění (izotropní a kinematické).

Izotropní zpevnění materiálu

Při izotropním zpevnění dochází k rozšíření plochy plasticity. Jelikož podmínka plasticity HMM má v Haighově prostoru tvar válcové plochy (při pohledu do oktaedrické roviny tvar kružnice) dochází při izotropním zpevnění k zvětšování jejího průměru (viz Obr.3.2).

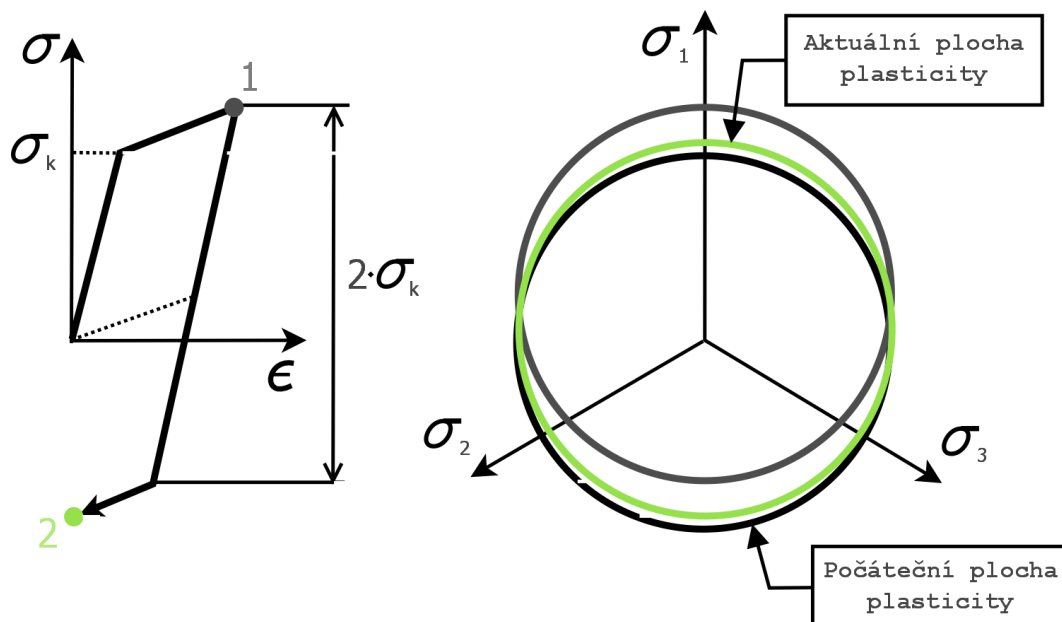


Obr. 3.2: Změna tvaru plochy plasticity při izotropním zpevnění materiálu

Kinematické zpevnění materiálu

Při kinematickém zpevnění dochází k posunutí plochy plasticity. Pro podmínku plasticity HMM se jedná o posunutí středu kružnice znázorňující plochu plasticity v oktaedrické rovině (viz Obr.3.3). Tento typ zpevnění popisuje Bauschingerův efekt, k

němuž často u kovových materiálů dochází. Ten charakterizuje pokles meze kluzu materiálu v tlakové oblasti, došlo-li v předchozím zátěžném kroku k plastizaci v oblasti tahové.



Obr. 3.3: Změna tvaru plochy plasticity při kinematickém zpevnění materiálu

3.3 Výchozí výpočetní vztahy

3.3.1 Napínání

Při napínání vzniká za napínacím válcem v příčném průřezu pásu jednoosá napjatost (viz Obr.3.4). Pro normální napětí v tahu v mezích Hookeova zákona platí

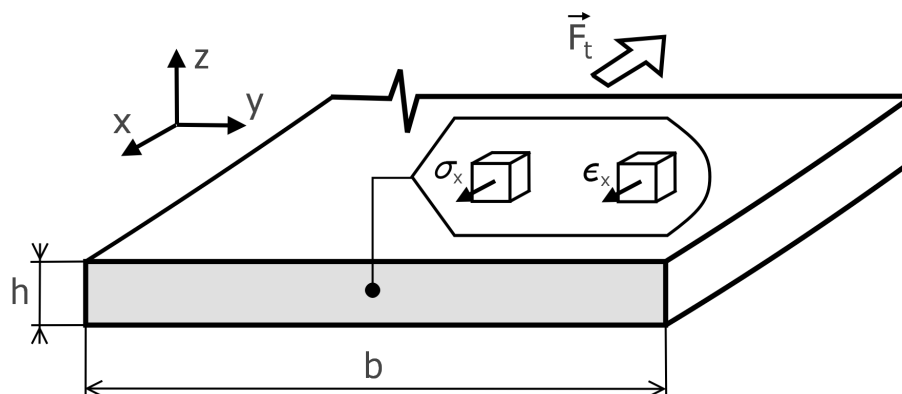
$$\sigma_x = \frac{F_t}{S} = \frac{F_t}{h \cdot b} \quad (3.1)$$

a pro délkové přetvoření v longitudiálním směru

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} \quad (3.2)$$

Důležitou podmínkou je, aby normální napětí v tahu nepřekročilo mez kluzu materiálu. Došlo by k porušení této podmínky, zplastizoval by pás v celém průřezu.

Není předpokládáno takové konstrukční řešení pohonu předepínacích válců, které by se zpětnou vazbou regulovalo tahovou silou tak, aby protažení pásu bylo konstantní. Mohlo by tedy dojít k nežádoucímu protažení, popř. až k meznímu stavu porušení pásu.



Obr. 3.4: Napjatost a deformace napínaného pásu

V [13] je definována hodnota normálního napětí v tahu, která je v praxi při předepínání tenkých pásu z důvodů bezpečnosti maximálně vyvozována. Jeho hodnota je zhruba o dvacet (výjimečně až deset) procent menší než mez kluzu materiálu.

Na základě této zkušenosti je v programu TaRoPa při předepínání nastavena maximální přípustná hranice normálního napětí vyvozeného tahovou silou

$$\sigma_{max}^t = 0,8 \cdot \sigma_k \quad (3.3)$$

3.3.2 Ohýbání

Hlavní roli při rovnání většiny hutnických polotovarů hraje ohýbání. Ne jinak tomu je i u TR, při němž dochází k střídavému ohybu na rovnacích válcích.

Je-li poloměr zakřivení střednicové plochy ρ vůči tloušťce pásu dostatečně veliký (dle [8] $\frac{\rho}{h} \geq 10$), může být uvažována stálá pozice neutrální roviny. To znamená, že se neutrální rovina nebude při ohybu posouvat směrem k vnitřnímu poloměru.

Jelikož se v této práci zaměříme na rovnání tenkých pásů, je předpoklad stálé pozice neutrální roviny pro obvyklé průměry rovnacích válců splněn.

Na základě výsledků mnoha experimentů lze konstatovat, že i v oblasti pružně plastického ohybu zůstává v platnosti hypotéza o rovinném rozdělení deformací (viz [5]). Může být tedy uvažováno lineární rozložení délkového přetvoření ϵ_x po průřezu ohýbaného pásu (viz Obr.3.5).

Jeho hodnotu ve vrstvě vzdálené o z od střednicové plochy lze určit vztahem

$$\epsilon_x = \frac{z}{\rho} \quad (3.4)$$

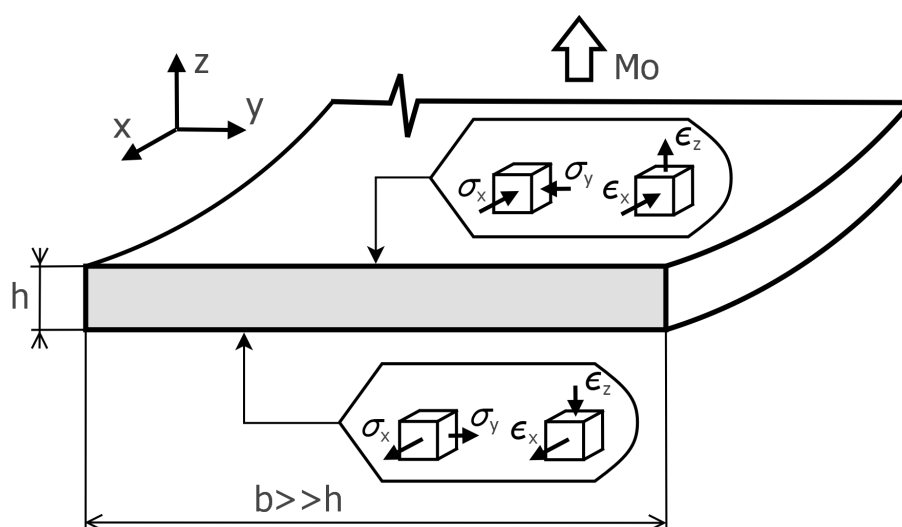
Dochází-li k dokonalému opásání rovnacího válce, pak platí že

$$\rho = R + \frac{h}{2} \quad (3.5)$$

Poznámka: Při TR, kdy dochází ke kombinaci tahu a ohybu bude pozice neutrální roviny proměnná. Ne však v důsledku velkého poloměru $\frac{\rho}{h}$, ale vlivem napínání pásu.

Ohýbání širokých pásů

Je-li ohýbán široký pás (šířka » tloušťka), je vznik deformace ve směru šířky (transversálním směru) značně ztížen a ve střední části k němu prakticky nedochází. V důsledku zamezení deformace vznikají v transversálním směru normální napětí σ_y (viz Obr.3.5). Nastává tedy přibližně stav rovinné deformace (dále RD), při němž se změna délky vlákna kompenzuje pouze ve směru tloušťky pásu.



Obr. 3.5: Napjatost a deformace ohýbaného pásu

Pokud vzniklé deformace mají pouze pružný charakter, platí pro délkové přetvoření ϵ_y dle zobecněného Hookeova zákona pro RD (viz [1]), které je v našem případě rovno nule, vztah

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_y - \mu \cdot (\sigma_z + \sigma_x)] = 0 \quad (3.6)$$

Neuvažuje-li se vliv normálního napětí ve směru tloušťky $\sigma_z = 0$, pak vztah (3.6) po vytknutí σ_y nabude tvaru

$$\sigma_y = \mu \cdot \sigma_x \quad (3.7)$$

Analogicky ϵ_y má délkové přetvoření ϵ_x dle zobecněného Hookeova zákona pro RD tvar

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_x - \mu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)] \quad (3.8)$$

po výjádření normálního napětí σ_x

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 - \mu^2)} \cdot \epsilon_x \quad (3.9)$$

Z porovnání vztahů 3.1 a 3.9 vyplývá, že při RD je normální napětí σ_x v poměru $\frac{1}{(1-\mu^2)}$ větší, než normální napětí σ_x za předpokladu jednoosé napjatosti.

Zbytkový poloměr zakřivení

Při odlehčování ohnutého pásu dochází k jeho zpětné pružné deformaci (dopružování). V jeho průběhu působí proti napětí vzniklému při zatěžování napětí o stejné absolutní hodnotě, které má vzhledem k pružnému charakteru procesu odlehčování lineární průběh.

Byl-li pás ohýbán za vzniku plastické deformace, zůstane i po odlehčení zakřivený. Vzniká tzv. zbytkový poloměr zakřivení, jenž je důsledkem zbytkové napjatosti.

Lze ho spočítat dle vztahu (viz [4])

$$\rho_{zbyt} = \frac{E \cdot I}{M_{O_{zbyt}}} \quad (3.10)$$

kde

$$M_{O_{zbyt}} = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x \cdot b \cdot z \cdot dz \quad (3.11)$$

Tento vztah má obecnou platnost a lze ho tedy použít i v případě složitějšího rozložení zbytkového napětí (např. po TR).

Poznámka: Po TR je většinou dosahováno tak velikých zbytkových poloměrů zakřivení, které z hlediska kvality nemají pro praktické využití pásu žádný význam.

3.3.3 Podmínka plasticity

Části rovnacího pásu z materiálu o jistých vlastnostech, přecházejí při procesu rovnání z elastického stavu do stavu plastického za zcela konkrétních napjatostních poměrů. Hranici tohoto přechodu popisuje podmínka plasticity (např. podmínka $max \tau$, HMM, Druckerova).

Podmínka plasticity HMM

Ze všech dosud známých podmínek plasticity jsem se rozhodl použít podmínku HMM pojmenovanou podle jejích objevitelů M.Hubera, R.Misese, H.Henckyho (též známou jako podmínka intenzity napětí) a to na základě výsledků experimentů Nádaie a Lodea nebo Žukova (viz [5]), z nichž plyne větší přesnost podmínky HMM oproti podmínce $max \tau$, a to především případě rovinné deformace.

Směry zvoleného kartézského souřadného systému (x, y, z) odpovídají směřům působení hlavních napětí ($x \equiv 1, y \equiv 2, z \equiv 3$ pro taženou část a $x \equiv 3, y \equiv 2, z \equiv 1$ pro stlačovanou část pásu).

Podle podmínky HMM přechází těleso do plastického stavu, dosáhne-li intenzita napětí hodnoty meze kluzu. To znamená, že je splněna rovnice

$$\sqrt{3} \cdot \sqrt{J_2(D\sigma)} = \sigma_k \quad (3.12)$$

která po dosažení druhého invariantu deviatoru napětí a vyjádření pro hlavní napětí, pro která platí $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, nabývá tvar

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sigma_k \quad (3.13)$$

Vycházíme-li z teorie malých pružně plastických deformací (TMPPD), platí pro ϵ_2 vztah

$$\epsilon_2 = \frac{\epsilon_i}{\sigma_i} \cdot [\sigma_2 - 0,5 \cdot (\sigma_3 + \sigma_1)] \quad (3.14)$$

Je předpokládáno, že při TR širokých pásů dochází k plastizaci materiálu za stavu blízcímu se RD, tedy $\epsilon_2 = 0$. Po vytknutí σ_2 z (3.14)

$$\sigma_2 = 0,5 \cdot (\sigma_3 + \sigma_1) \quad (3.15)$$

Dosažením (3.15) do (3.13) nabývá tedy podmínka plasticity pro RD tvaru

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_k \quad (3.16)$$

Protože jsme již přijali předpoklad, že napětí σ_z působící ve směru tloušťky pásu je zanedbatelně malé, tedy $\sigma_3 = 0$ pro taženou část (popř. $\sigma_1 = 0$ pro stlačovanou část), nabývá vztah (3.16) tvaru

$$\sigma_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_k \quad (3.17)$$

popř.

$$\sigma_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_k \quad (3.18)$$

K plastizaci tedy dochází, je-li

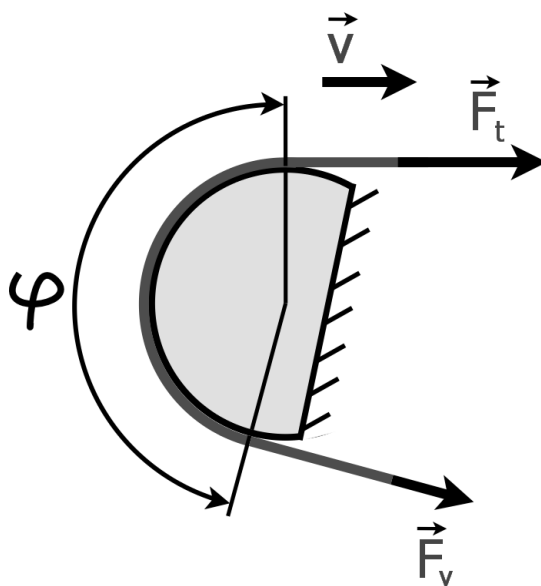
$$\sigma_x = \pm \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_k \quad (3.19)$$

3.3.4 Vláknové (pásové) tření

Při styku pásu s plochou napínacího válce dochází ke vzniku vláknového tření. Dle [3] má vztah pro vláknové tření tvar

$$F_t = F_v \cdot e^{\varphi \cdot f} \quad (3.20)$$

Tento tzv. Eulerův vztah je odvozen pro dokonale ohebné, neprodloužitelné vlákno pohybujícího se po vypuklé ploše tělesa konstantní, nenulovou rychlostí (viz Obr.3.6). Součinitel smykového tření je předpokládán konstantní.



Obr. 3.6: Silové poměry při vláknovém tření

I když obvykle k prokluzu pásu na napínacích válcích nedochází (rychlost pohybu pásu jako celku vůči povrchu válce je nulová), je vztah 3.21 při výpočtu silového poměru na pásu dobře použitelný (viz [13], [12], [11]).

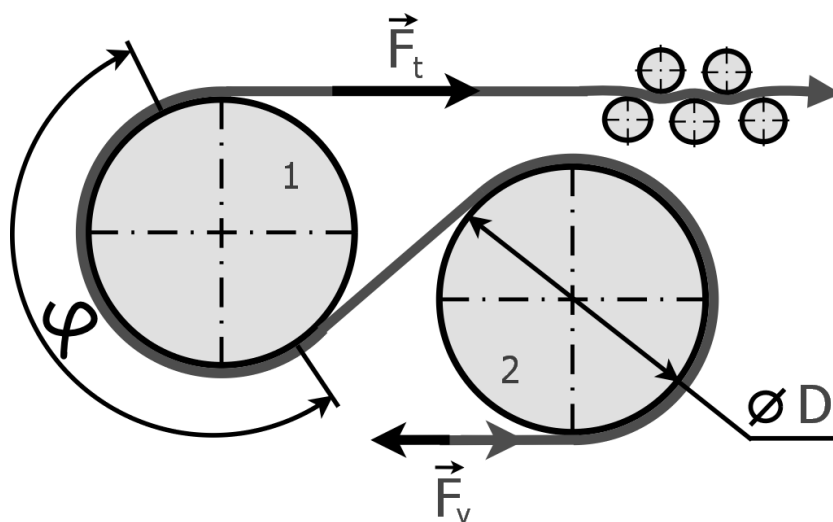
Předpoklad neprodloužitelnosti pásu ale není při TR reálně naplněn. V důsledku velké tahové síly vzniklé prodloužení již nehraje zanedbatelnou roli, a tak dochází v části celkového úhlu opásání k prokluzu pásu. Z tohoto důvodu označuje v programu TaRoPa vstupní parametr φ činný úhel opásání, ve kterém k prokluzu nedochází.

Poměr sil $\frac{F_v}{F_t} = e^{\varphi \cdot f}$ je možno chápat jako hodnotu mezní. Poměr totiž nemůže být při statické rovnováze větší, zato nižší ano. Z tohoto důvodu jsou kroutící momenty napínacích válců, které jsou vypočtené ze sil F_t a F_v (viz Vztah3.21), v jistém smyslu optimální.

Vláknové tření na n válcích

Prochází-li pás přes více válců (viz Obr.3.7) o stejném průměru, úhlu opásání a součiniteli smykového tření, pak má vztah pro vstupní sílu na n -tý válec tvar

$$F_v = \frac{F_t}{(e^{\varphi \cdot f})^n} \quad (3.21)$$



Obr. 3.7: Schema napínací stolice s dvěma napínacími válci

3.4 Struktura programu

Tato práce je zaměřena na TR tenkých pásů, jehož principem je rozdílné protažení pásu v podélném (longitudiálním) směru. Dále bude tedy pojednáváno pouze o délkových přetvořeních a normálních napětích v longitudiálním směru pásu. Neznamená to ovšem, že by byly všechny ostatní složky napjatosti a deformace zanedbány. Zanedbáno je pouze normální napětí ve směru tloušťky, smyková napětí a úhlová přetvoření ve všech směrech zvoleného souřadnicového systému xyz , a dále délkové přetvoření ve směru transversálním při ohybu (viz Kap.3.1.1).

Díky zjednodušujícím předpokladům stačí dále určovat stav deformace a napjatosti pouze v jednom příčném průřezu pásu.

Stav deformace a napjatosti v jistém časovém okamžiku je závislý na historii zatěžování. K jeho určení je tedy za potřeby postupovat po krocích na něž je časový průběh zatěžování rozdělen. Především musí být postihnuty krajní stavy deformačního zatěžování, ve kterých dochází ke změně smyslu jeho působení (tedy stavy, kdy má pás při průchodu jednotlivými rovnacími válci maximální poloměr zakřivení).

3.4.1 Vstupní parametry

První skupina vstupních parametrů popisuje rovnaný pás. Je nutno definovat jeho rozměry:

- šířka pásu $b[mm]$
- tloušťka pásu $h[mm]$

a dále zjednodušený pracovní diagram materiálu a druh zpevnění materiálu. V programu TaRoPa je materiálové chování definované bilineární aproximací průběhu pracovního diagramu. Lze zadat elasto-ideálně plastický model chování materiálu nebo elasto-plastický model chování materiálu se zpevněním izotropním nebo kinematickým, jež popisují parametry:

- modul pružnosti v tahu $E[MPa]$
- Poissonovo číslo $\mu[-]$
- mez kluzu $\sigma_k[MPa]$
- druh zpevnění [*kinematické, izotropní, bez zpevnění*]
- tangenciální modul zpevnění $E_t[MPa]$ (je-li uvažováno zpevnění materiálu)

Poznámka: V modelu chování materiálu není definovatelná mez pevnosti. Materiál má tedy teoreticky nekonečně velkou tažnost.

Druhá skupina vstupních parametrů popisuje výchozí parametry rovnicí a napínací stolice.

Je nutno zadat:

- průměr rovnicích válců $d[mm]$
- počet rovnicích válců $n_{rv}[-]$
- průměr napínacích válců $D[mm]$
- počet napínacích válců $n_{nv}[-]$
- součinitel smykového tření $f[-]$
- činný úhel opásání² $\varphi[rad]$
- požadované protažení pásu $e[\%]$

Hlavním vstupním parametrem je požadované protažení pásu e . Jinými slovy se jedná o průměrnou hodnotu celkového délkového přetvoření v longitudiálním směru napříč průřezem $\bar{\epsilon}_{x,tot}$ na konci procesu TR, kdy pás již není ohýbán ani napínán. V programu TaRoPa je požadované e přednastaveno na hodnotu 0,5%, což odpovídá $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,005$ (viz Kap.2.2).

Dále je v nutno nastavit prioritu parametru, který se bude v případě nedosažení požadovaného protažení měnit (průměr rovnicích válců snižovat, počet rovnicích válců zvyšovat).

²úhel opásání napínacího válce na němž nedochází k prokluzu pásu

Při zadávání počtu válců napínací stolice je nutno si uvědomit, že se napínací zařízení skládá ze dvou napínacích stolic, tedy že zadávaná hodnota je rovna polovině celkového počtu válců napínacího zařízení.

3.4.2 Výstupní parametry

Výstupní parametry jsou:

- průměr rovnacích válců $d[mm]$
- počet rovnacích válců $n_{rv}[-]$
- tahová síla na vstupu do rovnací stolice $F_t[N]$
- normální napětí od tahové síly na vstupu do rovnací stolice $\sigma^t[MPa]$
- tahová síla na vstupu do napínací stolice $F_v[N]$
- průměr napínacích válců $D[mm]$
- počet napínacích válců $n_{rn}[-]$
- zbytkový poloměr zakřivení střední roviny pásu $\rho_{zbyt}[m]$
- protažení pásu $e[\%]$

3.4.3 Obecná struktura programu

Cílem programu je najít takové hodnoty parametrů napínací a rovnací stolice, aby bylo dosaženo požadovaného nevratného protažení e , neboli průměrné hodnoty celkového délkového přetvoření pásu napříč průřezem $\bar{\epsilon}_{x,tot}$ (viz Obr.3.8), přičemž výchozími hodnotami výpočtu jsou uživatelem zadané vstupní hodnoty (viz Kap.3.4.1).

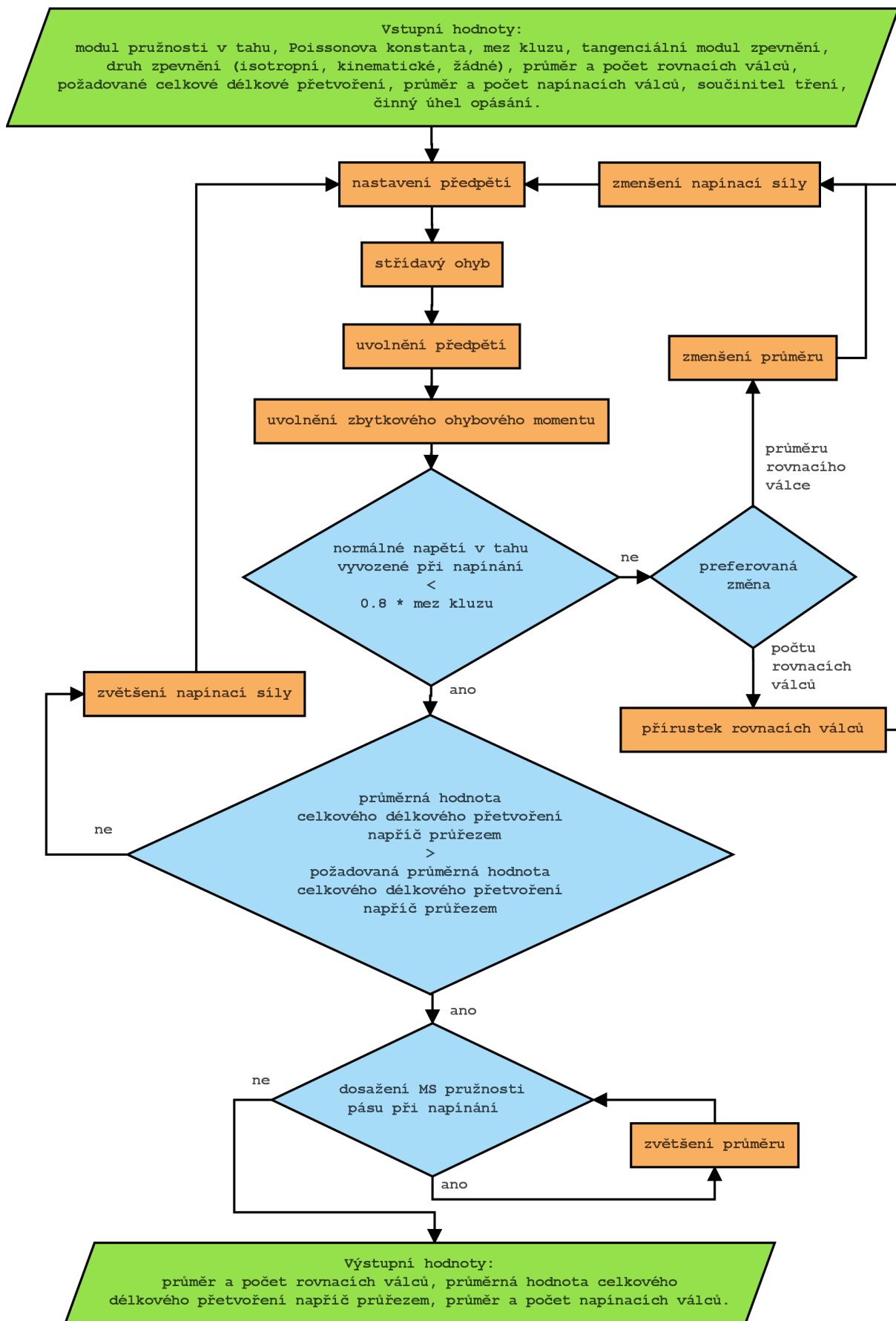
Poznámka: Na základě předpokladu č.6 (viz Kap.3.1) lze $\bar{\epsilon}_{x,tot}$ spočítat jako aritmetický průměr délkového přetvoření $\epsilon_{x,tot}$ v krajních vrstvách pásu. Odpovídá tedy délkovému přetvoření $\epsilon_{x,tot}$ střednicové plochy.

V prvním sledu kroků je zvětšována tahová síla napínací stolice. Dosáhne-li své kritické hodnoty (viz Kap.3.3.1), aniž by bylo dosaženo požadovaného $\bar{\epsilon}_{x,tot}$, přestane se zvětšovat a v dalším kroku je buď zmenšen průměr rovnacích válců nebo zvětšen jejich počet o konstantní hodnotu³, tahová síla klesne a v následném sledu kroků je opět zvyšována dokud není dosaženo jedné z podmínek, jako v prvním sledu kroků. Zda dojde při nedosažení požadovaného $\bar{\epsilon}_{x,tot}$ k zmenšení průměru nebo zvětšení počtu rovnacích válců závisí na vstupním nastavení. Jsou-li zadány takové vstupní parametry, že by pro splnění požadovaného $\bar{\epsilon}_{x,tot}$ musela být překročena mezní hodnota počtu⁴ nebo průměru⁵ rovnacích válců, je výpočet zastaven.

³v programu TaRoPa je implicitně nastavena hodnota 5mm pro změnu průměru a 1 pro změnu počtu

⁴v programu TaRoPa je implicitně nastavena hodnota 10mm

⁵v programu TaRoPa je implicitně nastavena hodnota 25



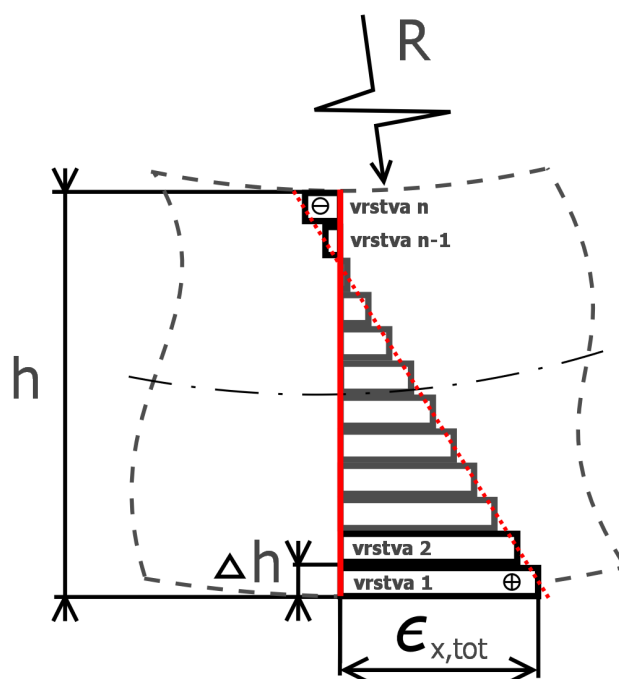
Obr. 3.8: Vývojový diagram programu TaRoPa

Pokud je dosaženo požadovaného $\bar{\epsilon}_{x,tot}$, je následně ověřováno, zda nedojde k plastické deformaci pásu na napínacím válci účinkem napínání tahovou silou a ohybu. Pokud ano, je stanoven jeho takový minimální průměr, na němž k plastické deformaci nedojde.

3.4.4 Detailní struktura programu

Diskretizace pásu na vrstvy

V důsledku nelineárního průběhu elasto-plastického modelu chování materiálu vzniká v průřezu pásu po dosažení mezního stavu pružnosti nelineární rozložení normálního napětí v tahu σ_x a elastické složky délkového přetvoření $\epsilon_{x,el}$ popř. plastické složky délkového přetvoření $\epsilon_{x,pl}$. Pro popis jejich průběhu je průřez rozdělen na n^6 vrstev o velice malé konstantní tloušťce. V každé vrstvě pak je uvažován konstantní průběh všech určovaných veličin (viz obr3.9).



Obr. 3.9: Průřez pásu rozdělený na vrstvy

Jedinou veličinou mající i po dosažení mezního stavu pružnosti stále lineární průběh napříč průřezem je celkové délkové přetvoření $\epsilon_{x,tot}$, pro nějž platí vztah

$$\epsilon_{x,tot} = \epsilon_{x,el} + \epsilon_{x,pl} \quad (3.22)$$

Tato vlastnost je dána předpokladem č.6 (viz Kap.3.1.1).

⁶implicitně je nastavena hodnota 200

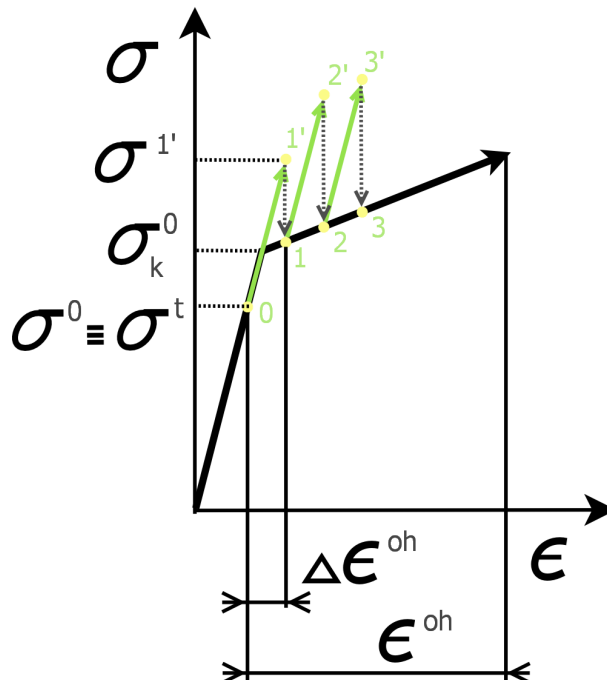
Nastavení tahového předpětí

V prvním kroku výpočtu je v každé vrstvě pásu nastavena hodnota velice malého⁷ napětí ($\sigma_x = 0,01 \cdot \sigma_k$). Poté je hodnota napětí skokově zvyšována, dokud není splněna podmínka ukončení výpočtu, nebo není-li dosažena mezní hodnota tahového předpětí σ_{max}^t , která je dána vztahem 3.3. V každém kroku je dle vztahu 3.1 dopočítávána hodnota tahové síly F_t a dle vztahu 3.2 hodnota délkového přetvoření od tahového předpětí ϵ_x^t , pro které platí $\epsilon_x^t = \epsilon_{x,tot} = \epsilon_{x,el}$.

Přírůstkové deformační zatěžování

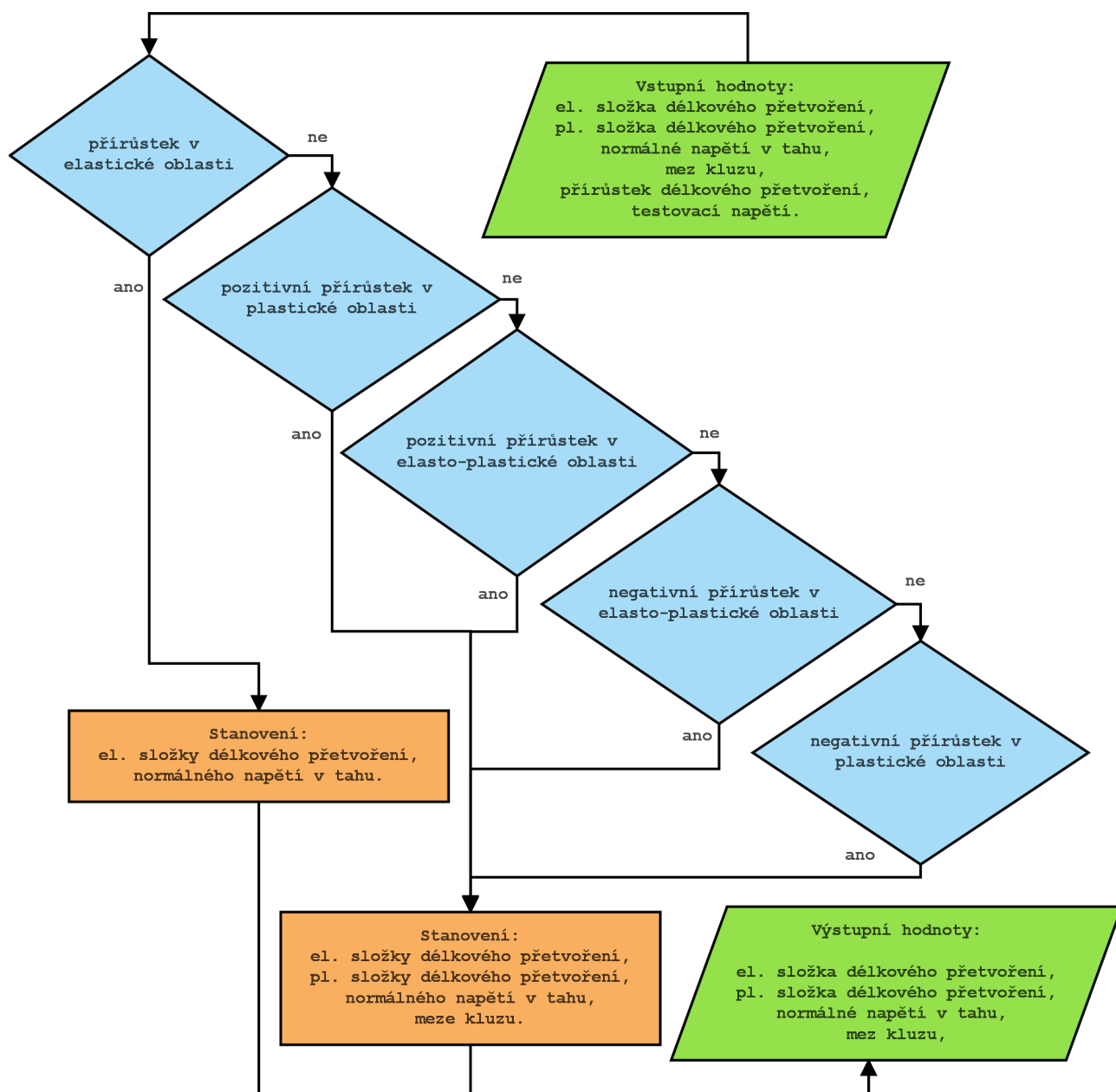
Po nastavení předpětí pásu je pro každou vrstvu dle vztahu 3.4 spočítána velikost ϵ_x^{oh} , které udává velikost deformace pásu v longitudiálním směru čistě od ohybu na prvním rovnacím válci. Tato hodnota celkového přírůstku ϵ_x^{oh} je následně rozdělena na m kroků a tedy na m přírůstků $\Delta\epsilon_x^{oh}$.

V každém přírůstku $\Delta\epsilon_x^{oh}$ je predikována hodnota napětí $\sigma_x^{(j+1)'}$ a následně korigována v závislosti na výchozí hodnotě napětí σ_x^j a meze kluzu v tahové oblasti σ_k^j nebo meze kluzu v tlakové oblasti σ_{kp}^j (viz Obr.3.10 a 3.11).



Obr. 3.10: Přírůstkové deformačního zatěžování při ohybu pásu na rovnacím válci

⁷z důvodu konvergence řešení není jako počáteční hodnota zvolena 0



Obr. 3.11: Vývojový diagram části programu TaRoPa stanovující chování materiálu ve vrstvě pásu po přírůstku deformace

Je-li v kroku $x+1$:

- $\sigma_{kp}^j < \sigma_x^{(j+1)'}$ a $\sigma_k^j > \sigma_x^{(j+1)'}$

dochází k pozitivnímu přírůstku normálního napětí a délkového přetvoření pouze v elastické oblasti pracovního diagramu (nárůst σ_x a $\epsilon_{x,el}$)

- $\sigma_k^j \leq \sigma_x^{(j+1)'}$ a $\sigma_x^j < \sigma_k^j$

dochází k pozitivnímu přírůstku normálního napětí a délkového přetvoření v

elasto-plastické oblasti pracovního diagramu (pozitivní přírůstek $\sigma_x, \epsilon_{x,el}, \epsilon_{x,pl}$ a při uvažování zpevnění i σ_k, σ_{kp})

- $\sigma_k^j \leq \sigma_x^{(j+1)'}$ a $\sigma_x^j = \sigma_k^j$
 dochází k pozitivnímu přírůstku délkového přetvoření pouze v plastické oblasti pracovního diagramu (pozitivní přírůstek $\epsilon_{x,pl}$ a při uvažování zpevnění i $\sigma_x, \epsilon_{x,el}, \sigma_k, \sigma_{kp}$)
- $\sigma_{kp}^j \geq \sigma_x^{(j+1)'}$ a $\sigma_x^j > \sigma_{kp}^j$
 dochází k negativnímu přírůstku normálního napětí a délkového přetvoření v elasto-plastické oblasti pracovního diagramu (negativní přírůstek $\sigma_x, \epsilon_{x,el}, \epsilon_{x,pl}$ a při uvažování zpevnění i σ_k, σ_{kp})
- $\sigma_{kp}^j \geq \sigma_x^{(j+1)'}$ a $\sigma_x^j = \sigma_{kp}^j$
 dochází k negativnímu přírůstku délkového přetvoření pouze v plastické oblasti pracovního diagramu (negativní přírůstek $\epsilon_{x,pl}$ a při uvažování zpevnění i $\sigma_x, \epsilon_{x,el}, \sigma_k, \sigma_{kp}$)

Tento postup se opakuje postupně na každém rovnacím válci pro kladný, a poté pro záporný smysl rovnání⁸ (viz Obr.3.12), což umožňuje sledovat změny deformace a napjatosti v celém průběhu procesu TR. (pzn. podle smyslu ohýbání⁹ dochází ke změně znaménka délkového přetvoření ϵ_x^{oh})

Korekce úbytku vnitřní tahové síly

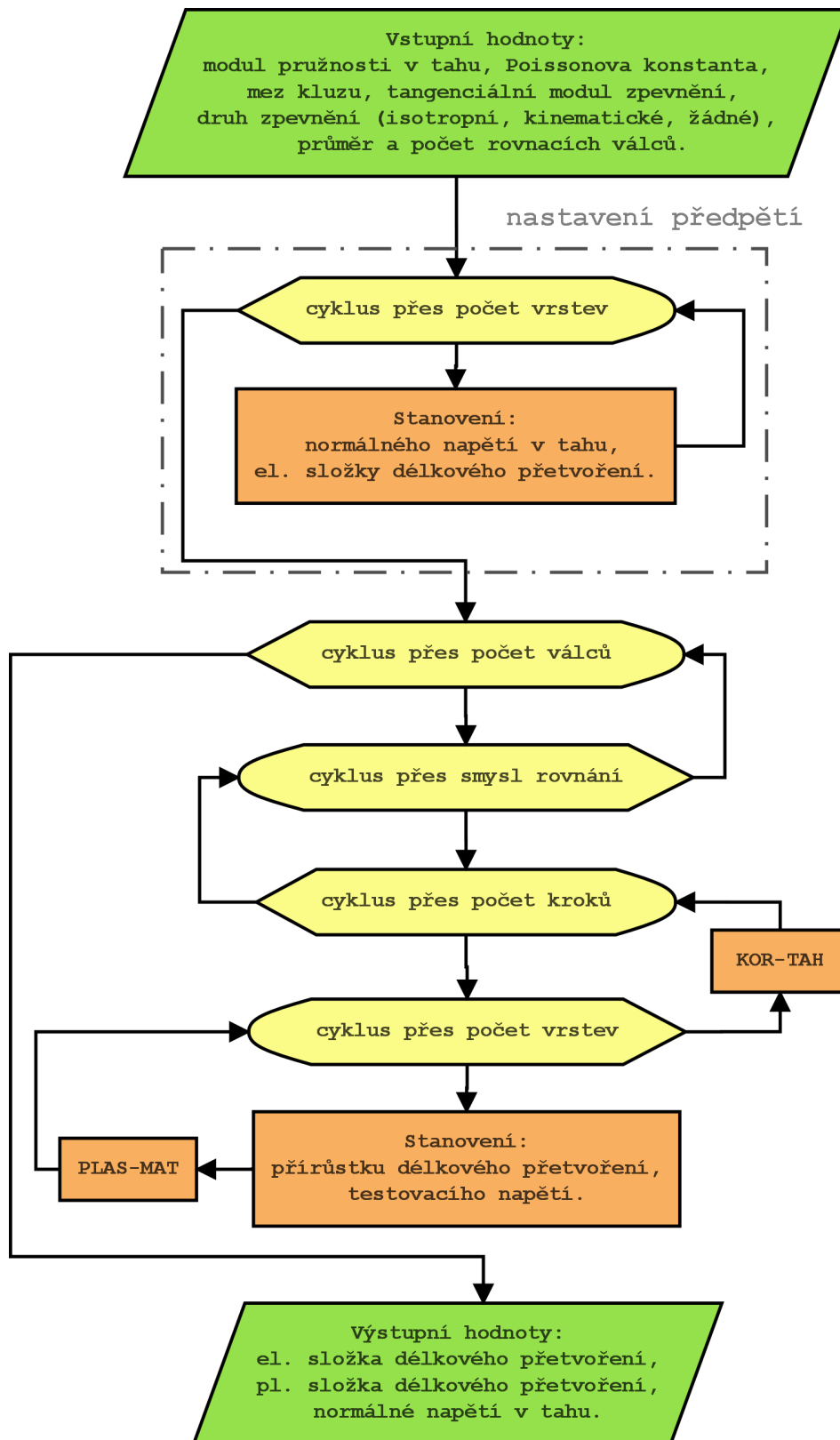
Po dosažení MS pružnosti dochází v dalších krocích k poklesu celkové vnitřní tahové síly, definované jako součet všech elementárních¹⁰ normálních napětí v longitudiálním směru vynásobený celkovou plochou průřezu pásu. Tato situace je znázorněna na Obr.3.13, kde je zobrazen stav napětí ve dvou po sobě následujících krocích. První zátěžný krok probíhá zcela v elastické oblasti pracovního diagramu. Ve druhém kroku normální napětí v krajní oblasti průřezu pásu dosáhlo meze kluzu a k jeho růstu nadále nedochází, což vede k poklesu vnitřní tahové síly (na Obr.3.13 odpovídá její velikost součinu červeně znázorněného normálního napětí a obsahu části průřezu ve tvaru obdélníka na němž působí). V druhé polovině průřezu je normální napětí, které by vzniklo účinkem čistě ohybového momentu, oslabeno normálním napětím vzniklým účinkem tahové síly, a proto plastizace materiálu nenastává.

Poznámka: Zastavení růstu normálního napětí po dosažení meze kluzu platí pro elasto-ideálně plastický model chování materiálu. Pro model chování materiálu se zpevněním k malému růstu normálního napětí dochází.

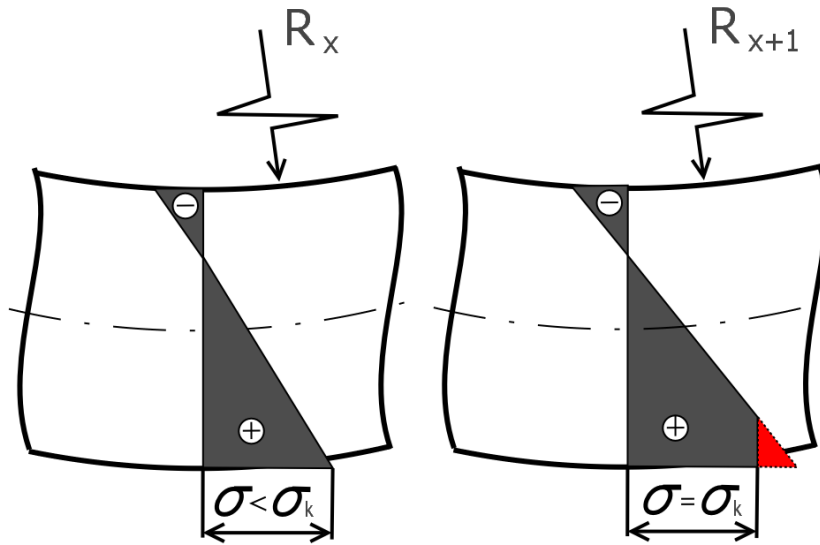
⁸mění se, dosáhne-li poloměr zakřivení svého minima ($\rho = R + h/2$)

⁹mění se, dosáhne-li poloměr zakřivení svého maxima ($\rho = 0$)

¹⁰element = vrstva



Obr. 3.12: Vývojový diagram části programu TaRoPa stanovující chování materiálu za cyklického ohybu



Obr. 3.13: Úbytek vnitřní tahové síly vlivem plastizace materiálu

Aby byla splněna nutná podmínka rovnováhy vnější a vnitřní síly, musí být vnitřní síla zvýšena o hodnotu rozdílu vnější a vnitřní síly. V programu TaRoPa je rovnováha ověřována po každém zatěžovacím kroku.

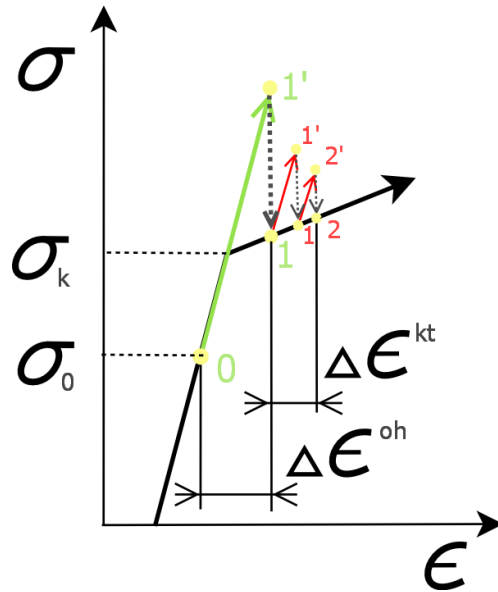
Nastane-li nerovnováha vnější a vnitřní síly, iteračním způsobem (viz Obr.3.14) se stanoví potřebný, po průřezu konstantní přírůstek délkového přetvoření ϵ_x^{kt} , který onu nerovnováhu minimalizuje¹¹. Konstantní musí být z toho důvodu, aby bylo zachováno rovinné rozdělení deformace po průřezu.

Z výše uvedeného je dobře patrné, že při výpočtu výsledného délkového přetvoření pásu nelze využít principu superpozice a počítat tedy pouze s oddělenými příspěvky přetvoření od napínání a ohybu.

Zatěžování materiálu se zpevněním

Chování materiálu, jež vykazuje kinematičké nebo izotropní zpevnění, je v programu TaRoPa na rozdíl od ideálně plastického modelu chování materiálu definováno tak, že s růstem délkového přetvoření $\epsilon_{x,pl}$ v plastické oblasti pracovního diagramu je současně v závislosti na tangenciálním modulu zpevnění E_t zvyšována hodnota napětí σ_x , elastické složky délkového přetvoření $\epsilon_{x,el}$ a meze kluzu σ_k . V každém kroku je také stanovena aktuální mez kluzu v tlakové části pracovního diagramu σ_{kp} , která by byla mezní hodnotou elastického chování materiálu, byl-li by v následujících krocích materiál odlehčen a stlačován. V případě kinematičkého zpevnění dochází k posunu

¹¹velikost maximální možné relativní odchylky vnitřní a vnější síly je implicitně nastavena na $\pm 0,1\%$



Obr. 3.14: Korekce úbytku vnitřní tahové síly pomocí iteračního cyklu

meze kluzu σ_{kp} do kladných hodnot a v případě izotropního zpevnění se hodnota meze kluzu σ_{kp} posouvá symetricky podle osy $\epsilon_{x,tot}$ do záporných hodnot.

Přírůstkový úbytek tahové síly

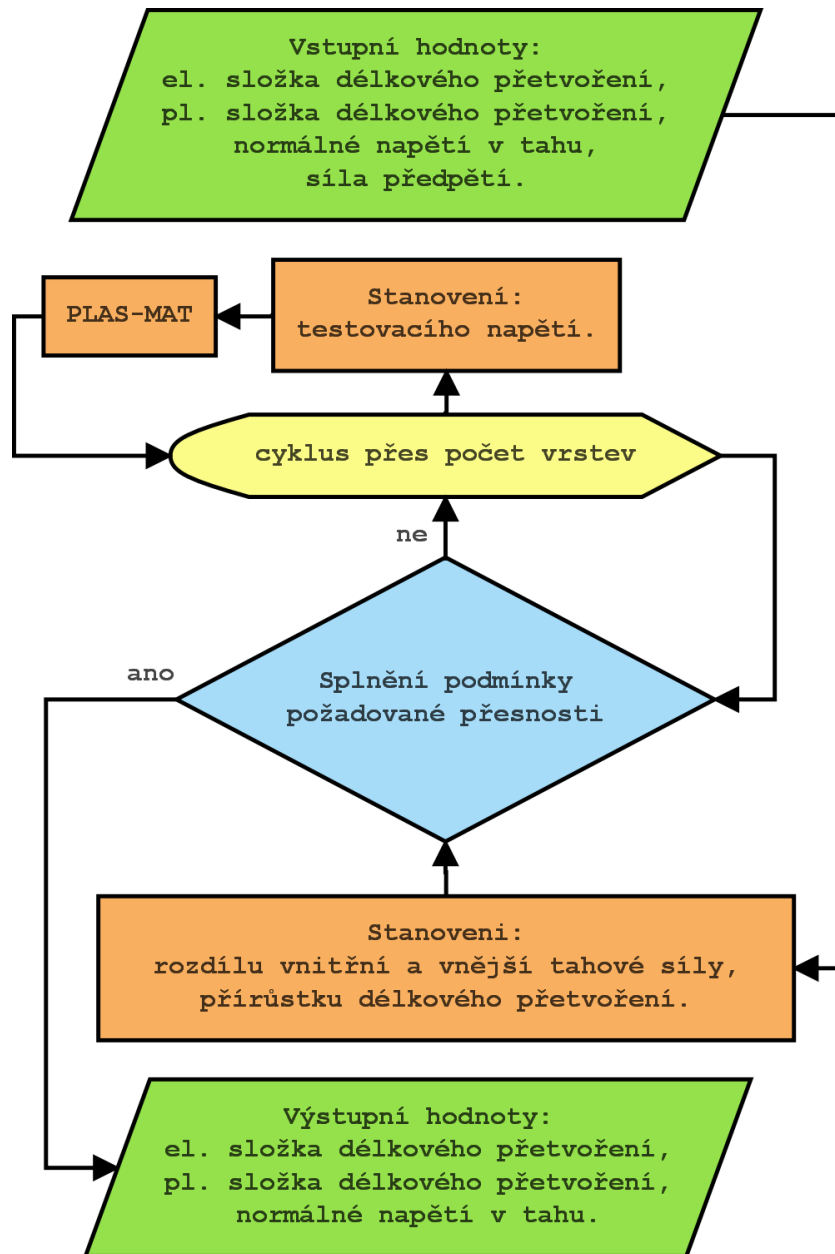
Odstranění tahové síly F_t je realizováno tak, že v celém průřezu pásu je snížena hodnota $\epsilon_{x,tot}$ o hodnotu ϵ_x^t , odpovídající velikosti délkového přetvoření od tahové síly. Pokles délkového přetvoření probíhá krokově (ϵ_x^t je rozděleno na l kroků o konstantní velikosti). To umožňuje sledovat změny deformace a napjatosti i v průběhu odlehčování. Iterační přístup při odlehčování hraje svou roli i v otázce konvergence řešení.

Poznámka: Po odstranění F_t může dojít v některých vrstvách se zápornou hodnotou σ_x k plastizaci.

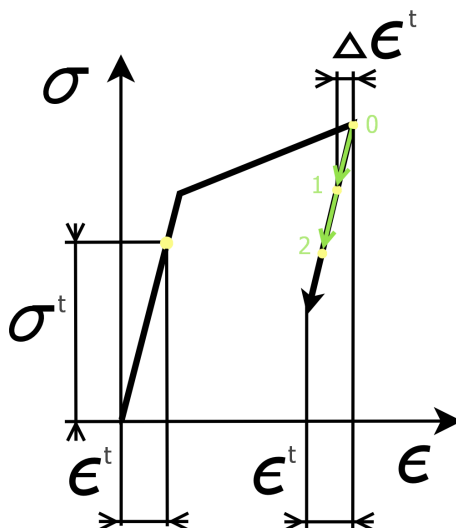
Dopružení pásu

Po odstranění tahové síly následuje druhé stádium odlehčování pásu. Na jeho počátku je pás v longitudiálním směru stále přímý a napříč průřezem působí zbytkové napětí o nekonstantní velikosti. Účinkem zbytkového ohybového momentu od tohoto napětí vzniká dle vztahu 3.10 zbytkový poloměr zakřivení pásu ρ_{zbyt} .

Zbytkový ohybový moment je však v diskretizovaném pásu vyjádřen na rozdíl od vztahu 3.11 jednodušeji, a to jako



Obr. 3.15: Vývojový diagram části programu TaRoPa korigující rovnováhu vnitřní a vnější tahové síly



Obr. 3.16: Přírůstkový úbytek tahové síly

$$M_{ozbyt} = \sum_{i=1}^n \sigma_x \cdot b \cdot z_i \cdot \Delta z \quad (3.23)$$

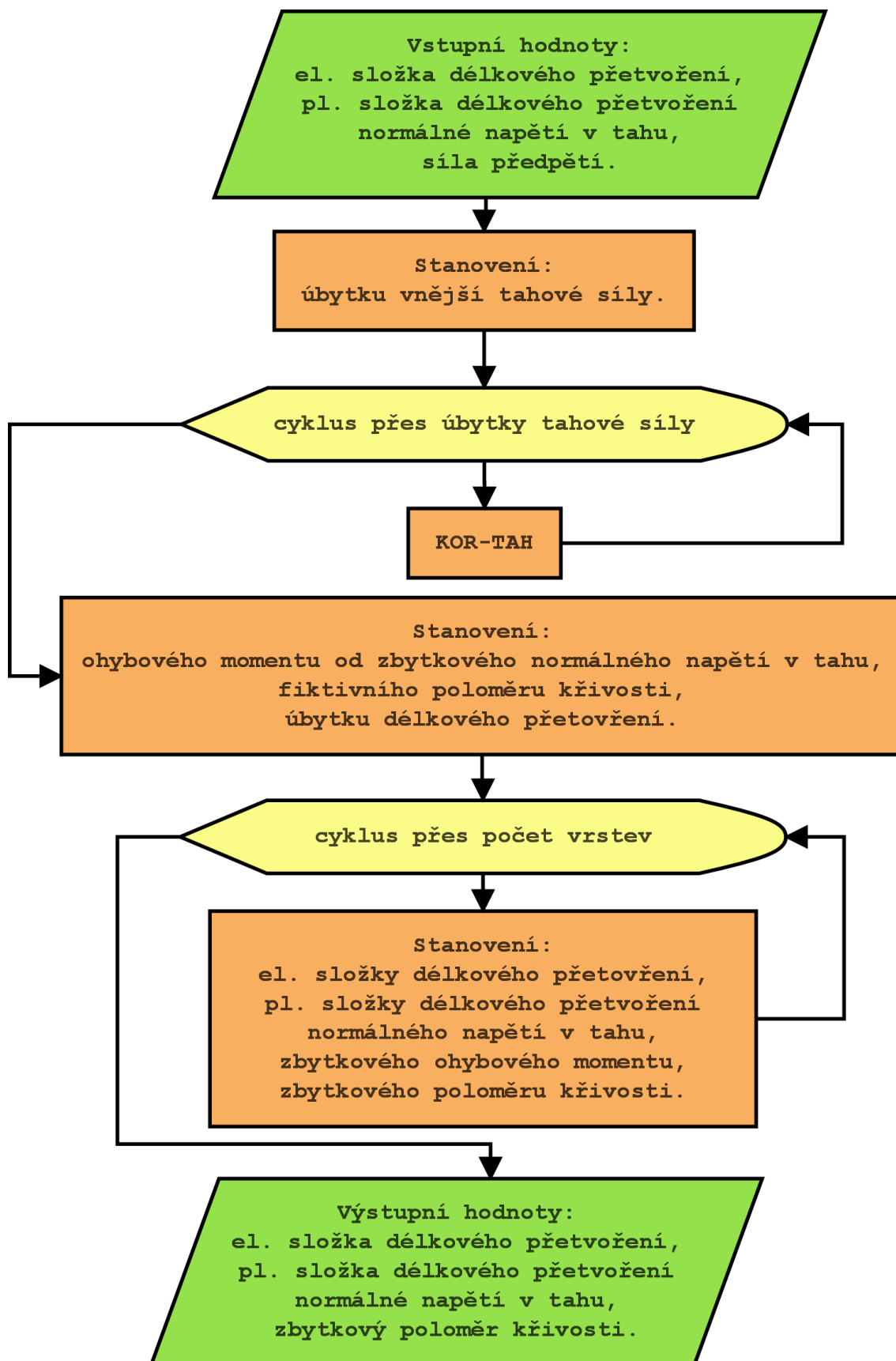
kde n je počet vrstev, z_i vzdálenost i -té vrstvy od střednicové plochy, Δz tloušťka vrstvy.

Kontrola dosažení MS pružnosti pásu na válcích napínací stolice

Hlavním požadavkem na válce napínací stolice je, aby nedošlo v procesu napínání k nevratné plastické deformaci pásu. K té může dojít, dosáhne-li součet napětí od napínání a od ohybu na napínacím válci meze kluzu (pzn. součet oddělených složek zatížení může být v tomto případě uvažován, protože v elastické oblasti pracovního diagramu platí princip superpozice). Hodnota normálního napětí od napínání potřebná k dosažení požadovaného protažení pásu je při návrhu parametrů napínací stolice brána jako pevně daná. Aby nedošlo k MS pružnosti, musí být variována hodnota normálního napětí od ohybu na napínacím válci. Jediný parametr, který tuto hodnotu ovlivňuje, je průměr válce D . Vstupní hodnota průměru válce napínací stolice je proto v případě nesplnění požadavku nedosažení MS pružnosti zvětšena na takovou minimální hodnotu D_{min} , která splnění požadavku zaručuje.

Z důvodu postupného poklesu tahové síly na jednotlivých válcích směrem ke vstupnímu svitku pásu (popř. výstupnímu svitku "narovnaného" pásu) se zmenšuje i hodnota normálního napětí v tahu (viz Kap.3.3.4). V důsledku toho jsou také minimální průměry těchto válců menší.

Jelikož jsem se v prostudované literatuře nesetkal s napínacími stolicemi s výrazně proměnným průměrem válců, není v této práci tato skutečnost hlouběji rozebí-



Obr. 3.17: Vývojový diagram části programu TaRoPa stanovující chování materiálu při odlehčování

raná a je stanovován pouze minimální průměr "nejkritičtějšího" válce před vstupem pásu do (popř. za výstupem pásu z) rovnací stolice.

Při kontrole dosažení MS pružnosti pásu probíhá výpočet tak, že je nejdříve spočítáno délkové přetvoření pásu čistě od jeho ohybu na napínacím válci, jehož průměr byl zadán uživatelem. Hodnota normálního napětí od tahové síly je známa z předchozího výpočtu a je brána jako pevně daná. Výsledné hodnoty deformačního zatížení od ohybu je dosahováno přírůstkově (viz Kap.3.4.4). Překročí-li však v průběhu zatěžování hodnota normálního napětí v některé z vrstev mez kluzu (tzn. že byl dosažen MS pružnosti), je proces přírůstkového zatěžování ukončen. V dalším kroku je průměr napínacích válců zvýšen o pevně danou hodnotu¹² a znovu se stejným způsobem zkontroluje dosažení MS pružnosti. Tento postup se opakuje, dokud není požadavek nedosažení MS pružnosti splněn.

3.4.5 Uživatelský manuál

Uživatelské rozhraní

Vytvořené grafické uživatelské rozhraní programu (viz Obr.3.18) má oproti z hlediska tvorby jednoduššímu uživatelskému rozhraní prostřednictvím příkazového řádku řadu výhod. Především je výrazně přehlednější a zadávání nebo modifikace vstupních hodnot jsou velice rychlé.

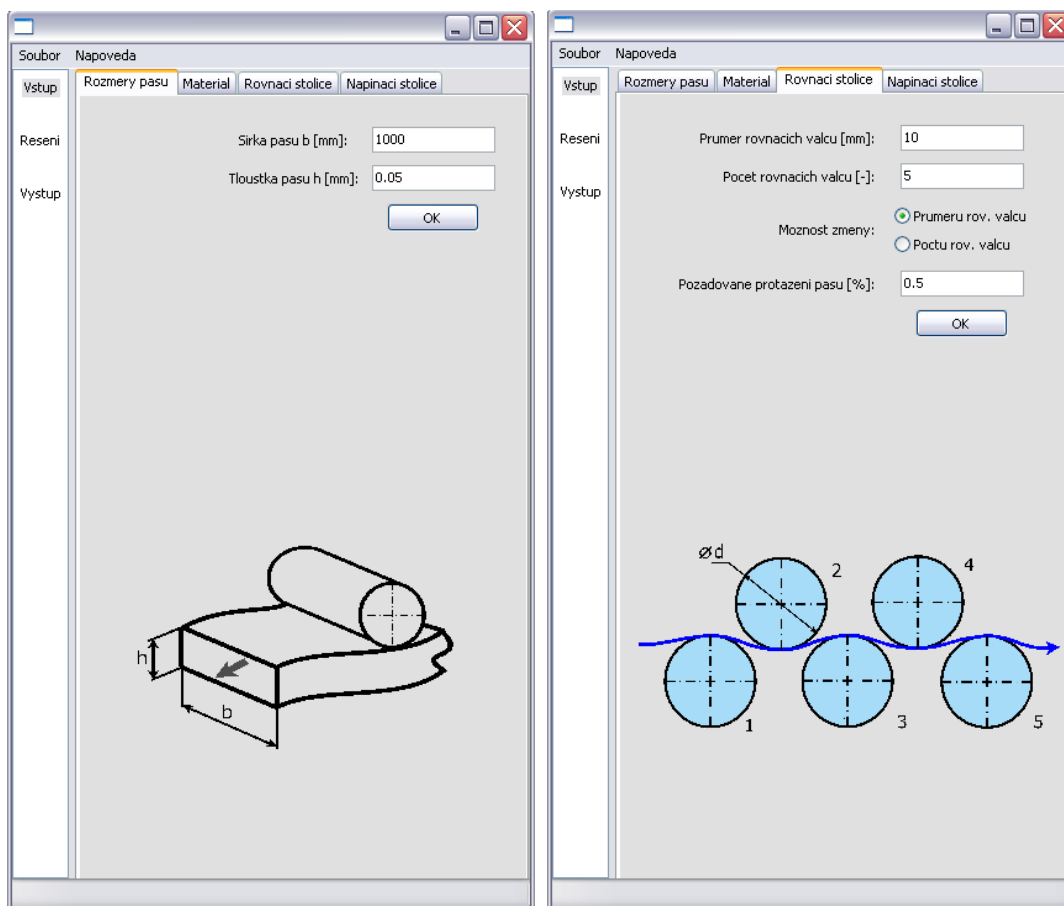
Ovládání

Po spuštění programu TaRoPa se zobrazí tzv. hlavní okno, jehož levý a horní okraj obsahuje lištu s tlačítky.

Tlačítka na levém okraji (*Vstup*, *Reseni*, *Vystup*) strukturují program do tří základních podoken.

Kliknutím na tlačítko nazvané *Vstup* se zobrazí podokno, které je v horní části také strukturované do dalších čtyř podoken (*Rozmery pasu*, *Material*, *Rovnaci stolice*, *Napinaci stolice*). V těchto čtyřech podoknech se zadávají vstupní parametry popisující rovnací pás, model chování materiálu, rovnací stolicu a napínací stolicu. Tlačítko s názvem *OK* slouží pouze k ověření správnosti zadaných hodnot (tzn. je-li zadáno např. písmeno namísto čísla, definuje-li záporné číslo veličinu, jež je definovatelná pouze kladným číslem nebo je-li zadaná hodnota mimo rozsah verifikovaných hodnot).

¹²implicitně je nastavena hodnota 10mm



Obr. 3.18: Grafické rozhraní programu TaRoPa

Obsahuje-li zadaný údaj na své první pozici písmeno, je celý převeden na hodnotu 0 datového typu double, obsahuje-li zadaný údaj na prvních pozicích číslice a poté písmeno, je pouze číselný údaj před písmenem převeden do datového typu double.

Kliknutím na tlačítko s názvem *Reseni* se zobrazí podokno, které slouží pro souhrnou kontrolu vstupních parametrů, spuštění výpočtu a průběžné informování o průběhu výpočtu. Pokud je kurzor myši posunut na toto podokno, zobrazí se souhrnný přehled zadaných parametrů a případná varování o chybném zadání vstupních hodnot (viz funkce tlačítka s názvem *OK* při zadávání vstupních hodnot).

Kliknutím na tlačítko s názvem *Vystup* se zobrazí podokno, které, je-li výpočet úspěšně ukončen, zobrazí výsledné parametry rovnicí stolice, napínací stolice a tvaru pásu po odlehčení.

Systémová tlačítka se nacházejí v horní části hlavního okna pod tlačítky *Soubor* a *Napoveda*.

- *Konec* (klavesová zkratka Alt + F4 popř. křížek v pravé horní části okna) ukončí běh programu
- *O programu* (F1) zobrazí základní informace o programu

- *Predoklady vypoctu* (F2) zobrazí zjednodušující předpoklady výpočtu
- Minimalizace (dolní pomlčka v pravé horní části okna) - minimalizuje hlavní okno programu do lišty

Zpracování výstupních dat

Průběh délkového přetvoření a normálního napětí napříč průřezem je v průběhu výpočtu zaznamenáván. Konkrétně se jedná o hodnoty normálního napětí v longitudiálním směru, celkového délkového přetvoření a jeho plastické a elastické složky taktéž v longitudiálním směru. V každé z vrstev, na něž je pás diskretizován, je stanovována vždy jedna hodnota každé uvedené veličiny, neboť je uvažován jejich po vrstvě konstantní průběh. Hodnoty jsou uloženy do textového souboru *report-prubeh-po-prurezu.txt*, dosáhne-li ohyb pásu na rovníčném válci své maximální hodnoty. Postupně je tak uloženo tolik průběhů, kolik je rovníčných válců. Na závěr jsou uloženy hodnoty délkového přetvoření na konci procesu TR, kdy je pás odlehčen a dochází k jeho dopružení. Tyto hodnoty lze pak zobrazit v některém programu, umožňujícím tvorbu grafů.

Jeden z nejefektivnějších způsobů zobrazení těchto dat nabízí program *Gnuplot*^{TM13}, jenž umožňuje generování grafů přímo z dat textového souboru. Pro vytvoření grafů průběhů výše popsaných veličin napříč průřezem slouží textový soubor *TISK_v_gnuplot.txt*, který se obsažen v hlavní složce programu TaRoPa. Pouhým zkopírováním obsahu tohoto textového souboru do příkazového řádku programu *Gnuplot*TM se grafy vygenerují.

Dalším výstupním textovým souborem je *vysledky.txt* který obsahuje v přehledné formě hodnoty všech výstupních parametrů.

¹³pokročilý multiplatformní program s otevřenou licencí pro generování 2D a 3D grafů

4 VERIFIKACE VÝSLEDKŮ PROGRAMU TAROPA

K verifikaci výsledků programu TaRoPa byl vytvořen výpočtový model pásu ve programu ANSYS^{TM1}, jenž vychází z MKP.

4.1 Obecné předpoklady verifikačního výpočtového modelu

Předpoklady verifikačního a výpočtového modelu pásu programu TaRoPa jsou totožné až na předpoklad č. 4 a 5 (viz Kap.3.1.1). Není tedy vyloučen vznik normálního napětí ve směru tloušťky pásu a vznik smykových napětí.

4.2 Parametry výpočtového modelu

4.2.1 Geometrie výpočtového modelu

Geometrii výpočtového modelu tvoří kvádr, který představuje elementární výřez pásu (viz Obr.4.1) v longitudiálním i v transversálním směru. Ve směru tloušťky pásu je geometrie výpočtového modelu rozdělena na 100 prvků², což umožňuje v tomto směru dostatečně přesně popsat průběh normálních napětí a složek délkového přetvoření.

Jednotlivá normální napětí a délková přetvoření mají ve vrstvách s konstantní vzdáleností od střednicové plochy elementárního výřezu v jednotlivých zátěžných krocích konstantní velikost. To je dáno konstantní velikostí deformačního a silového zatížení v těchto vrstvách pro jednotlivé zátěžné kroky.

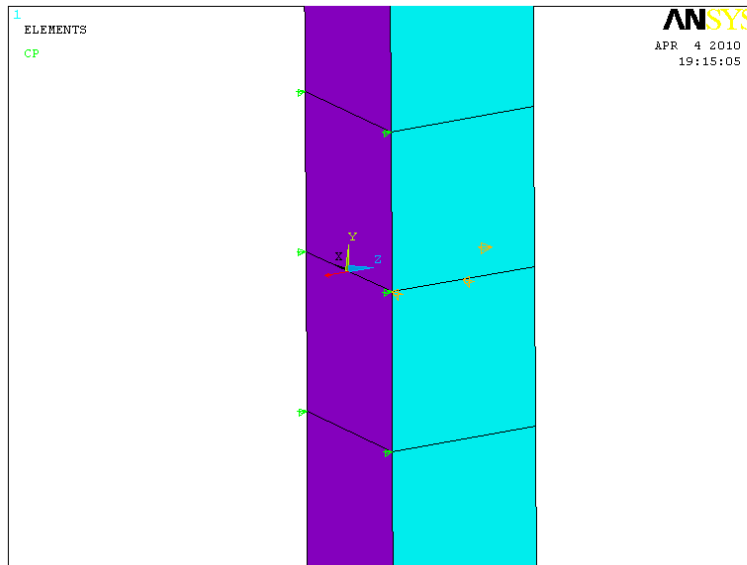
Není proto v transversálním a longitudiálním směru potřeba žádná diskretizace elementárního výřezu (stačí pouze jeden prvek) a napjatost s deformací stačí vyhodnocovat pouze na jedné libovolné straně geometrie výpočtového modelu.

4.2.2 Model chování materiálu

Je uvažován homogenní, izotropní, bilineární elasto-plastický model chování materiálu, který je buď bez zpevnění (elasto-ideálně plastický) nebo se zpevněním izotropním popř. kinematickým. Při verifikaci byly použity všechny tyto tři modely chování materiálu s různými modifikacemi parametrů E , E_t , μ a σ_k .

¹ANSYSTM Multiphysics, Release 10.0

²3D konečný prvek SOLID185 (osm uzlů, tři stupně volnosti v každém uzlu)



Obr. 4.1: Detail sítě konečných prvků s definovanými okrajovými podmínkami

4.2.3 Deformační okrajové podmínky

Jedna strana geometrie výpočtového modelu (viz Obr.4.1) má po celou dobu výpočtu na celé její ploše zamezen posuv ve směru os na ně kolmých. Jedna strana v longitudiálním směru a jedna strana ve směru transversálním. Na jedné hraně je zamezen posuv ve směru tloušťky pásu, což odebírá třetí stupeň volnosti a činí tak model v prostoru nepohyblivě uložený a také podmiňuje přímost pásu v transversálním směru v průběhu simulace.

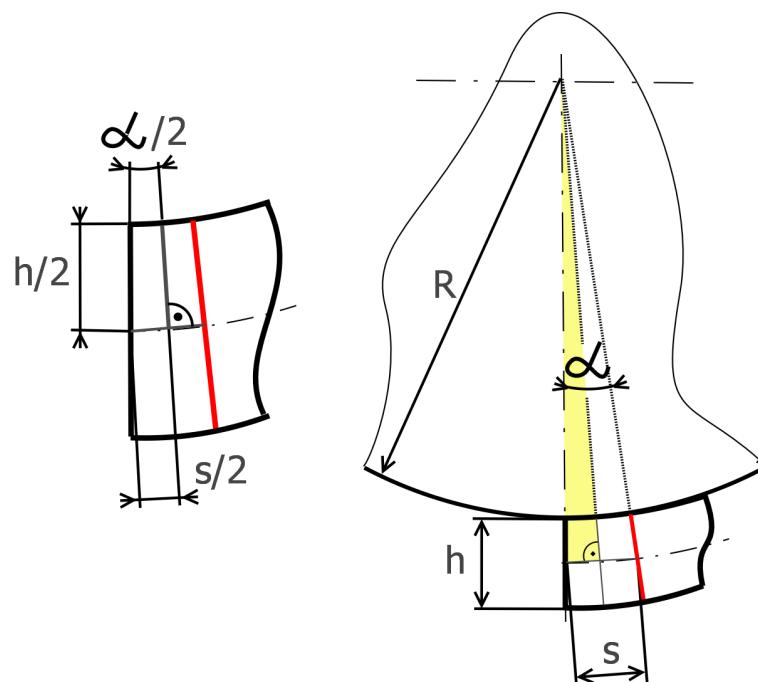
Další deformační okrajová podmínka (OP) je zadána až po prvním zátěžném kroku, kdy je pás předepínán za jednoosé napjatosti. Výsledná hodnota deformace volné strany v transversálním směru je po tomto kroku pevně přednastavena i pro další zátěžné kroky. Je tak navozen stav rovinné deformace.

Další deformační OP výpočtového modelu je proměnná. V každém zátěžném kroku odpovídajícím ohybu na rovníčím válci je volná strana v longitudiálním směru natočena o úhel

$$\alpha = 2 \cdot \arcsin \left(\frac{s/2}{R + h/2} \right) \quad (4.1)$$

který odpovídá rozložení $\epsilon_{x,tot}$ v pásu za ohybu při dokonalém opásání rovníčím válce.

Jelikož se v programu ANSYSTM deformační OP implicitně vztahují na svou počáteční hodnotu nedeformované geometrie výpočtového modelu, nastává problém, je-li hodnota OP typu posunutí protisměrně změněna a je potřeba zohlednit deformaci z kroku předchozího. Jelikož při TR dochází během protisměrného ohybu



Obr. 4.2: Natočení stran výřezu pásu při ohybu na rovnacím válci

pásu k postupnému nárůstu plastické deformace, je potřeba se této komplikaci při výpočtovém řešení vyhnout.

Tento problém je zde vyřešen tak, že se stranou, která má být deformačně zatěžována, je v longitudiálním směru spřažena³ řada⁴ skořepinových prvků⁵ (na Obr.4.1 jsou zobrazeny fialovou barvou). V jejich uzlech je možné nastavit deformační OP typu natočení, což v uzlech objemových prvků nelze (lze definovat pouze deformační OP typu posunutí). Je-li zadána stejná hodnota natočení do všech uzlů skořepinových prvků, dojde ke konstantnímu natočení celé vrstvy. V důsledku spřažení posuvů v uzlech v longitudiálním směru je současně natáčena i příslušná strana geometrie, aniž by byla vlivem tuhosti skořepinových prvků zvýšena tuhost zbytku výpočtového modelu.

Jelikož úhel natočení α je ve všech krocích výpočtu přesně definovaný, není potřeba jeho hodnotu mezi kroky zohledňovat. Posunutí zatěžované vrstvy v důsledku plastické deformace však není na změně těchto deformačních OP nijak závislé, což řeší výše popsany problém.

Předpoklad lineárního rozložení celkového délkového přetvoření $\epsilon_{x,tot}$ po průřezu pásu je dosažen tím, že materiál vrstvy ze skořepinových prvků je dostatečně tuhý (má mnohonásobně větší modul pružnosti v tahu oproti materiálu pásu).

³program ANSYSTM má pro tento úkon speciální funkci, zvanou COUPLING

⁴každému elementu odpovídá jeden skořepinový prvek

⁵konečný prvek SHELL181 (čtyři uzly, šest stupňů volnosti v každém uzlu)

Poznámka: Protahením pásu vlivem předpětí se nepatrně zvětší i velikost rozměru výřezu pásu v longitudiálním směru s (řádově jde o setiny až desetiny procent). Zvětšení úhlu natočení stran výřezu pásu α (viz Vztah4.1) v důsledku zvětšení s je však zanedbatelné, a tak není zohledněno.

4.2.4 Silové okrajové podmínky

Geometrie výpočtového modelu je zatížena tahem⁶ působícím po celé ploše zatěžované strany. Tah působí od prvního zátěžného kroku až do fáze odlehčování.

4.3 Kroky nelineárního řešení

Řešení je rozděleno na následující kroky:

1. Výpočtový model je v longitudiálním směru zatížen normálním napětím o velikosti úměrné tahové síle, přičemž dochází k vzniku jednoosé napjatosti (jedinou složkou napjatosti je normální napětí v longitudiálním směru).
2. Na volné straně v transversálním směru je nastavena deformační OP posunutí. Jeho hodnota je rovna posunutí této strany po prvním kroku a jeho směr je taktéž transversální. V důsledku této OP je v dalších krocích navozen stav RD.
3. Vrstva skořepinových prvků je natáčena pomocí deformační OP "rotace" okolo osy souřadného systému ve směru transversálním. Tato OP je definovaná ve všech uzlech prvků této vrstvy. Hodnota úhlu natočení je rovna úhlu který svírají protilehlé strany elementárního výřezu v longitudiálním směru, je-li vnitřní poloměr ohybu pásu roven poloměru rovnacích válců (viz Obr.4.2). Tyto kroky simulují zátěžný cyklus střídavého ohybu.
4. Je definována nulová hodnota natočení vrstvy skořepinových prvků, což odpovídá narovnání pásu při jeho výstupu z rovnací stolice a vstupu do stolice napínací.
5. Je odstraněno silové zatížení z prvního kroku.
6. Z uzlů skořepinových prvků je odstraněna deformační OP rotace a je tak umožněno dopružení pásu.

4.4 Verifikace výsledků

Verifikace je především zaměřena na průběh celkového délkového přetvoření a jeho elastické a plastické složky po tloušťce pásu ve stavu po jeho dopružení.

⁶V programu ANSYSTM odpovídá tlaku s opačným znaménkem

V programu TaRoPa spočítaná velikost normálního napětí od tahové síly je v programu ANSYSTM nastavena jako předpětí pásu. Vypočtený průběh délkového přetvoření po tloušťce pásu po dopružení na konci procesu TR je porovnaný s průběhem vypočteným programem TaRoPa.

Stejným způsobem jsou také porovnány hodnoty zbytkového napětí po dopružení pásu. Jelikož ale jeho velikost vychází z hodnot elastické složky délkového přetvoření, jsou jeho hodnoty porovnány pouze ilustrativně pro jednu modifikaci vstupních hodnot.

4.4.1 Modely chování materiálu užití při verifikaci

Verifikace je provedena pro modely chování materiálů, které jsou při TR nejběžnější (ocel a hliník).

Model chování ocelového materiálu má tyto parametry:

- $E = 210000MPa$
- $\mu = 0,3$
- $\sigma_k = 400MPa$
- $E_t = 10000MPa$ (je-li uvažováno zpevnění)

Model chování hliníkového materiálu má tyto parametry:

- $E = 70000MPa$
- $\mu = 0,33$
- $\sigma_k = 200MPa$
- $E_t = 10000MPa$ (je-li uvažováno zpevnění)

Pás je široký 1000mm a tlustý (0,1 až 3,2)mm. Počet rovnicích válců je 5 a jejich průměr 10mm a 80mm.

4.4.2 Vyhodnocení verifikace

Odchylka průměrné hodnoty délkové přetvoření napříč průřezem

V tabulce 4.1 jsou porovnány velikosti odchylek $\Delta\bar{\epsilon}_{x,tot}$, které jsou dány rozdílem průměrných hodnot délkového přetvoření napříč průřezem $\bar{\epsilon}_{x,tot}$ spočtených v programu TaRoPa a ANSYSTM. V průměru je absolutní odchylka necelých 10%, což lze považovat za dobrou shodu výsledků.

Maximální odchylky vznikají obecně v případech, kdy je poměr poloměru zakřivení střednicové plochy ku tloušťce pásu $\frac{r}{h}$ malý a model materiálového chování se zpevněním.

Poznámka: Protože není pro průměr rovnicího válce 80mm a tloušťku pásu 0,1mm vždy dosaženo požadovaného $\bar{\epsilon}_{x,tot}$, je v tabulce 4.1 uvedena minimální verifikovaná tloušťka 0,2mm, popř. 0,4mm. Při verifikaci dosahuje poměr $\frac{r}{h}$ až hodnoty

materiál	zpevnění	$d_{rs}[mm]$	$t[mm]$	$\frac{\rho}{h}[-]$	$\sigma_t[MPa]$	$\Delta\bar{\epsilon}_{x,tot}[\%]$	viz Obr.
ocel	bez zpevnění	10	0,1		69,6	0,7	A.2
	isotropní	10	0,1	50,5	81,4	5,4	
	kinematické	10	0,1		119,4	10,3	
ocel	bez zpevnění	10	1,6		5,1	-1,6	A.4
	isotropní	10	1,6	3,6	10,6	24,0	
	kinematické	10	1,6		66,4	13,6	
ocel	bez zpevnění	80	0,2		285,1	-5,2	A.3
	isotropní	80	0,2	200,5	324,6	-0,3	
	kinematické	80	0,2		324,6	-0,2	
ocel	bez zpevnění	80	3,2		17,6	2,1	A.5
	isotropní	80	3,2	13,0	24,6	17,0	
	kinematické	80	3,2		75,6	11,1	
hliník	bez zpevnění	10	0,1		45,1	-1,6	
	isotropní	10	0,1	50,5	61,8	7,3	
	kinematické	10	0,1		106,8	10,0	
hliník	bez zpevnění	10	1,6		3,3	16,1	
	isotropní	10	1,6	3,6	10,6	20,0	
	kinematické	10	1,6		77,8	12,6	
hliník	bez zpevnění	80	0,2	200,5	169,8	-12,7	
	isotropní	80	0,4	100,5	126,3	4,6	
	kinematické	80	0,4	100,5	143,3	6,3	
hliník	bez zpevnění	80	3,2		11,3	8,0	
	isotropní	80	3,2	13,0	19,8	15,5	
	kinematické	80	3,2		83,0	12,1	

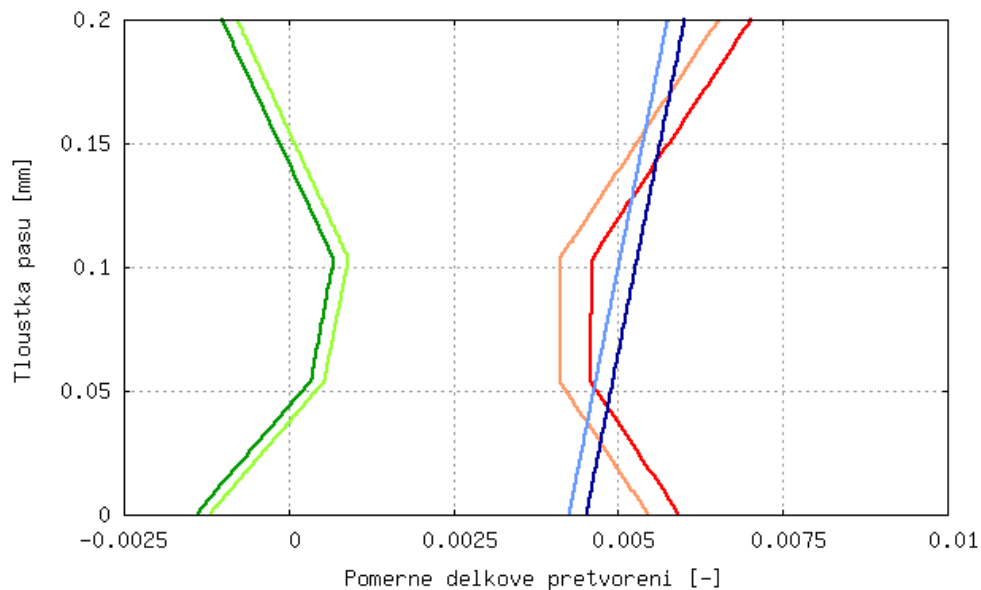
Tab. 4.1: Verifikace výsledné hodnoty $\bar{\epsilon}_{x,tot}$ pro různé hodnoty vstupních parametrů

3,6. To je hodnota čistě teoretická, protože by byly silně narušeny mnohé výchozí předpoklady (např. předpoklady č.1 a č.6 viz Kap.3.1.1).

Porovnání průběhu délkového přetvoření

Průběhy hodnot délkového přetvoření vypočtené v programu TaRoPa a ANSYSTM pro modely chování nejčastěji užívaných materiálů a nejběžnějších hodnot parametrů rovnic stolice jsou v relativně dobré shodě a liší se převážně o konstantní hodnotu (viz Obr.4.3 nebo Obr. A.2 až A.5).

Oproti "ideálnímu" průběhu, který je symetrický podle střednicové plochy pásu (viz Obr.2.8), se však v mnohých případech liší.



Obr. 4.3: Průběh délkového přetvoření po tloušťce pásu (ocel, bez zpevnění)

Je to převážně tehdy, dochází-li na rovnacím válci k záporné plastické deformaci, jejíž vznik není z principu TR potřeba. Nepřispívá totiž k růstu protažení pásu, ale naopak jeho růst "brzdí".

Ke vzniku záporné plastické deformace dochází v případech, kdy je poměr poloměru zakřivení střednicové plochy ku tloušťce pásu $\frac{r}{h}$ malý. Při uvažování izotropního zpevnění materiálu se v některých případech vyskytuje záporná plastická deformace dokonce i po dopružení pásu (např. viz Obr.A.5).

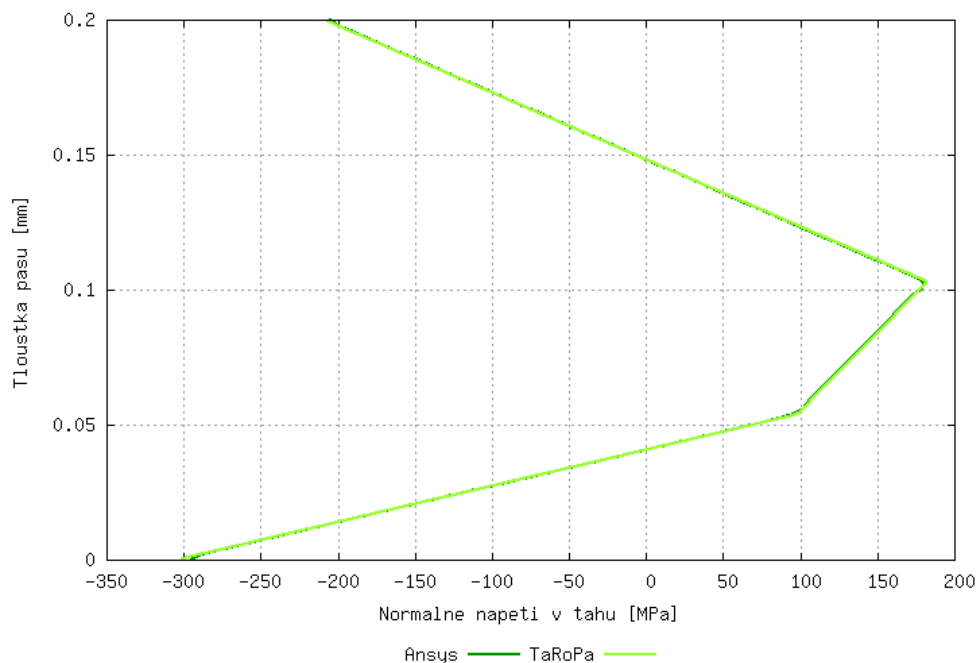
Vznik záporné plastické deformace v průběhu TR má tedy významný vliv na výsledný průběh celkového délkového přetvoření a jeho elastické a plastické složky.

Poznámka: Uvažování izotropního zpevnění v modelu chování běžně v procesu TR užívaných materiálů je většinou nevhodné. Nerespektuje totiž velice často se vyskytující Bauschingerův efekt (viz Kap.3.2.2). Z důvodu komplexnosti programu TaRoPa je však v modelu chování materiálu volba izotropního zpevnění umožněna.

Na základě těchto poznatků lze konstatovat, že by uživatel programu měl volit vstupní parametry tak, aby poměr $\frac{r}{h}$ nebyl příliš malý. Na konci výpočtu by pak měl zhodnotit průběhy délkových přetvoření v průběhu TR a po dopružení pásu. V případě, že je vliv ohybu příliš dominantní a ve velké části průřezu vzniká záporná plastická deformace, je záhodné zvětšit průměr rovnacího válce.

Porovnání průběhů zbytkového napětí

Průběhy zbytkového normálního napětí v longitudiálním směru programu TaRoPa a ANSYSTM jsou ve velice dobré shodě (viz Obr.4.4). Jejich rozdíl je dokonce menší než rozdíl elastické složky délkového přetvoření (viz Obr.4.3).



Obr. 4.4: Průběh zbytkového napětí v longitudiálním směru po tloušťce pásu (ocel, bez zpevnění)

Rozdílné chování materiálu

- Při plastizaci materiálu zvoleného výpočtového modelu v programu ANSYSTM dochází ke vzniku normálního napětí ve směru tloušťky pásu. V programu TaRoPa je obecně normální napětí ve směru tloušťky pásu zanedbáno.
- Při plastizaci materiálu zvoleného výpočtového modelu v programu ANSYSTM neroste složka normálního napětí v transversálním směru σ_y dle analytického vztahu 3.15 ($\sigma_y = 0,5\sigma_x$) platícího za RD, nýbrž v poměru několikrát větším.

Tyto rozdíly mohou být příčinou vzniku odchylek řešení vytvořeného programu TaRoPa a programu ANSYSTM.

5 VZÁJEMNÉ ZÁVISLOSTI PARAMETRŮ PROGRAMU TAROPA

V této kapitole jsou popsány vzájemné závislosti některých vstupních a výstupních parametrů programu TaRoPa. Z těchto závislostí vyvozené závěry mohou sloužit jako vodítko při návrhu některých z parametrů rovnic nebo napínací stolice.

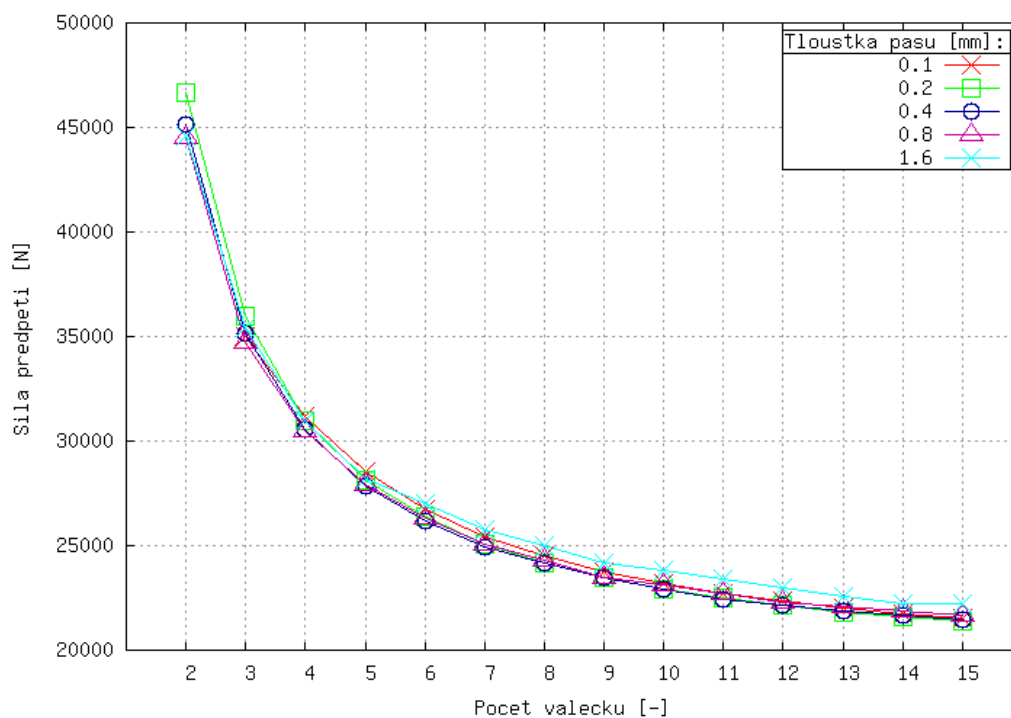
5.1 Závislost počtu rovnicích válců na velikosti tahové síly

Závislost počtu rovnicích válců na velikosti tahové síly byla zjišťována na stejných modelech chování materiálu, jakých bylo užito při verifikaci výsledků programu TaRoPa (viz Kap.4.4.1). Další hodnoty podstatných vstupních parametrů byly:

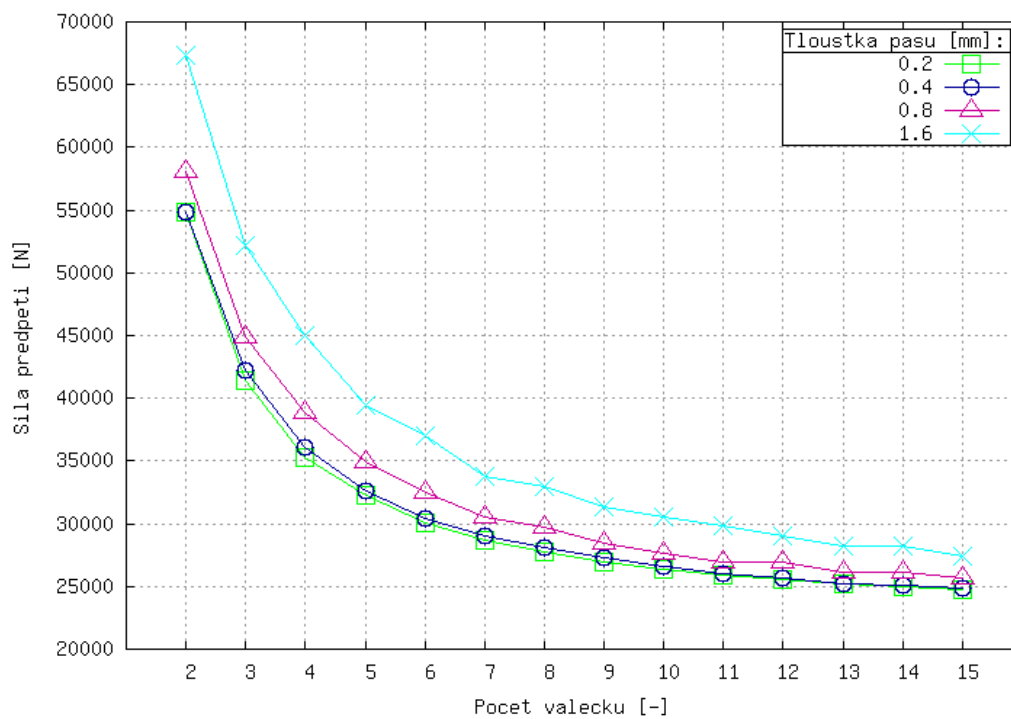
- $d = 40mm$
- $n_{rv} = 2$ až 15
- $b = 1000mm$
- $h = 0,1mm$ až $1,6mm$
- $e = 0,5\%$ a 1%

Na Obr.5.1, 5.2, 5.3 je zobrazena závislost počtu rovnicích válců na velikosti tahové síly pro různé tloušťky ocelového pásu (bez zpevnění, s izotropním zpevněním a s kinematickým zpevněním). Napínací síla má vždy takovou velikost, že na konci procesu TR je vždy průměrná hodnota celkového délkové přetvoření v longitudiálním směru napříč průřezem $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,005$. Je patrné, že neplatí přímá úměrnost mezi počtem rovnicích válců a tahovou silou. Závislost má obecně klesající charakter a od počtu pěti válců se velikost tahové síly výrazně nemění. Velice podobná závislost vyjde i tehdy, je-li požadavek $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,01$ (viz např. Obr.A.1), nebo je-li uvažován model chování hliníkového materiálu (viz Kap.4.4.1).

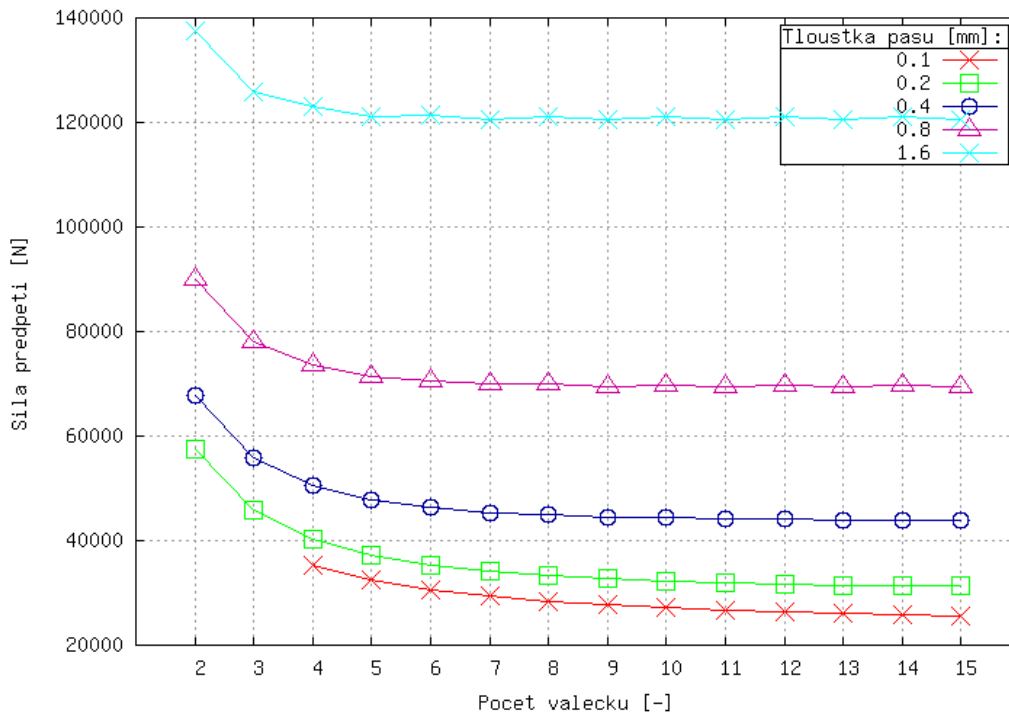
Je tedy neúčelné používat rovnicí stolice pro TR s větším počtem válců než pět, je-li požadavek $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,005$, což je hodnota běžně postačující k eliminaci imperfekcí tvaru, nebo je-li dokonce požadavek $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,01$. Užití rovnicích stolic s pěti váci je i v praxi nejčastěji užívanou konfigurací.



Obr. 5.1: Závislost tahové síly na počtu rovnacích válců pro různé tloušťky pásu (ocel, bez zpevnění, $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,005$)



Obr. 5.2: Závislost tahové síly na počtu rovnacích válců pro různé tloušťky pásu (ocel, izotropní zpevnění, $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,005$)



Obr. 5.3: Závislost tahové síly na počtu rovnacích válců pro různé tloušťky pásu (ocel, kinematické zpevnění, $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,005$)

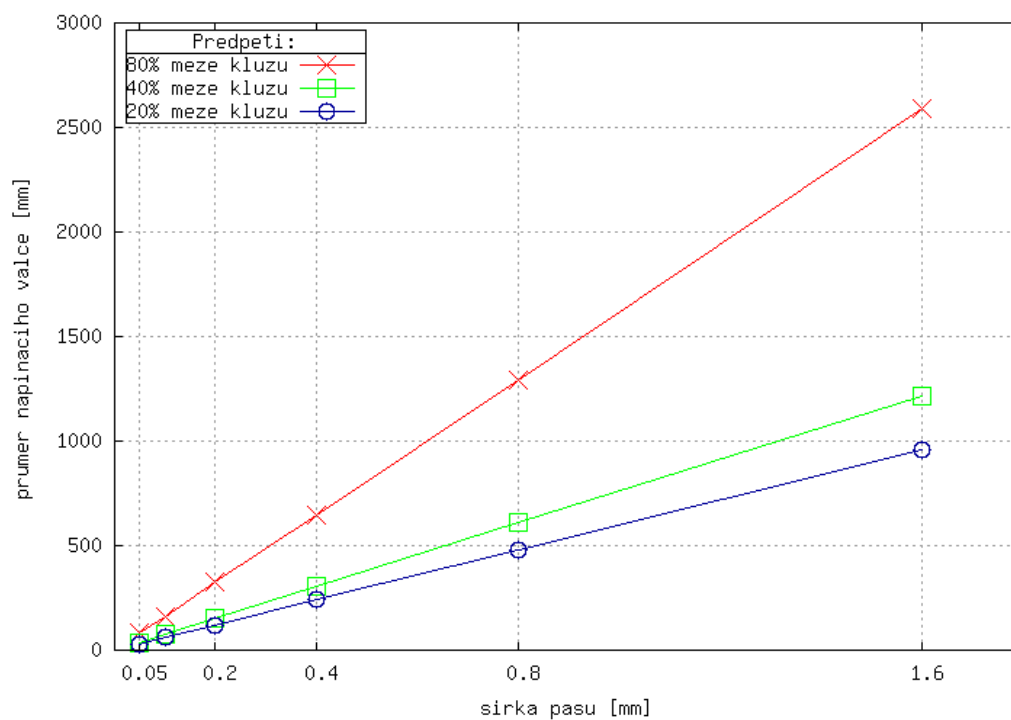
5.2 Závislost průměru válců napínací stolice na σ^t

Při stanovování závislosti průměru válců napínací stolice D na velikosti normálního napětí v tahu σ^t od napínání tahovou silou F_t bylo postupováno tak, že pro proměnnou hodnotu normálního napětí ($\sigma^t = 0,2\sigma_k$; $0,4\sigma_k$; $0,8\sigma_k$) a proměnnou tloušťku pásu ($h = 0,05mm$ až $1,6mm$) byly vypočítány minimální možné průměry válců napínací stolice D_{min} , které zaručují, že nedojde k plastické deformaci pásu při jeho napínání.

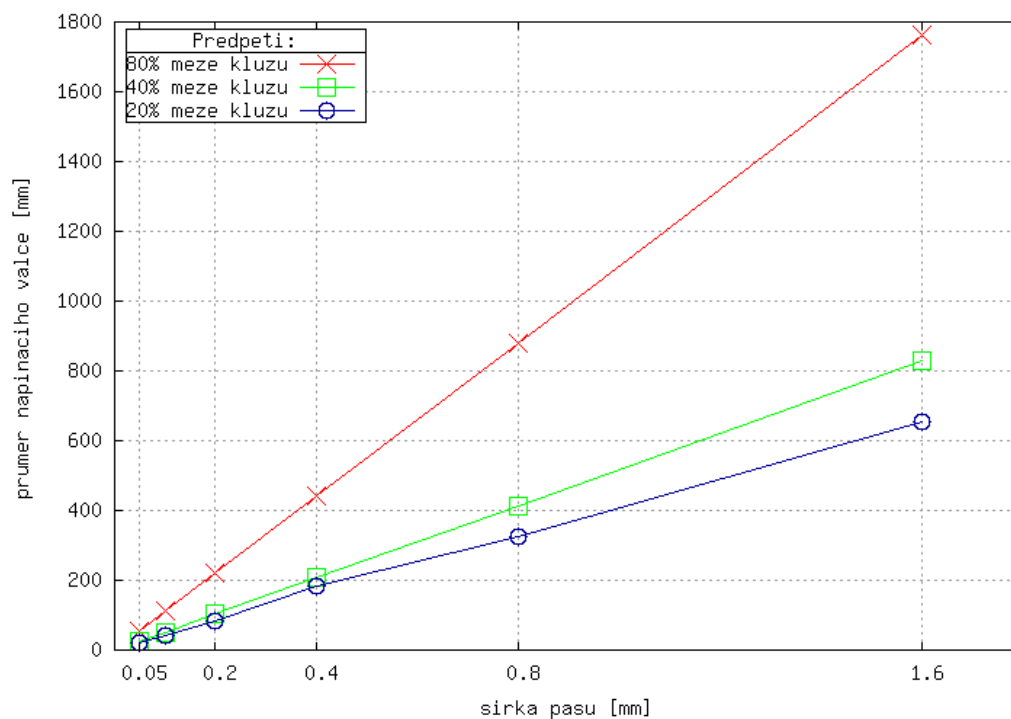
Závislost minimálního průměru válce napínací stolice D_{min} na velikosti normálního napětí v tahu σ^t byla zjišťována na stejných modelech chování materiálu, jakých bylo užito při verifikaci výsledků programu TaRoPa (viz Kap.4.4.1).

Při výpočtu se vychází ze vztahu 3.4 a 3.9. Jelikož hodnoty normálního napětí od napínání tahovou silou F_t jsou uvažovány konstantní při změně tloušťky pásu, má výsledná závislost lineární průběh.

Ze zobrazených závislostí je patrné, že při napínání, kdy normální napětí dosahuje 80% meze kluzu je potřeba velký průměr napínacích válců, aby nedošlo k plastické deformaci pásu. Pro uvažovaný ocelový pás o tloušťce 1,6mm dosahuje průměr válce hodnoty větší než 2,5m, což by byla z praktického hlediska hodnota příliš velká. Při výpočtu se ale nebere v úvahu skutečnost, že je-li rovnán tlustší



Obr. 5.4: Závislost průměru válců napínací stolice na velikosti normálního napětí v tahu σ^t (ocel)



Obr. 5.5: Závislost průměru válců napínací stolice na velikosti normálního napětí v tahu σ^t (hliník)

pás, nebývá většinou potřeba tak velikého předpětí, aby bylo dosaženo protažení pásu, které by mělo zaručovat jeho narovnění (viz Tab.4.1).

Dále je v praxi časté [13], že požadavek nulové plastické deformace pásu při napínání není striktně dodržován. Často se jistá míra plastické deformace pásu připouští a přechází se na podmínku maximálního přípustného zbytkového poloměru zakřivení.

6 ZÁVĚR

V předložené práci byly shrnuty druhy imperfekcí tvaru tenkých pásů, jejich příčiny a principy jejich eliminace. Dále byl popsán mechanismus tahového rovnání a konstrukční provedení tratí pro tahové rovnání, s nimiž je možné se v současnosti setkat.

Ve stěžejní části práce bylo za určitých zjednodušujících předpokladů analyticky popsáno napjatostně-deformační chování pásu během procesu tahového rovnání. Na základě těchto analytických vztahů byl v programovacím jazyce C s pomocí elementů pro tvorbu grafického uživatelského rozhraní vytvořen počítačový program TaRoPa, umožňující uživateli navrhnout hlavní parametry tratě pro tahové rovnání, kterými jsou:

- průměr rovnacích válců,
- počet rovnacích válců,
- tahová síla na vstupu do rovnací stolice,
- tahová síla na vstupu do napínací stolice,
- průměr napínacích válců,
- počet napínacích válců.

Tyto parametry se stanovují na základě známé geometrie pásu, jeho materiálových vlastností a požadovaného nevratného protažení.

Výsledného deformačně-napjatostního stavu pásu je dosahováno iteračně, přičemž při napínání pásu je uvažován stav jednoosé napjatosti a při ohybu stav napjatosti rovinné a podmínka plasticity HMM.

Výsledné hodnoty poměrného délkového přetvoření pásu po jeho dopružení byly verifikovány navrhnutým výpočtovým modelem na bázi MKP v takovém rozsahu vstupních hodnot, který dokonce přesahuje hodnoty při tahovém rovnání obvyklé. Pro všechny hodnoty vstupních parametrů byl rozdíl délkového přetvoření z praktického hlediska přijatelný.

Na základě výsledků ze série výpočtů provedených v programu TaRoPa vyplynulo, že z hlediska efektivity využití tahové síly napínací stolice a počtu rovnacích válečků je nejvýhodnější, aby rovnací stolice disponovala přibližně pěti rovnacími válci. To je v souladu s hodnotou udávanou v technických parametrech většiny rovnacích stolic, které jsou v současnosti nasazované v procesu tahového rovnání.

Jistým nedostatkem programu, kterého by si měl být uživatel vědom, je, že program nemá definována kritéria pro vznik záporné plastické deformace pásu. Výsledný průběh poměrného délkového přetvoření napříč pásem po jeho dopružení tak může být v některých případech "neoptimální", a to i přestože bylo dosaženo požadovaného nevratného protažení pásu, a došlo tedy ke splnění výchozí podmínky jeho narovnání.

Hlavní oblast uplatnění by měl program nalézt při vývoji nového zařízení nebo při predikci parametrů nastavení zařízení již existujících.

Návrh dalšího postupu

Pro pokračování v této práci navrhuji následující postup:

- Vytvořit verifikační výpočtový model k ověření předpokladu dokonalého opásání rovního válce a stanovit závislosti mezi tahovou silou, tloušťkou pásu, průměrem rovního válce a pozicí os válců.
- Zdokonalit verifikační výpočtový model a ověřit míru korektnosti předpokladu rovinné deformace při TR (vytvořit takový 3D model geometrie pásu, jehož rozměr v transversálním směru bude odpovídat rozměru reálného pásu a rozměr v longitudiálním směru bude natolik veliký, že nebude snižovat tuhost pásu v transversálním směru).
- Upravit program TaRoPa tak, aby předcházel vzniku záporné plastické deformace v průběhu TR, popř. hlídal uživatelem připuštěnou míru záporné plastické deformace.

LITERATURA

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., BURŠA, J.: *Mechanika těles - Pružnost pevnost II*. Brno: CERM, 2006, s. 262 ISBN 80-214-3260-8.
- [2] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., BURŠA, J.: *Mechanika těles - Pružnost pevnost I*. Brno: CERM, 2004, s. 287 ISBN 80-214-2592-X.
- [3] FLORIAN, Z., ONDRÁČEK, E., PŘIKRYL, K.: *Mechanika těles - Statika*. Brno: CERM, 2003, s. 182 ISBN 80-214-2491-5.
- [4] FOREJT, M.: *Teorie tváření*. Brno: CERM, 2004, s. 167 ISBN 80-214-2764-7.
- [5] PEŠINA, E.: *Základy užité teorie plasticity*. Praha: SNTL/SVTL, 1966, s. 184 ISBN 04-016-66.
- [6] MARCINIAK, Z.: *Teorie tváření plechů*. Praha: SNTL, 1964, s. 260 ISBN 04-275-64.
- [7] ELFMARK, J.: *Tváření kovů*. Praha: SNTL, 1991, s. 528 ISBN 80-03-00651-1.
- [8] WITTE, H.D.: *Untersuchung über das Walzrichten von Metallbändern mit symmetrisch angestellter Fünf-Walzen-Richtmaschine*. Essen: Verlag W.GIRARDET, 1970, s. 172 Bestellnummer 0766.
- [9] BECKER, H.: *Walzwerke-Maschinen und Anlagen*. Leipzig: Verlag VEB, 1980, s. 174 Bestellnummer 541 515 4.
- [10] SVOBODA, P., KOVAŘÍK, R., BRANDEJS, J.: *Základy konstruování*. Brno: CERM, 2003, s. 200 ISBN 80-7204-306-4.
- [11] MONARCH STAMCO.: *Tension leveling*. U.S.A: Stamco, s. 6.
- [12] Bergwerk- und Walzwerk-Maschinenbau GmbH: *Tension leveling*. BWG, s. 22.
- [13] KINNAVY, M.G.: Design considerations in leveling systems. *Iron and Steel Engineer*, October 1990, s.33-42.
- [14] PETRUSKA, J.: Tension leveling of Strips. *Zeszyty naukowe*, 2007, s. 133-136 ISBN 978-83-60102-46-6.
- [15] REMIREZ, F.: Leveling Defects - Causes and Cures. *MetalForming*, July 2000, s. 33-34.
- [16] ČSN EN 10079: Definice ocelových výrobků, 2007.

- [17] ČSN EN 10140: Ocelový pás válcovaný za studena - Mezní úchytky rozměrů a tolerance tvaru, 2006.
- [18] PARK, K-C., HWANG S-M.: Development of a Finite Element Analysis Program for Roller Leveling and Application for Removing Blanking Bow Defects of Thin Steel Sheet. *ISIJ International*, Vol.42 2002, s. 990-999.
- [19] *Levelling in detail*,
URL:< <http://www.apdesign.co.za/levelling.html>>
- [20] *Tension Level Lines*,
URL:< <http://www.gen-world.com/tension-level-lines>>
- [21] *Development of Ultra low torque back-up roll unit for Tension levelers*,
URL:< <http://www.ntn.co.jp>>
- [22] *Recoiling & Tension Levelling*,
URL:< <http://www.bronxindia.com/tensionline.html>>
- [23] *Pro Eco Tension Leveling Line*,
URL:< <http://www.youtube.com/watch?v=besSErilaTw>>
- [24] *Domovská stránka wxWidgets (knihovny elementů pro tvorbu grafického uživatelského rozhraní)*,
URL:< <http://www.wxwidgets.org/>>
- [25] *Programování v jazyku C/C++* ,
URL:<<http://www.sallyx.org/sally/c/>>
- [26] ANSYS Multiphysics, Release 10.0, *Product help*
- [27] *Odstranění vnitřních prutů vznikajících v technologickém toku výrobních pásů*, Grantový projekt ministerstva průmyslu a obchodu ČR č. FT – TA3/145, 2006-2008.

SEZNAM SYMBOLŮ, VELIČIN A ZKRATEK

TR tahové rovnání

TaRoPa zkratka názvu programu (Tahové Rovnání Pásů)

MKP metoda konečných prvků

TMPPD teorie malých pružně plastických deformací

RD rovinná deformace

KOR-TAH označení části programu TaRoPa korigující úbytek vnitřní tahové síly

PLAS-MAT označení části programu TaRoPa určující stav materiálu po přírůstku (úbytku) délkového přetvoření

mm

<i>b</i>	šířka pásu	[<i>mm</i>]
<i>d</i>	průměr rovnacího válce	[<i>mm</i>]
<i>e</i>	protážení	[%]
<i>f</i>	součinitel smykového tření	[-]
<i>h</i>	tloušťka pásu	[<i>mm</i>]
<i>l</i>	délka pásu	[<i>mm</i>]
<i>n_{nv}</i>	počet napínacích válců	[-]
<i>n_{rv}</i>	počet rovnacích válců	[-]
<i>s</i>	rozměr výřezu pásu ve směru longitudiálním	[<i>mm</i>]
<i>w</i>	vlnitost	[<i>mm</i>]
<i>z</i>	vzdálenost vrstvy od střední roviny	[<i>mm</i>]
<i>D</i>	průměr napínacího válce	[<i>mm</i>]
<i>E</i>	modul pružnosti v tahu	[<i>MPa</i>]
<i>H</i>	výška vlny	[<i>mm</i>]
<i>I</i>	kvadratický moment průřezu	[<i>mm</i> ⁴]

$J_2(D_\sigma)$	druhý invariant deviátoru napětí	$[MPa^2]$
L	délka vlny	$[mm]$
$M_{O_{zbyt}}$	zbytkový (residuální) ohybový moment	$[N \cdot mm]$
R	poloměr rovnacího válce	$[mm]$
S	plocha příčného průřezu pásu	$[mm^2]$
F_t	tahová síla na vstupu do rovnací stolice	$[N]$
F_v	tahová síla na vstupu do napínací stolice	$[N]$
α	úhel natočení příčného průřezu pásu při ohybu	$[^\circ]$
ϵ	délkové přetvoření	$[-]$
$\bar{\epsilon}$	průměrná hodnota délkového přetvoření napříč průřezem	$[-]$
$\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$	hlavní délkové přetvoření	$[-]$
ϵ^{oh}	celkový přírůstek délkového přetvoření od ohybu na rovnacím válci	$[-]$
ϵ^t	délkové přetvoření od napínání tahovou silou F_t	$[-]$
ϵ^{kt}	přírůstek délkového přetvoření korigující úbytek vnitřní tahové síly	$[-]$
φ	činný úhel opásání	$[rad]$
μ	Poissonovo číslo (součinitel příčné deformace)	$[-]$
ρ	poloměr zakřivení střední roviny pásu	$[mm]$
ρ_{zbyt}	zbytkový (residuální) poloměr zakřivení střední roviny pásu	$[mm]$
σ	normální napětí	$[MPa]$
σ_i	intenzita napětí	$[MPa]$
σ_k	mez kluzu v tahové oblasti pracovního diagramu	$[MPa]$
σ_{kp}	mez kluzu v tlakové oblasti pracovního diagramu	$[MPa]$
σ_{max}^t	maximální přípustná hranice napětí vyvozeného tahovou silou F_t	$[MPa]$
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	hlavní napětí	$[MPa]$

σ^t normální napětí v tahu od napínání tahovou silou F_t [MPa]

mm Ukazatele:

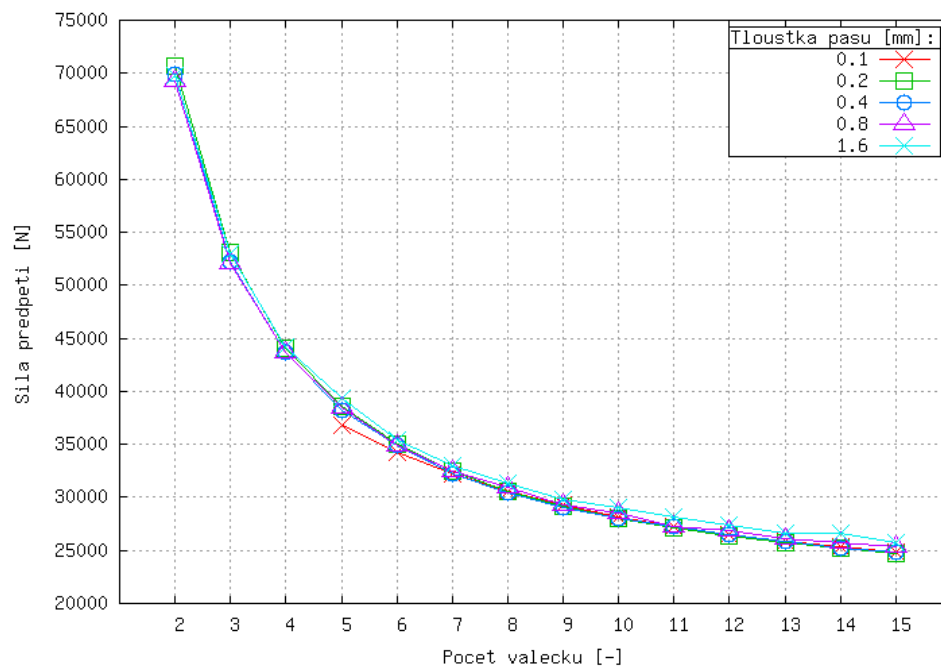
x, y, z označení směrů užitého souřadného systému: x - longitudiální, y -
transverzální, z - ve směru tloušťky (radiální)

el, pl, tot označení celkového délkového přetvoření (tot) a jeho elastické (el) a
plastické (pl) složky.

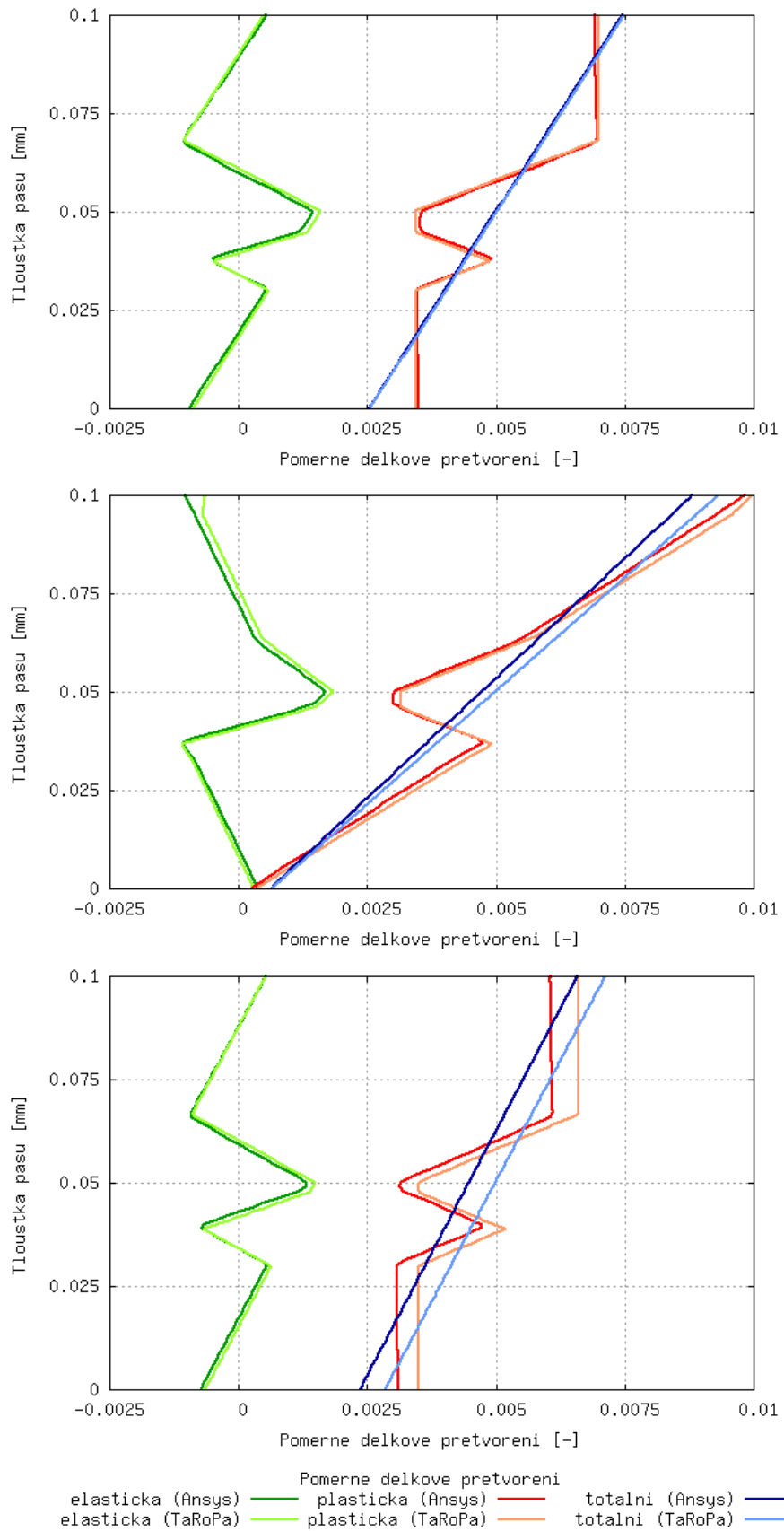
j číslo přírůstku deformačního zatížení (např. σ_x^0 označuje výchozí hodnotu
normálního napětí v longitudiálním směru)

' označení predikované hodnoty při deformačním zatěžování (např. $\sigma_x^{1'}$
označuje první predikovanou hodnotu normálního napětí v longitudiálním
směru)

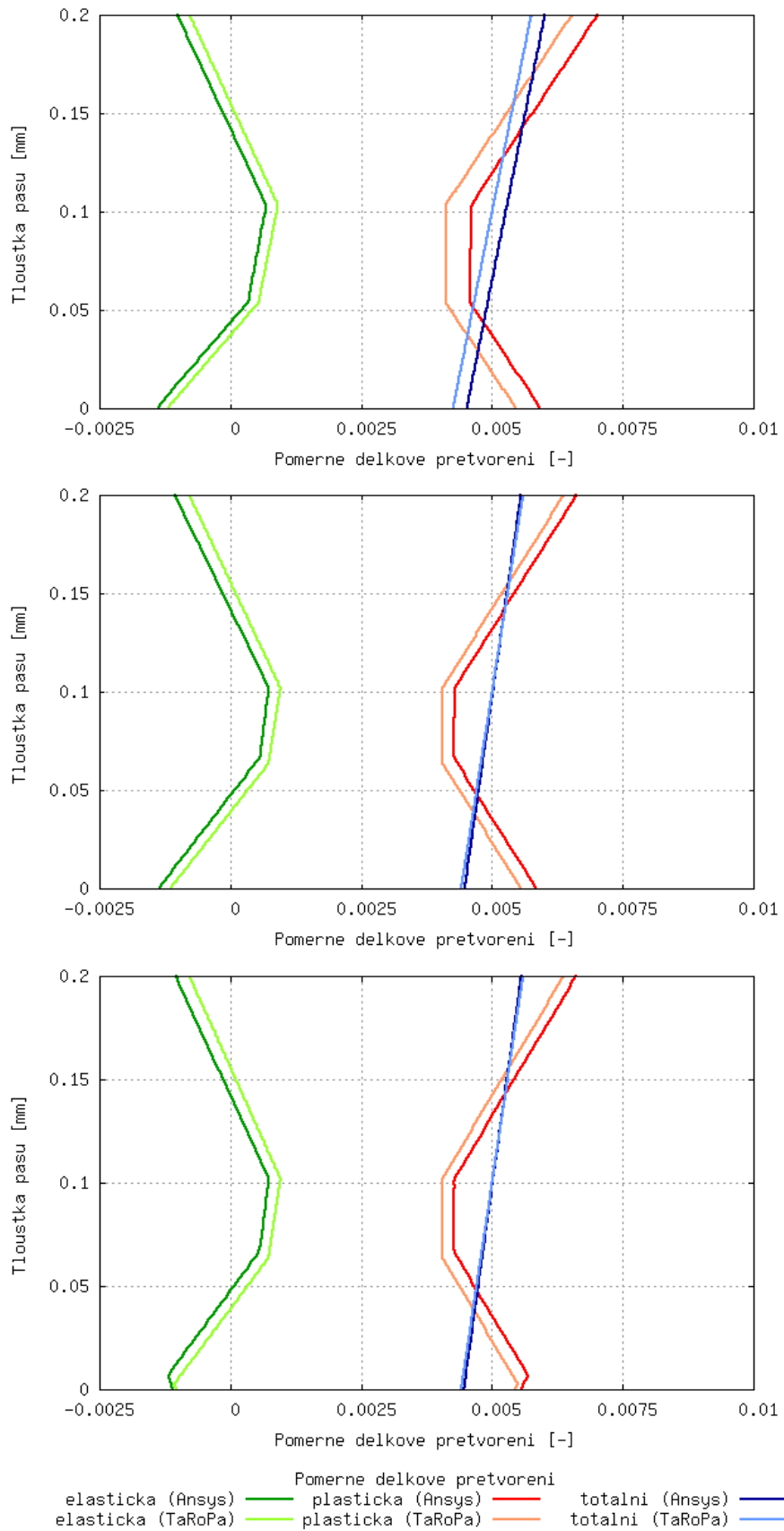
A PŘÍLOHY



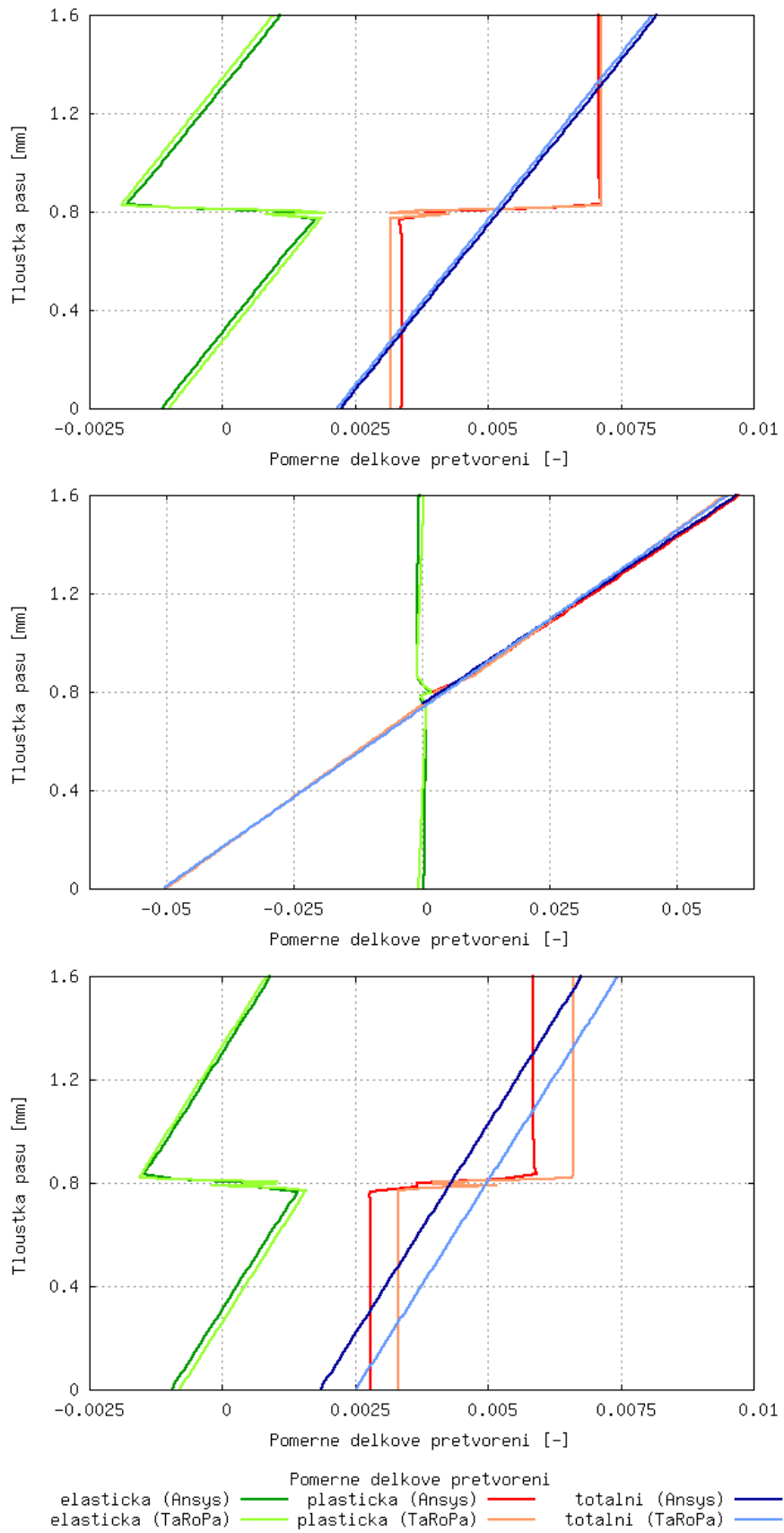
Obr. A.1: Závislost tahové síly na počtu rovnacích válců pro různé tloušťky pásu (ocel, bez zpevnění, $\bar{\epsilon}_{x,tot} = 0,01$)



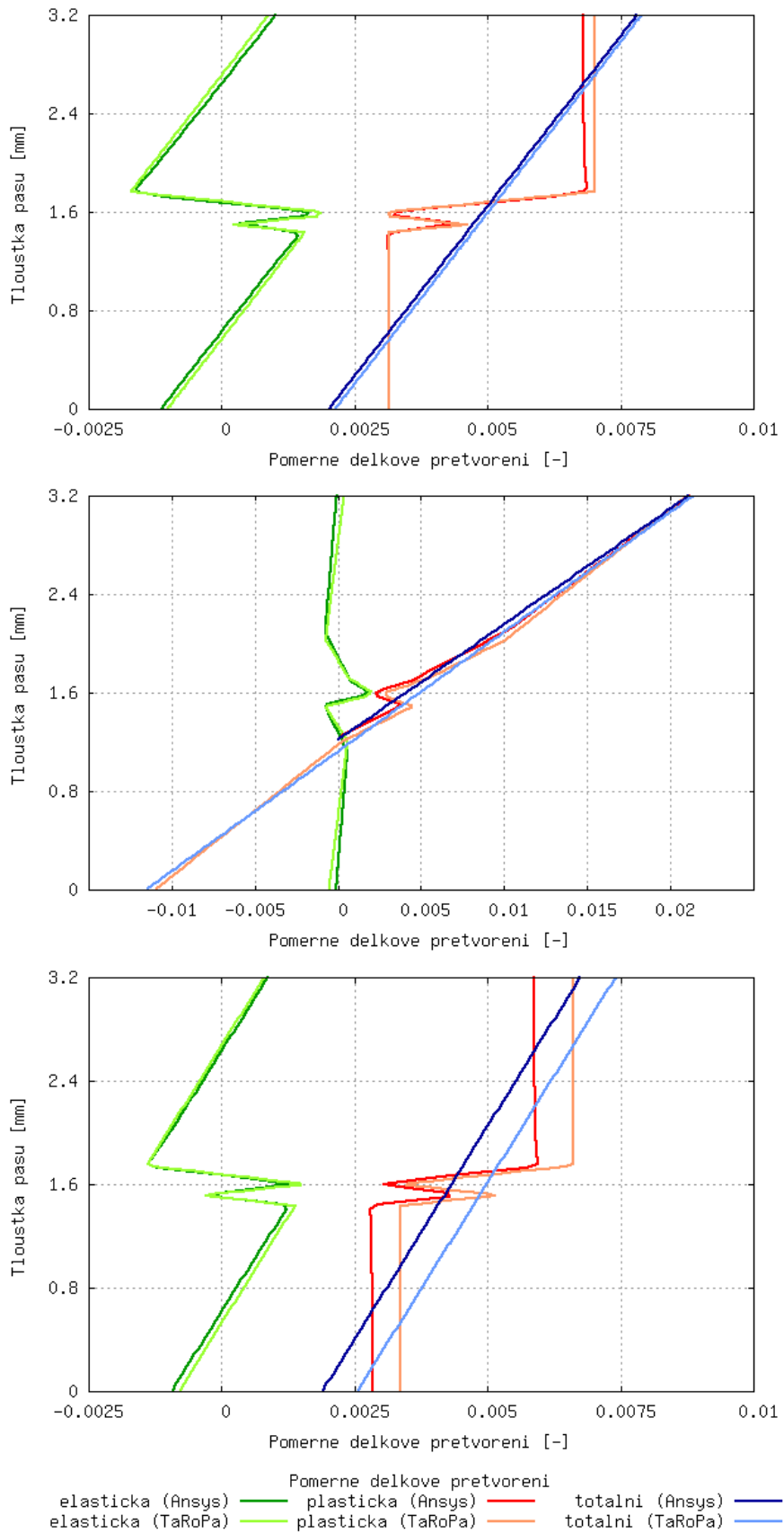
Obr. A.2: Průběh délkového přetvoření po tloušťce ocelového pásu (sestupně: bez zpevnění, iz. zpevnění, kin. zpevnění)



Obr. A.3: Průběh délkového přetvoření po tloušťce ocelového pásu (sestupně: bez zpevnění, iz. zpevnění, kin. zpevnění)



Obr. A.4: Průběh délkového přetvoření po tloušťce ocelového pásu (sestupně: bez zpevnění, iz. zpevnění, kin. zpevnění)



Obr. A.5: Průběh délkového přetvoření po tloušťce ocelového pásu (sestupně: bez zpevnění, iz. zpevnění, kin. zpevnění)