Analýza mechanických vlastností součásti ventilu pístového kompresoru

Stanislav Kolařík

Bakalářská práce
2021

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	**Stanislav Kolařík**
Osobní číslo:	**T18033**
Studijní program:	**B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor:	**Technologická zařízení**
Forma studia:	**Kombinovaná**
Téma práce:	**Analýza mechanických vlastností součásti ventilu pístového kompresoru**

Zásady pro vypracování

- Literární přehled
– Stanovení okrajových podmínek
– Návrh modelu a jeho analýza
– Vyhodnocení výsledků

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY J. E., MISCHKE C. R., BUDYNAS R. G. *Konstruování strojních součástí*. VUTIUM VUT Brno, 2010, 1186 s. ISBN 9788021426290.
RAO, S. S. *The finite element method in engineering*. Cambridge, MA: Elsevier, 2017, 782 p. ISBN 9780128117682.
KUROWSKI, P. M. *Finite element analysis for design engineers*. Warrendale, PA: SAE International, 2016, 284 p. ISBN 9780768082319.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jakub Javořík, Ph.D.**
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **5. ledna 2021**
Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2021**

L.S.

prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.
děkan

prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D. v.r.
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 1. dubna 2021

PROHLÁŠENÍ AUTORA
BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....
podpis studenta

ABSTRAKT

Cílem této práce je analýza mechanických vlastností pružinky ventilové desky kompresoru pomocí metody konečných prvků. Jsou zde uvedeny teoretické základy mechanického chování materiálu z hlediska pružnosti a pevnosti, obecný postup a úskalí metody konečných prvků a v poslední řadě obecné informace o kompresorech. Na základě výsledků, zjištěných pomocí metody konečných prvků, je s ohledem na lokace maximálního napětí a jeho velikost navrhována nová geometrie dílu, která je následně přepočítána. Z porovnání analýz obou geometrií je vyvozeno, zda navrhovaná změna geometrie vede ke zlepšení mechanických vlastností pružinky, potažmo ke zvýšení životnosti, bezpečnosti i efektivitě chodu celého kompresoru. Geometrické 3D modely i samotná analýza pomocí metody konečných prvků jsou vytvořeny v softwaru Siemens NX 11.

Klíčová slova: analýza mechanických vlastností, napětí, deformace, FEM analýza, kompresor, chladírenství.

ABSTRACT

This work aims is to analyze the mechanical properties of the compressor valve plate spring using the finite element method. There are the theoretical foundations of the mechanical behavior of the material in terms of flexibility and strength, the general procedure and pitfalls of the finite element method and, finally, general information about compressors. Based on the results obtained using the finite element method, new part geometry is proposed concerning the locations of the maximum stress and its magnitude, which is then recalculated. From the comparison of analyzes of different geometries, it is deduced whether the proposed changes in geometry lead to improved mechanical properties of the spring, and thus to increased service life, safety and efficiency of operation of the entire compressor. Geometric 3D models as well as the finite element analysis are created using Siemens NX 11 software.

Keywords: mechanical analysis, sress, strain, finite element analysis, compressor, refrigeration.

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce doc. Ing. Jakubovi Javoříkovi, Ph.D za profesionální přístup, ochotu, cenné informace a trpělivost při vedení mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat svému zaměstnavateli EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES, s.r.o. a svým kolegům za podporu při studiu.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD **10**

I TEORETICKÁ ČÁST **11**

1 ÚVOD DO MECHANIKY **12**

1.1 ZÁKLADNÍ PŘEDPOKLADY 12

1.2 ZPŮSOBY ZATĚŽOVÁNÍ 13

1.3 VNITŘNÍ SÍLY A METODA ŘEZU 14

1.4 DEFORMACE 16

1.5 TAH A TLAK 17

1.5.1 ZKOUŠKA PROSTÝM TAHEM 18
1.5.2 HOOKŮV ZÁKON 19
1.5.3 POISSONOVO ČÍSLO 19

1.6 OHYB 20

1.6.1 NAPĚTÍ U NOSNÍKŮ NAMÁHANÝCH OHYBEM 20

1.7 OBECNÁ TROJROZMĚRNÁ NAPJATOST 22

1.7.1 SLOŽKY NAPĚTÍ 22
1.7.2 OBECNÁ PROSTOROVÁ NAPJATOST 23

2 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ **24**

2.1 DISKRETIZACE 24

2.1.1 TYPY A USPOŘÁDÁNÍ PRVKŮ 25
2.1.2 VYTVÁŘENÍ SÍTĚ KONEČNÝCH PRVKŮ 29
2.1.3 CHYBY DISKRETIZACE A PROCES KONVERGENCE 29

2.2 DEFINICE VLASTNOSTÍ MATERIÁLU 31

2.3 DEFINICE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK 31

2.4 VÝHODY SYMETRIE A ANTI-SYMETRIE 31

2.5 NELINEÁRNÍ ANALÝZA 32

2.5.1 NELINEÁRNÍ MATERIÁL 32
2.5.2 GEOMETRICKÁ NELINEARITA 33
2.5.3 KONTAKTNÍ ANALÝZA 33

3 KOMPRESORY **34**

3.1 HISTORIE 34

3.2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ KOMPRESORŮ 35

3.2.1 ROZDĚLENÍ PODLE TLAKU 35
3.2.2 PODLE FUNKČNÍHO PRINCIPU A PODLE ZPŮSOBU ČINNOSTI. 35
3.2.3 PODLE VÝROBNÍHO PROVEDENÍ 36

3.3 PÍSTOVÝ KOMPRESOR 37

3.3.1 HLAVNÍ ČÁSTI 38

3.4 INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM 42
3.4.1 IDEÁLNÍ INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM 42
3.4.2 SKUTEČNÝ INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM 42
II PRAKTICKÁ ČÁST 44
4 CÍL PRÁCE 45
5 POPIS PROBLEMATIKY 46
5.1 VENTILOVÁ DESKA A JEJÍ SOUČÁSTI 46
5.2 MECHANICKÉ CHOVÁNÍ PRUŽINKY 47
6 METODIKA PRÁCE 49
6.1 SOFTWARE SIEMENS NX 49
6.2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI 49
6.3 KONTAKTNÍ ANALÝZA 50
6.3.1 GEOMETRICKÝ MODEL 50
6.3.2 TVORBAVOLBA KONEČNĚ-PRVKOVÉHO (FEM) MODELU 52
6.3.3 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK 55
6.3.4 SOLVER 58
7 VÝSLEDKY 59
7.1 OVĚŘENÍ HODNOT VÝPOČTU 61
7.2 NÁVRH NOVÉ GEOMETRIE 63
8 DISKUZE VÝSLEDKŮ 65
ZÁVĚR 73
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY 74
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK 77
SEZNAM OBRÁZKŮ 80
SEZNAM TABULEK 82

ÚVOD

Předmětem této práce je analýza mechanických vlastností pružinky ventilové desky kompresoru, která je provedena pomocí metody konečných prvků. Řešení této problematiky jsem si vybral, protože mě zajímá a také úzce souvisí s mojí pracovní činností. K řešení analýzy je zapotřebí propojení znalostí z oboru mechaniky, numerickou metodou konečných prvků a také mechanismů pístových kompresorů. Základní teoretické poznatky, nezbytné pro uvedení do problematiky této práce, jsou nastíněny v teoretické části.

V části praktické je na základě popisu funkce pružinky, její polohy a chování v sestavě ventilové desky, navržen způsob řešení analýzy. Je vytvořen geometrický model sestavy, kterému jsou přiřazeny materiálové vlastnosti jednotlivých dílů. Dále je definován matematický konečně-prvkový model s příslušnými parametry a s ohledem na reálné chování jsou navrženy okrajové podmínky simulace. Věrohodnost výsledků analýzy je kontrolována analytickým výpočtem. Na základě výsledků analýzy jsou navrženy změny geometrie za účelem snížení napětí a zvýšení životnosti dílu. Tyto varianty jsou opět přepočteny FEM analýzou. Na základě výsledků analýz a jejich porovnání s původní variantou pružinky je hodnocena účinnost jednotlivých změn a následně navrženy nejlepší řešení.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 ÚVOD DO MECHANIKY

Jako předchůdce, kteří se zasloužili o položení základů mechaniky, lze považovat například již všestranného umělce Leonarda da Vinci, ale i profesora matematiky Galilea Galileiho, který poprvé zatěžoval do zdi vetknuté nosníky, aby zjistil jejich pevnost. Robert Hook objevil lineární závislost mezi zatížením a deformací materiálu, nazývanou též jako Hookův zákon, který popisuje chování zatěžovaného materiálu až do meze úměrnosti. Matematicky formulován byl až v roce 1807 Thomasem Youngem, po němž byla konstanta úměrnosti (modul pružnosti v tahu) pojmenován jako Youngův modul. Mezi dalšími lze alespoň ve stručnosti zmínit Leonarda Eulera, Daniela Bernoulliho, Louise Naviera, Simeóna Denise Poissona a další. [1]

Potřeba schopnosti navrhování strojních součástí a konstrukcí tak, aby byly splněny požadavky na jejich spolehlivost a životnost dala vzniknout vědnímu oboru pružnosti a pevnosti, jakožto podkategorii mechaniky. V pružnosti a pevnosti se na rozdíl od mechaniky tuhého tělesa uvažují pružné deformace materiálu, vznikající působením vnějších sil na danou součást. Podstatou této teorie je přesné popsání závislosti deformace tělesa na jeho zatížení, což je možné využít také pro řešení staticky neurčitých úloh.

Na základě těchto znalostí lze přesně navrhovat součásti podle požadavků na jejich bezpečnost, životnost, spolehlivost, tvar i ekonomičnost. [1]

1.1 ZÁKLADNÍ PŘEDPOKLADY

Existují předpoklady, které musí být splněny, aby bylo možné vztahů mezi napjatostí a deformací využít. Veškeré matematické formulace vyvozené z těchto závislostí jsou pouze snahou o co nejpřesnější matematický popis přírodních zákonů. Aby bylo možné zanedbat drobné rozdíly mezi přírodními, či spíše fyzikálními zákony a jejich matematickou formulací, je třeba předpokládat:

- Homogennost materiálu - materiál má v celém svém objemu stejné fyzikální vlastnosti
- Izotropii materiálu – materiál reaguje na namáhání ve všech směrech stejně.

- Uvažování malých deformací – malé relativní prodloužení ε, malý zkos γ
- Uvažování namáhání v lineární oblasti závislosti deformace na napětí (do meze úměrnosti)

[1][2]

1.2 ZPŮSOBY ZATĚŽOVÁNÍ

Vlivem vzájemného statického působení těles, či jejich relativních pohybů, vznikají mezi tělesy zatěžující síly. Tyto síly se rozdělují podle následujících hledisek.

Podle časové závislosti působících sil je rozdělujeme zatížení na:

- ZATÍŽENÍ STATICKÉ

  Statické zatížení je definováno, jako zatížení vzrůstající pozvolně, většinou od nulové hodnoty, až do hodnoty svého maxima. Tato maximální hodnota zatížení zůstává buď neměnná - konstantní, nebo jsou její změny s ohledem na potenciální vznik setrvačných sil zanedbatelné.

- ZATÍŽENÍ DYNAMICKÉ

  Je zatížení, u kterého vliv setrvačných sil, díky jeho rychlému nárůstu, nelze zanedbat (v případě rázu), nebo zatížení, které se v čase rychle mění, ale setrvačné síly lze zanedbat (zatížení cyklické).

Podle stability polohy působiště síly máme:

- Zatížení místně stálé, kdy se působiště síly na součásti s časem nemění
- Zatížení pohyblivé, kdy se poloha břemene v čase mění. V tomto je třeba stanovení nejnebezpečnější polohy břemene.

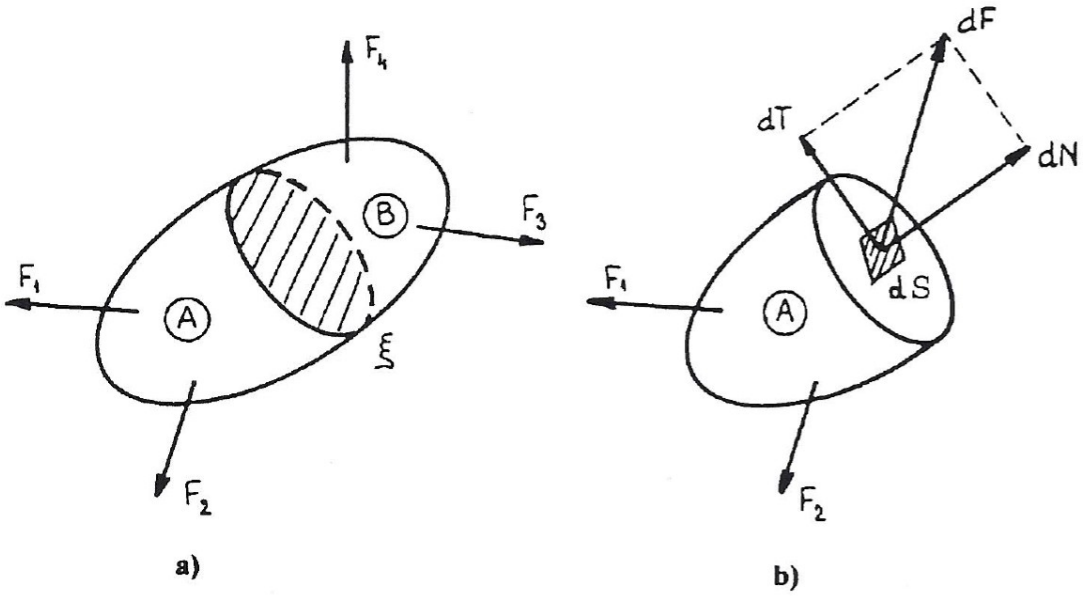
ROZDĚLENÍ VNĚJŠÍCH SIL

- Síly povrchové (působící na povrch tělesa)
    - Osamělé síly – jsou síly, které působí na ploše tak malé, že ji lze považovat, vzhledem k velikosti celého povrchu tělesa, za zanedbatelnou. (osamělé břemena, reakce podpor)
    - Spojité zatížení – je zatížení, rozložené rovnoměrně po celém povrchu tělesa, nebo jeho části. Je definováno hodnotou zatížení na jednotku délky.
- Síly objemové (Vnější síla, působící na objem tělesa. Velikost síly je závislá na velikosti hmotnosti, nebo objemu tělesa v daném silovém poli. Příkladem takových sil je tíha, či odstředivá síla.

[1][2]

1.3 VNITŘNÍ SÍLY A METODA ŘEZU

Každé těleso, které se nacházející se ve statické rovnováze, se deformuje vlivem zatížení vnějších sil. Tato deformace vyvolává v tělese tzv. vnitřní síly. Velikost vnitřních sil je obvykle určována metodou řezu. Na obrázku (Obr.1) je prostorová soustava sil, působících na těleso. Výslednice těchto sil je nulová, což znamená, že je těleso v rovnováze. Těleso je myšleně rozděleno pomocí řezu na díly A a B. Vnější síly mají tendenci díly od sebe oddělit. Díly u sebe drží pohromadě pouze pomocí vzájemných vnitřních sil, působících mezi atomy na obou stranách myšleného řezu. Vnitřní síly působící z části A na část B jsou na základě zákona akce a reakce stejně velké, jako síly, působící z části B na část A. Má-li být těleso v rovnováze, musí platit, že jsou vnější síly, působící na část A v rovnováze s vnitřními silami, působícími na tuto část. To stejné musí platit zároveň pro část B. [2]



Obrázek 1 - Metoda řezu [2]

Vnitřní síly jsou ale obecně nerovnoměrně rozložené po průřezu, takže statické podmínky rovnováhy nestačí k určení rozložení vnitřních sil. Ze statických podmínek rovnováhy lze určit jen výslednici vnitřních sil. Na obrázku (Obr.1b) je naznačena jedna elementární síla *dF* působící na elementární plošku *dS* řezu ξ. Síla *dF* je obecně šikmá vůči plošce *dS*. Tuto sílu *dF* rozdělujeme zásadně do složky kolmé k rovině ξ - *dN* a do složky ležící v rovině ξ - *dT*. Abychom mohli lépe porovnávat účinek vnitřních sil, zavádíme poměr vnitřních sil na jednotku plochy tzv. napětí, což lze vyjádřit: [2]

Normálové napětí:

$$\sigma = \frac{dN}{dS} \quad [Pa] \tag{1}$$

Smykové napětí:

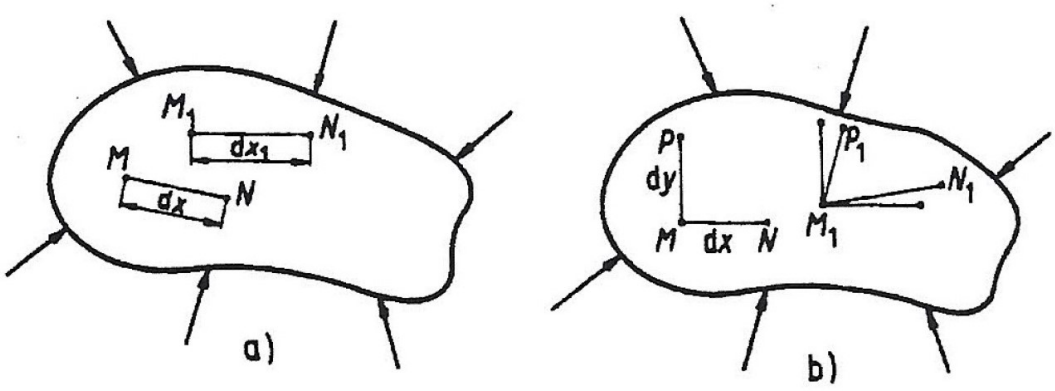
$$\tau = \frac{dT}{dS} \quad [Pa] \tag{2}$$

1.4 DEFORMACE

Zatížení způsobuje u každého tělesa jeho přetvoření. Ke sledování přetvoření uvažujme dva body tělesa M a N. Vzdálenost mezi nimi před zatížením je *dx*. Vlivem zatížení se tyto body přemístí do polohy M1 a N1, odlehlost těchto dvou bodů je *dx1*. Dochází pak ke změně délky úsečky MN o Δdx, kde $\Delta dx = dx1 = -dx$. [2]

Poměr změny délky k původní délce:

$$\varepsilon = \frac{\Delta dx}{dx} \quad [-] \tag{3}$$



Obrázek 2 – Deformace [2]

Udává poměrné-relativní prodloužení ve směru spojnice MN. Poměrné prodloužení ε je veličinou bezrozměrnou. Mimo poměrné prodloužení charakterizuje přetvoření v tělese též změna kolmosti dvou původně kolmých směrů MN a MP. Tato změna pravého úhlu se nazývá zkos a je to opět bezrozměrný výraz. Pružnost tělesa je schopnost tělesa vrátit se do původního stavu po odstranění vnějších sil. Tuhost tělesa je vyjádření jeho odolnosti proti deformaci vnějšími silami. [2]

1.5 TAH A TLAK

Prut je namáhán tahem či tlakem pouze jen v případě, je-li jedinou složkou výsledných vnitřních sil ve všech bodech střednice prutu normálová síla. Ta musí být orientovaná ve směru vnější (vnitřní) normály příčného řezu, kterým je prvek uvolněn. Prut je výpočtovým modelem trojrozměrného tělesa, určeného střednicí. V každém bodě střednice pak rovinným průřezem, jehož těžiště leží na střednici. Musí být splněno, že:

- Příčné řezy zůstávají rovinné – smykové napětí je nulové
- Osa prutu zůstává přímá – deformace všech podélných prvků je stejná
- Jednotlivé podélné prvky na sebe navzájem nepůsobí

Je-li označena elementární vzdálenost mezi původními příčnými průřezy *dx* a změna vzdálenosti *Δdx*, je potom rovnice elementárního relativního prodloužení rovnice 1.3.

Pokud je ε po celé délce konstantní, platí: [2]

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0} \, [-] \tag{4}$$

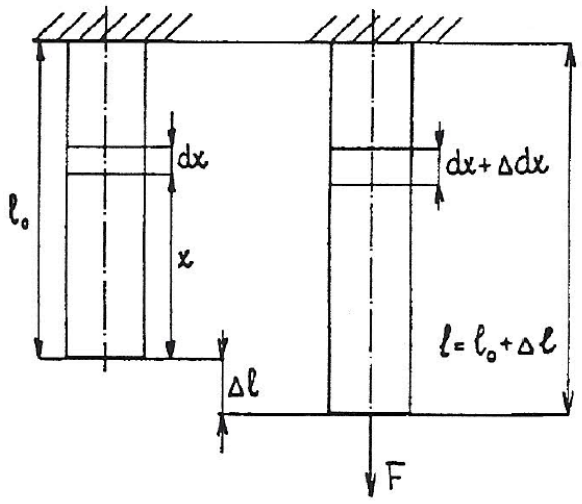
Kde:

l_0 – původní délka

l - nová délka

Δl – změna délky (prodloužení / zkrácení)

ε – relativní prodoužení



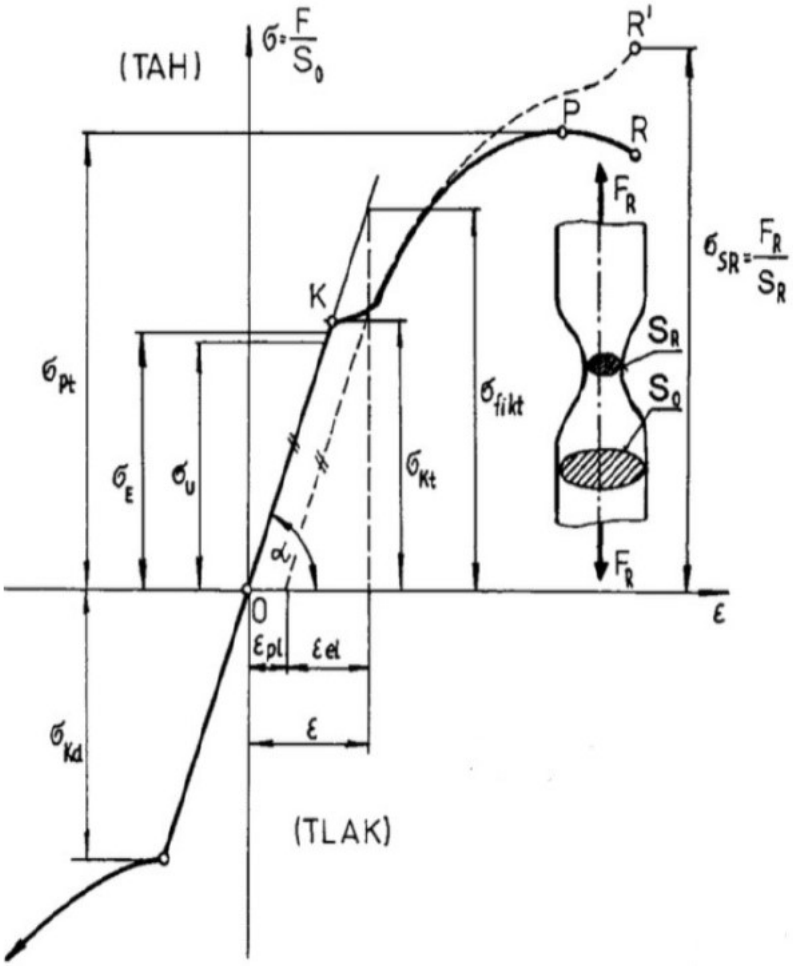
Obrázek 3 – Prodloužení [2]

1.5.1 ZKOUŠKA PROSTÝM TAHEM

Jednou ze základních zkoušek materiálu je zkouška prostým tahem, které se využívá hlavně z důvodů:

- Určení charakteristiky materiálu
- Určení závislosti mezi deformací na napětím
- Určení posloupnosti mezních hodnot a jejich velikosti

PRACOVNÍ DIAGRAM MĚKKÉ OCELI:



Obrázek 4 - Tahový diagram [2]

- σ_u – Mez úměrnosti
- σ_e – Mez pružnosti
- σ_k – Mez kluzu (smluvní hodnota plastické deformace 0.2% původní délky)
- σ_p – Mez pevnosti

[2]

1.5.2 HOOKŮV ZÁKON

Při jednoosé napjatosti je lineární oblast závislosti mezi napětím a délkovým přetvořením definována Hookovým zákonem:

$$\sigma = E.\varepsilon\ [Pa] \tag{2}$$

σ – Normálové napětí [Pa]

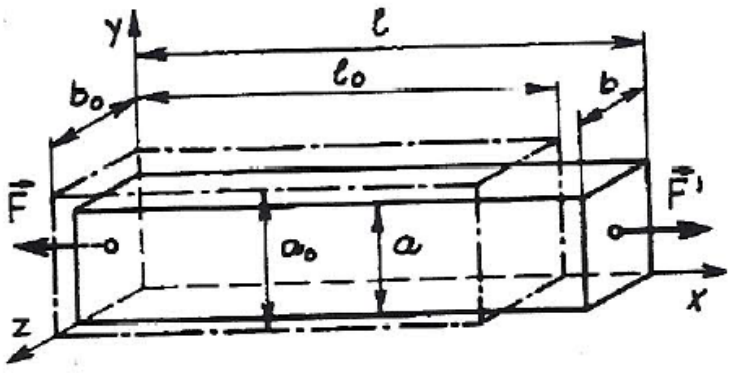
E – Youngův modul pružnosti [Pa]

ε – relativní prodloužení

Youngův modul pružnosti E je jednou ze základních charakteristik materiálu. S jeho velikostí roste i tuhost materiálu a klesá míra deformace při daném zatížení. [2]

1.5.3 POISSONOVO ČÍSLO

Příčné rozměry se při tahové zkoušce zmenšují. Tuto závislost lze vyjádřit těmito vztahy přetvoření v příčných směrech:



Obrázek 5 - Deformace při tahu [2]

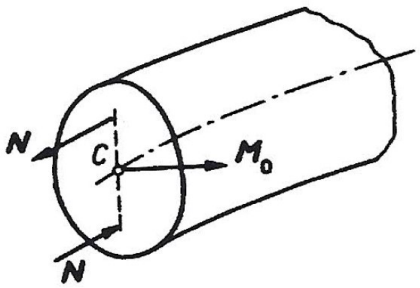
Přetvoření v příčných směrech je u izotropního materiálu stejné a platí zde lineární závislost na podélném poměrném přetvoření:

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z = -\mu\varepsilon_x \text{ [-]} \tag{5}$$

μ – Poissonovo číslo

1.6 OHYB

Vlivem ohybového namáhání je původně přímý prut zakřivován do rovinné, nebo prostorové křivky. Nosníkem je považován přímý prut, namáhaný převážně ohybem tak, že výslednice vnitřních sil v průřezu kolmém k podélné ose vytváří dvojici sil N, nazývanou ohybový moment Mo. Nosník je namáhán prostým ohybem tehdy, když jsou s výjimkou ohybového momentu ostatní silové vnitřní účinky nulové. [2]



Obrázek 6 - Ohybový moment [2]

1.6.1 NAPĚTÍ U NOSNÍKŮ NAMÁHANÝCH OHYBEM

ROZDĚLĚNÍ ZATÍŽENÍ NOSNÍKŮ:

- Osamělými silami, kolmými k ose prutu.
- Spojitě rozloženým zatížením
- Osamělou silovou dvojicí M.

Pro vyšetřování vnitřních účinků napětí u přímých nosníků namáhaných ohybem se používá metody myšleného řezu. Musí ale platit tyto předpoklady:

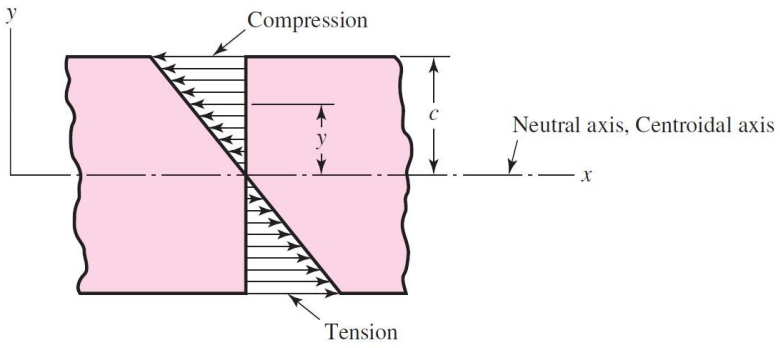
- Namáhání prostým ohybem (jediným nenulovým vnitřním silovým účinkem je ohybový moment)
- Stejnorodost a isotropie materiálu
- Platnost Hookova zákona
- Nosník je původně přímý a prismatický
- Osa symetrie příčného řezu leží rovině ohybu
- Příčné průřezy zůstávají i po zatížení rovinné

Z metody řezu vyplývají následující závislosti namáhání na napětí, kde je normálové napětí vyjádřeno jako funkce ohybového momentu a tečné napětí jako funkce posouvající síly:

$$\sigma = f_1\,[M_o(x)]\ \ [Pa] \tag{6}$$

$$\tau = f_2\,[T(x)]\ \ [Pa] \tag{7}$$

Při prostém ohybu jsou vlákna nad neutrální osou namáhána na tlak a vlákna pod neutrální osou namáhána na tah.



Obrázek 7 - Napětí při prostém ohybu [3]

Tahové, či tlakové namáhání je přímo úměrné vzdálenosti od neutrální osy.

$$\sigma_{max} = \frac{M_o c}{J_z}\ [Pa] \tag{8}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_o}{J_z/c} = \frac{M_o}{W_o}\ [Pa] \tag{9}$$

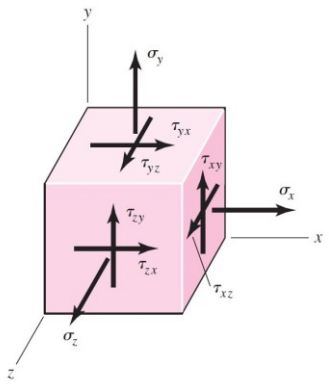
W_o je modulem průřezu v ohybu.

[3]

1.7 OBECNÁ TROJROZMĚRNÁ NAPJATOST

1.7.1 SLOŽKY NAPĚTÍ

Složky napětí, působící na těleso, vychází z podmínek statické rovnováhy. Pro vyjádření složek normálového a tečného napětí v prostoru je třeba postupovat podobně jako u rovinného. Je třeba si představit bod tělesa v rovině myšleného řezu jako elementární prvek, na nějž působí následující složky napětí. [3]



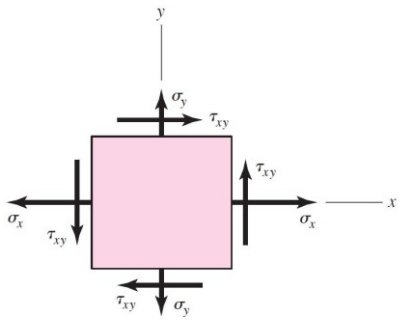
Obrázek 8 - Složky napětí [3]

Napjatost je určena devíti složkami napětí – $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yx}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{zy},$

Z podmínek statické rovnováhy vyplývá, že smyková napětí v navzájem kolmých řezech jsou stejně velká $\tau_{yx} = \tau_{xy}, \tau_{zy} = \tau_{yz}, \tau_{xz} = \tau_{zx},$

Díky tomu lze zredukovat počet složek napětí na šest složek $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ *a* $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx},$

Pokud jsou na některé soustavě rovnoběžných rovin napětí rovna nule, jedná se pak o rovinnou napjatost. Na obrázku (Obr. 9) je příklad rovinné napjatosti, kde jsou napětí v ose z rovna nule. $\sigma_x = \tau_{zx} = \tau_{zy} = 0$. Protože platí, že smyková napětí v navzájem kolmých řezech jsou stejná, platí $\tau_{xy} = \tau_{xy}$ *a* $\tau_{zx} = \tau_{xz} = \tau_{zy} = \tau_{yz} = 0$. [3]



Obrázek 9 - Rovinná napjatost [3]

1.7.2 OBECNÁ PROSTOROVÁ NAPJATOST

U prostorové napjatosti existuje poloha elementárního prvku, kdy jsou nulová smyková napětí na všech jeho plochách. V tomto stavu odpovídají směry normál jeho stěn hlavním směrům normálových napětí. Šesti stěnám odpovídají tři hlavní směry a tři hlavní napětí σ_I, σ_{II}, σ_{III}. Pro celkový popis prostorové napjatosti je třeba určit šest složek napětí σ_x, σ_y, σ_z a τ_{xy}, τ_{yz}, τ_{zx}. Přestože se většinou při navrhování strojních součástí jedná o napjatost rovinnou, je třeba považovat každou napjatost za prostorovou. Jednoosá a rovinná napjatost jsou jejími zvláštními případy. [3]

2 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků, běžně označovaná jako MKP, je jednou z numerických metod používaných k řešení komplexních matematických modelů. Má četné využití ve vědě a strojírenství a to konkrétně v oblasti strukturální a tepelné analýzy navrhovaných dílů a sestav. Každý analyzovaný díl, či sestava jsou rozděleny do jednotlivých prvků, které jsou popsány rovnicemi s konečným počtem neznámých. Chování celého dílu je pak výsledkem chování každého prvku, což odpovídá zjednodušenému chování reálného dílu, u kterého je počet prvků a počet neznámých nekonečný. Míru a způsob zjednodušení určuje konstruktér na základě konkrétních požadavků na pro danou analýzu. MKP je silným nástrojem pro fázi návrhu dílu. Designové iterace jsou přesunuty z fyzického prostoru prototypování a testování do virtuálního prostoru počítačových simulací. Celkový proces vývoje dílu je možné zefektivnit tím, že je MKP využívána již v průběhu procesu jeho návrhu. Testování fyzického dílu už pak slouží pouze k ověření navržených vlastností. [4][5]

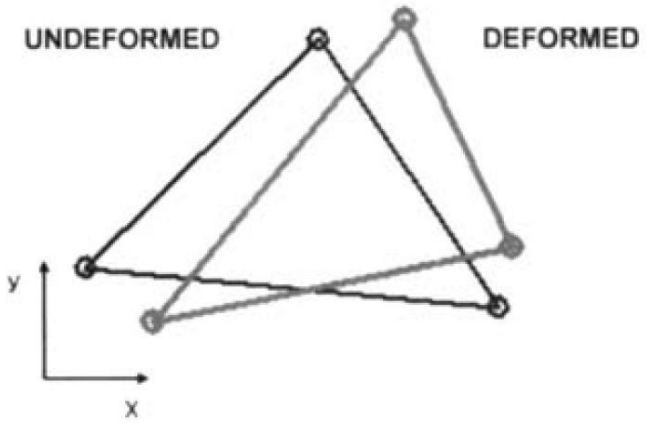
2.1 DISKRETIZACE

Nejdůležitějším požadavkem je potřeba rozdělení oblasti řešení na jednoduše tvarované podoblasti, nazývané "Konečné prvky." To je diskretizační proces, který se běžně nazývá „síťování“ a prvky se nazývají „konečné“, protože jejich počet je konečný.

Zjednodušeně je MKP metodou reprezentace deformace jakožto pole proměnných pomocí polynomických funkcí, které vytváří přemístění pole v závislosti na aplikovaných okrajových podmínkách, zatímco je zároveň minimalizována celková potenciální energie modelu. Síťování rozděluje oblast řešení na jednoduše tvarované prvky nebo podoblasti, což umožňuje použití přiměřeně jednoduchých polynomů, které se použijí k aproximaci posunutí (nebo teploty) v každém prvku. Původně spojité okrajové podmínky jsou reprezentovány diskrétními zatíženími a reakcemi aplikovanými na uzly prvku. Chování každého prvku je plně charakterizován posuny jeho uzlů, spojitý matematický model s nekonečným počtem stupňů volnosti je aproximován diskretizovaným modelem s konečným počtem stupňů volnosti. [4]

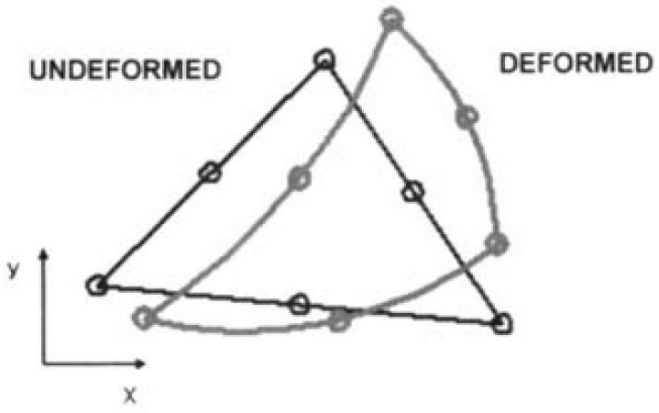
2.1.1 TYPY A USPOŘÁDÁNÍ PRVKŮ

Pole posunutí uvnitř každého prvku a podél jeho okrajů je popsán určitými polynomickými funkcemi běžně nazývanými „tvarové funkce“. Prvek se třemi uzly používá lineární funkce tvaru a z tohoto důvodu se nazývá „element prvního řádu". Argumenty v těchto tvarových funkcích jsou uzlové posuny a když jsou nalezena uzlová posunutí, posunutí kdekoli v prvku lze vypočítat na základě uzlových posunů. Pod zatížením se prvek zdeformuje a získá nový tvar. Každý uzel se přesune ze svého původní umístění do nového. V případě 2D napěťového prvku roviny je třeba znát pouze složky posunutí x a y všech tří uzlů pro popis transformace prvku ze starého do nového tvaru, protože v 2D prvku jsou uzlové posuny plně popsány pouze dvěma složkami posunutí v rovině, čili dvěmi stupni volnosti. Tříuzlový prvek má dva stupně volnosti na uzel a celkem šest stupňů volnosti. [4]



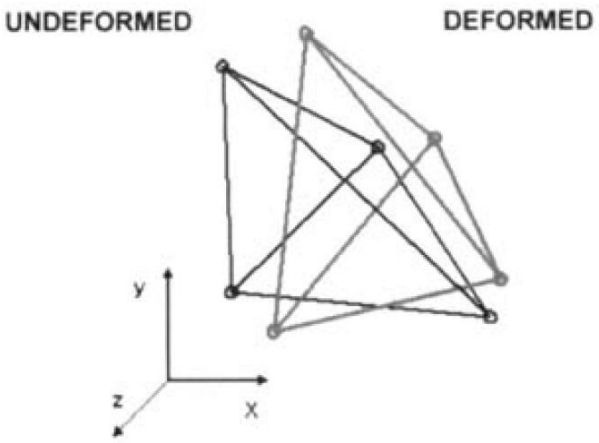
Obrázek 10 - 2D element [4]

Další možností je použití funkce tvaru druhého řádu. Při použití druhého řádu už nemusí být hrany prvků rovné. Je možné předpokládat deformace druhého řádu, k jejímž popsání musí být přidány uzly na středních stranách. 2D-prvek má stále dva stupně volnosti na uzel. K plnému popsání transformace z nedeformovaného do deformovaného tvaru je tedy třeba dvanáct stupňů volnosti. Hrany prvku druhého řádu mohou nabýt maximálně zakřivení druhého řádu. [4]



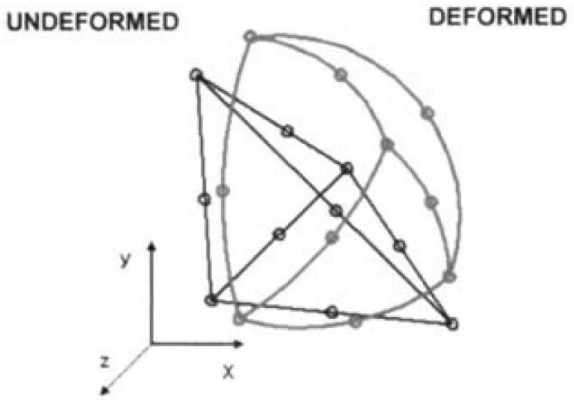
Obrázek 11 - 2D element [4]

Čtyřboký prvek prvního řádu je vhodný pro Analýzy 3D funkcí lineárního tvaru pro zjištění lineárního posunutí pole podél okrajů a ploch a v objem prvku. Prvek má tři stupně volnosti na uzel a celkem dvanáct stupňů volnosti. Rotační stupně volnosti nejsou požadovány k popisu deformace prvku. [4]



Obrázek 12 - 3D element [4]

Čtyřboký prvek druhého řádu je schopen popsat deformace druhého řádu. Vyžaduje uzly na střední straně. Prvek má celkem třicet stupňů volnosti.



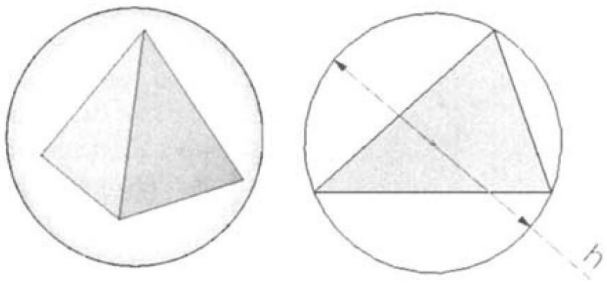
Obrázek 13 - 3D element [4]

VOLBY DISKRETIZACE

Existuje nekonečné množství cest, kterými lze přeměnit matematický model na model FE pomocí síťování. Konkrétní síť je realizací určité volby diskretizace. Volbu diskretizace určují tři hlavní faktory: [4]

- VELIKOST PRVKU

Velikost elementu je definována jak jeho charakteristickým rozměrem, tak i relativní velikostí elementu ve vztahu k velikosti diskretizovaného celku. Běžně se velikostí prvku rozumí nejmenší možný opsaný průměr kružnice, kterou lze daný prvek ohraničit. [4]



Obrázek 14 - Velikost prvku [4]

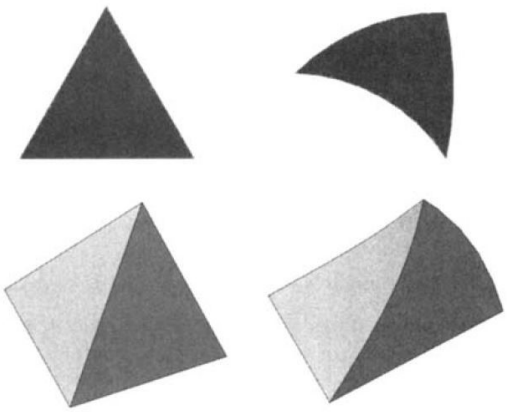
- USPOŘÁDÁNÍ PRVKŮ

Uspřádání prvků je definováno uspořádáním funkcí tvarů prvků popisující pole posunutí uvnitř prvků, podél hran a ploch. Tyto různé tvarové funkce jsou kolektivně nazývané „základní funkce“. [4]

- MAPOVÁNÍ PRVKŮ

Funkce tvaru jsou definovány pro původní tvar prvku před jeho mapováním, aby převzal skutečný tvar v síti konečných prvků. Vlivem mapování vznikají deformace tvaru prvku z ideálního tvaru a základní funkce se transformují na úroveň základních funkcí prvku. V závislosti na typu a formulaci prvku je dovoleno rozdílné množství zkreslení. Prvky mimo povolený rozsah zkreslení tvaru se nazývají „zdegenerované prvky“.

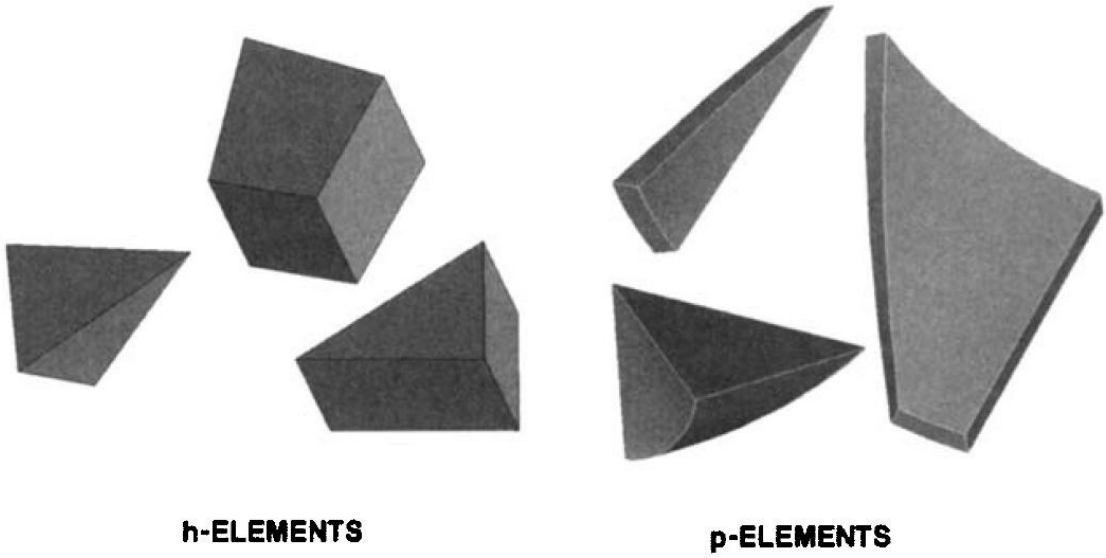
Mapování překládá originální tvar prvku (na obrázku vlevo) (Obr.15) do vyhovujících prvků v síti (vpravo), jak je znázorněno s 2D trojúhelníkové a 3D čtyřboké elementy. [4]



Obrázek 15 - Tvary prvků [4]

Prvek prvního řádu používá funkci posunutí prvního řádu, prvek druhého řádu používá funkci posunutí druhého řádu a tak dále. Typ prvku určuje, zda je uspořádání prvků pevné nebo zda může být změněno bez nutnosti přesíťování. Prvky, pro které je uspořádání pevné jsou používány "H-prvky". Prvky, u nichž lze uspořádání automaticky změnit, se nazývají „P-prvky“. Většinou jsou používány h-verze s funkcemi prvního nebo druhého řádu. P-verze mohou být automaticky upgradovány na vyšší řády kdekoli mezi pátým a desátým řádem. Metoda h používá prvky s nízkým tvarovým zkreslením k modelování pole posunutí prvního řádu nebo druhého řádu. Díky tomu je třeba použití velkého množství malých elementů pro

zobrazení očekávaných deformací a napětí. Metoda p používá prvky složitějších tvarů a složitějšího posunutí pole, ale hrozí zde větší zkreslení. [4] [5]



Obrázek 16 - H a P prvky [4]

2.1.2 VYTVÁŘENÍ SÍTĚ KONEČNÝCH PRVKŮ

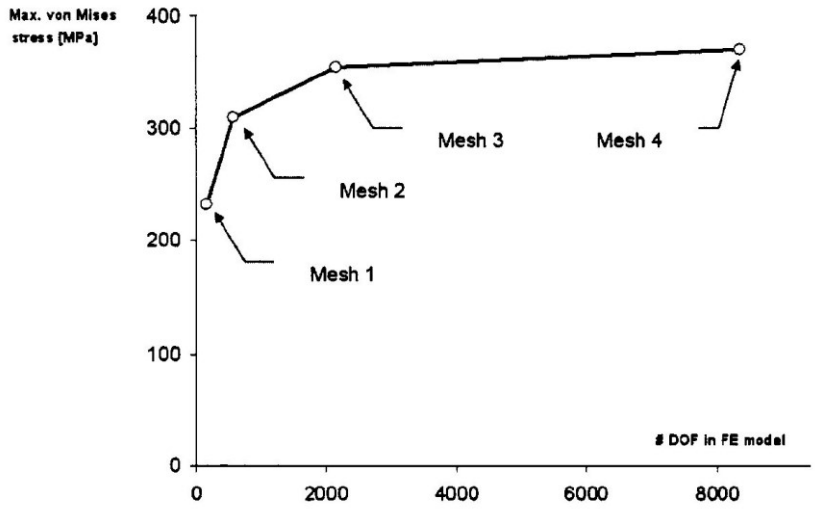
Sítě je možné vytvářet ručně, poloautomaticky, ale nejpoužívanější je možnost automaticky vytvářené sítě. V některých případech se síťování provádí na pozadí a je pro uživatele neviditelné, ale častěji programy FEA nabízejí řízení procesu síťování, umožňující uživateli ovládat charakteristiky sítě. Výhodné je použít ruční síťování pro obtížné části modelu a pro zbývající část modelu použít automatickou tvorbu sítě. [4][5]

2.1.3 CHYBY DISKRETIZACE A PROCES KONVERGENCE

Chyby CAD modelu, chyby diskretizace, chyby řešení a interpretace výsledků ovlivňují výsledky MKP. Pomocí nástrojů MKP lze ovládat pouze chyby diskretizace. Cílem kontroly diskretizační chyby je určit, jak jsou požadovaná data (např. posunutí, stres) závislá na volbě diskretizace. Tedy získat řešení, kde zájmová data významně nezávisí na volbě diskretizace. Řešení nelze považovat za spolehlivé, pokud neexistuje spolehlivý odhad diskretizační chyby. Proces odhadování chyb diskretizace se nazývá proces konvergence. [4]

Jedním ze způsobů provedení systematické změny ve volbě diskretizace, je úprava velikosti prvku prostřednictvím upřesnění sítě. Protože h označuje charakteristickou velikost prvku, proces konvergence pomocí upřesnění sítě se nazývá „proces h-konvergence“. V tomto procesu se velikost prvků postupně zmenšuje. Při každém upřesnění sítě bude velikost prvku poloviční, což znamená, že každý trojúhelníkový prvek bude nahrazen čtyřmi menšími trojúhelníkovými prvky. Počet stupňů volnosti pak vzroste čtyřnásobně. Je také možné provést nejednotné zjemnění sítě kde se síť zpřesní pouze v oblastech s vysokými gradienty napětí. Nerovnoměrné zjemnění sítě používá celkově nižší počet prvků a je numericky efektivnější. Je třeba znát oblasti s koncentracemi napětí, kde je třeba upřesnit síť. Jinak hrozí, že nebudou nalezeny kvůli nejednotnému zjemnění sítě. [4]

Lze také zachovat velikost prvků, ale změnit jejich řád. Protože se zvyšuje řád funkce tvaru prvku, nazývá se toto řešení procesem p-konvergence (polynomické). Také p-konvergence lze provést jednotně i nejednotně. Při nejednotném (adaptivním) procesu p-konvergence jsou použity tvarové funkce různých řádů pro konkrétní oblasti v závislosti na složitosti jejich tvaru. Příklad konvergujícího procesu, kdy se hodnoty napětí sbíhají na konečné hodnotě je zde: [4]



Obrázek 17 – Konvergence [4]

Problém s konvergencí může nastat za přítomnosti koncentrace napětí v ostrých rozích. Důvodem je, že matematický model nenabízí řešení napětí pro ostrý roh, který představuje jedinečnost kde je napětí nekonečné. Pokud je cílem analýzy najít maximální napětí, je třeba

eliminovat singularity buďto modelováním zaoblení ostrých rohů, či hran, anebo použitím materiálu schopného modelovat plasticitu. [4]

2.2 DEFINICE VLASTNOSTÍ MATERIÁLU

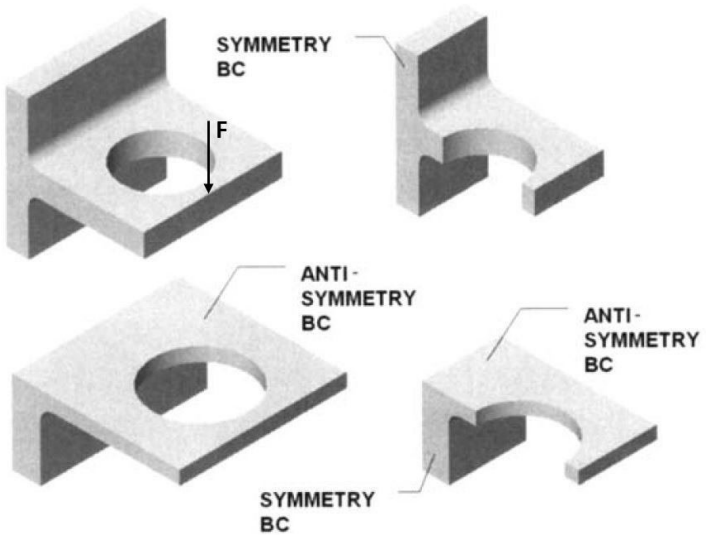
Geometrie slouží pouze jako pomoc při vytváření sítě konečných prvků. Všechny vlastnosti, přiřazené geometrickým entitám budou nakonec přeneseny do příslušných entit prvků jakmile je geometrie zesíťována. Objemy jsou spojeny do pevných prvků, plochy jsou spojeny do skořepinových prvků nebo plochy plných prvků a křivky jsou propojeny do hran prvků nebo paprskových prvků. Pomocí softwaru jsou vlastnosti materiálu přiřazeny geometrickým entitám. [4]

2.3 DEFINICE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Definování okrajových podmínek zahrnuje definice zatížení a vazeb. V terminologii FEM se vazby nazývají „základní okrajové podmínky“ a zatížení se nazývají „přirozené okrajové podmínky“. Okrajovým podmínkám lze přiřadit buď geometrické entity nebo entity prvků. Lepší praxe je přiřadit okrajové podmínky geometrii. Během procesu síťování jsou přeneseny do příslušných entit prvků. Definování zatížení je obvykle jednodušší než definování vazeb. [4]

2.4 VÝHODY SYMETRIE A ANTI-SYMETRIE

V určitých případech je možné v důsledku symetrie, nebo anti-symetrie geometrie a zatížení a vazeb zjednodušit problém modelováním poloviny geometrie, nebo poloviny zatížení. Druhou polovinu modelu lze poté simulovat použitím okrajové podmínky na povrchy vystavené řezem v rovině symetrie. To může vést k značnému ulehčení, kdy může být modelována pouze jedna polovina geometrie. [4][5]



Obrázek 18 - Symetrie a anti-symetrie [4]

2.5 NELINEÁRNÍ ANALÝZA

Předpokladem lineární analýzy je, že matice tuhosti [K] je vytvořena pouze jednou a zůstává nezměněna po celou dobu procesu deformace. Platí rovnice:

$$[F] = [K] * [d] \tag{10}$$

[K] – Známé vektory zatížení uzlů

[F] – Známá matice tuhosti

[d] – Neznámé vektory posunutí uzlů

U určitých řešení deformace výrazně mění tuhost struktury, takže je nutné aktualizovat matici tuhosti [K] během procesu deformace, což vyžaduje nelineární analýzu. [4]

2.5.1 NELINEÁRNÍ MATERIÁL

Linearita materiálu je definována dvěma parametry: modulem pružnosti, který stanovuje závislost napětí a relativního prodloužení a Poissonovým číslem. Za nelineární materiál se považuje takový, který nesleduje lineární závislost mezi napětím a relativním prodloužením a proto nemá konstantní modul pružnosti. Použitím takového materiálu se během procesu

zatěžování mění tuhost modelu a matice tuhosti musí být v průběhu procesu řešení přepočítávána. [4] [5]

2.5.2 GEOMETRICKÁ NELINEARITA

V případě geometrické nelinearity přestává platit lineární závislost mezi posunutím a deformací materiálu. Nelineární geometrické analýze se také říká analýza „velké deformace“. Lineární analýzu nelze použít, pokud běžně zaužívaná prahová hodnota posunutí přesáhuje 5% charakteristického rozměru modelu a je tím způsobena změna tuhosti modelu. [4] [5]

2.5.3 KONTAKTNÍ ANALÝZA

Dalším typem nelineární geometrické analýzy je kontaktní napěťová analýza, kdy je zdrojem nelineárního chování změna kontaktní plochy a velikost zatížení. I když jsou deformace ve srovnání s celkovým modelem malé, významně se mění celková tuhost modelu a proto je třeba nelineární řešení. Kritickým hlediskem modelování v kontaktním napěťové analýze je správné vytváření sítí. Pro přesné výsledky napětí musí být prvky v kontaktní zóně a kolem ní dimenzovány podle očekávané velikosti kontaktní oblasti. [5]

3 KOMPRESORY

Kompresor je zařízení, určené ke stlačování plynů a par. Využitím mechanické energie je zvyšována tlaková energie nasávaného plynu. Řadí se ke strojům tepelným – většina mechanické práce při stlačování se mění v teplo. [6]

3.1 HISTORIE

Stlačený vzduch a jeho využití bylo podle archeologických nálezů pravděpodobně známo již 3000 let před n.l. ve starověkém Babylóně pravděpodobně pro výrobu bronzových nástrojů. V Řecku byly Aristotelem a Platonem v letech 400 – 350 před n.l. přístroje stlačující vzduch pro ozvučení píšťal a dodávání vzduchu pro potápěče.[6]

V roce 1776 vyvinul John Wilkinson mnohem efektivnější zařízení, které lze považovat za prototyp následně vyvíjených mechanických kompresorů. Toto zařízení bylo využíváno při stavbách železničních tunelů díky schopnosti přesunout velký objem vzduchu za účelem ventilace. U nás bylo sestrojeno kolem roku 1810 Františkem Josefem Gerstnerem tříválcové dmychadlo se čtvercovým tvarem pístů a čtyřmi otáčkami za minutu. K průmyslového rozmachu výroby kompresorů u nás došlo ve 40. letech devatenáctého století u firem Breitfeld, Ruston nebo První brněnské strojírny. [6][7]

V dnešní době si lze život bez kompresorů jen stěží představit díky jejich široké možnosti uplatnění. Od pouhého stlačování vzduchu a jiných plynů do tlakových nádob přes zásobování různých pneumatických systémů stlačeným vzduchem, či jejich využití pro kompresi chladiv v chladících okruzích lednic, mrazáků, klimatizací a tepelných čerpadel.

[7]

3.2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ KOMPRESORŮ

Kompresory lze rozdělovat podle jejich charakteru následujících skupin:

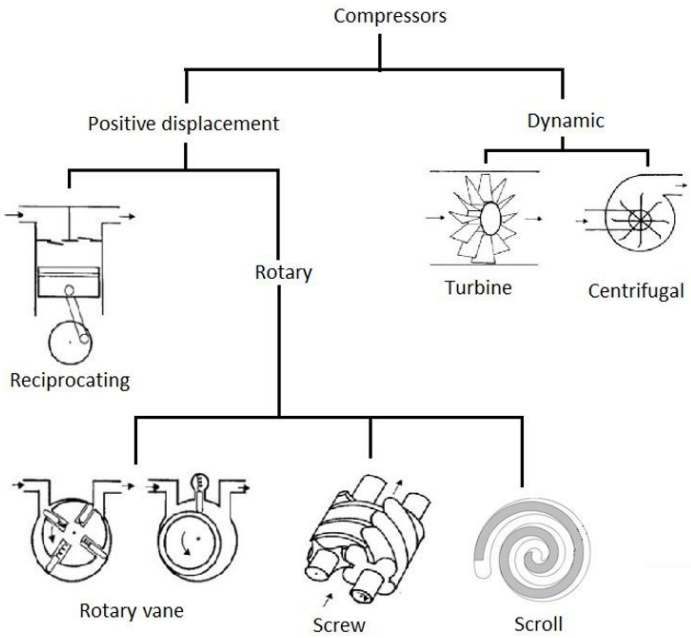
3.2.1 ROZDĚLENÍ PODLE TLAKU

- Vývěvy – nasávaný tlak plynu je nižší než atmosférický a vytlačovaný tlak je atmosférický
- Dmychadlo – plyn je stlačován na výtlačný tlak do 200 *kPa*
- Kompresor – plyn je stlačován na výtlačný tlak nad 200 *kPa*

[6]

3.2.2 PODLE FUNKČNÍHO PRINCIPU A PODLE ZPŮSOBU ČINNOSTI.

- Kompresory objemové, u nichž je plyn nasáván do pracovního prostoru, kde je uzavřen a stlačován na výtlačný tlak. Varianty objemových kompresorů mohou být pístové, rotační, šroubové, nebo spirálové.
- Kompresory dynamické, kdy je plyn stlačován vlivem kinetické energie, která je v difusoru přeměněna na tlakovou energii mohou být radiální, nebo axiání (turbo kompresory). [8]

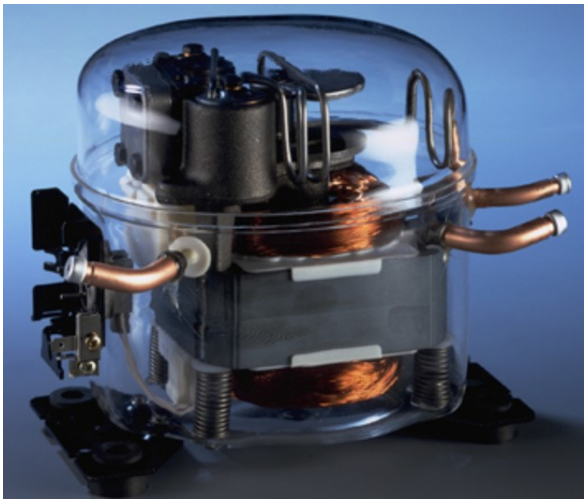


Obrázek 19 - Typy kompresorů [9]

3.2.3 PODLE VÝROBNÍHO PROVEDENÍ

HERMETICKÉ:

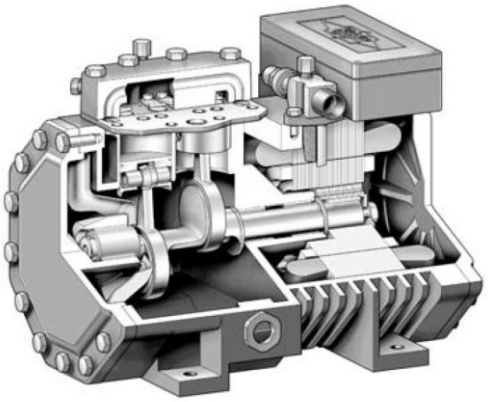
Motor i kompresor je hermeticky uzavřen do nerozebíratelného pláště, kde je taktéž obsaženo chladivo a mazací olej. Tím je zajištěna minimalizace a rychlost instalace potažmo sníženy náklady na cenu instalaci. Výhodou jsou i malé požadavky na vestavný prostor. Díky konstrukčnímu řešení je zajištěna těsnost a nehrozí únik chladiva avšak případnou opravu toto řešení neumožňuje. V případě poruchy je nutná výměna celého kompresoru. Jsou hojně využívány v klimatizačních nebo chladicích aplikacích. [6][10]



Obrázek 20 - Hermetický kompresor [10]

POLOHERMETICKÉ:

Jsou podobné jako hermetické, ale oprava a údržba kompresoru je možná díky rozebíratelnosti jeho jednotlivých částí. Tyto kompresory byly vyvinuty, aby předešly nevýhodám hermetických kompresorů. Díky tomu, že se používají pro větší výkony (kapacita motoru může dosahovat až 300 *kW*), je možné dosáhnout téměř 70% účinnosti. Na obrázku (Obr.21) je dvoustupňový semihermetický kompresor: [8][9]



Obrázek 21 - Polohermetický kompresor [9]

OTEVŘENÉ KOMPRESORY

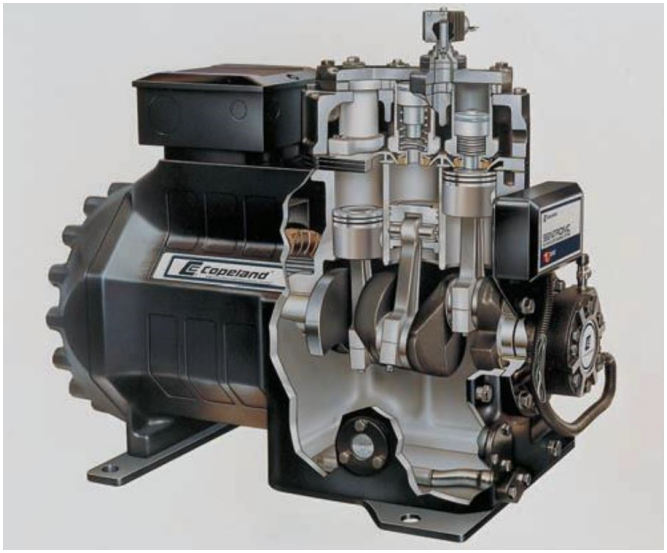
Pohon kompresoru není součástí skříně kompresoru, ale je spojen s kompresorem klikovou hřídelí. Ta musí být utěsněna ve stěně klikové skříně, aby se zamezilo úniku chladiva. Otevřené pístové kompresory s hřídelovým těsněním a externím hnacím motorem mohou být vhodné pro výkony až 2 *MW*. [8] [9]

3.3 PÍSTOVÝ KOMPRESOR

Pístové kompresory jsou hojně využívány v nesčetných aplikacích díky jejich širokým možnostem uspořádání a konstrukce. S ohledem na téma této práce se ale budu zabývat pouze charakteristikou pístových kompresorů, určených pro chladící okruhy a stlačování chladiv. V chladících okruzích je kompresor základní a nenahraditelnou komponentou, která má za úkol stlačování chladiva na požadovaný tlak, potažmo teplotu a zajišťuje také cirkulaci chladiva v okruhu. Jsou u něj kladeny vysoké požadavky na těsnost. Ne jenom kvůli ochraně životního prostředí s ohledem na únik chladiva, ale i k ochraně samotného kompresoru před jeho poškozením, nebo zničením vlivem vniknutí vzduchu a vlhkosti dovnitř. Lišit se mohou ve výkonech od desetin až po desetitisíce m^3/h, ve výtlačných tlacích od desetin až po stovky MPa, podle rozdílnosti vlastností stlačovaných chladiv, v požadavcích na provozní podmínky, v různém uspořádání válců, v principu stlačování média od jednostupňových až po sedmistupňové, v chlazení vzduchem, či vodou a mnohém dalším. V chladící technice jsou nejrozšířenější díky využití v bílé technice. [6][8][9]

3.3.1 HLAVNÍ ČÁSTI

Řez kompresorem a popis hlavních komponentů:



Obrázek 22 - Pístový kompresor [11]

TĚLO KOMPRESORU

Je největší součástí, ve které jsou uchyceny všechny další součásti kompresoru, ale tvoří také pracovní část válce, ve které je stlačován plyn. Materiálem těla kompresoru je většinou šedá litina. [6][9]

KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus se skládá z klikové hřídele, nebo excentru, ojnice, pístu, pístního čepu, pístních kroužků, klikových a ojničních ložisek. Slouží k přenosu kroutícího momentu motoru na lineární vratný pohyb pístu. [6][9]

PÍSTY

Píst spolu s pístními kroužky musí v pracovním prostoru válce zajišťovat těsnost pro požadovanou kompresi. Materiál kroužků by kvůli zamezení nadměrného opotřebení měl mít menší tvrdost, než stěna válce, nesmí reagovat s mazacím médiem ani s chladivem. Nejčastěji se používají měkké kovy, bronz a PTFE. Materiál pístů bývá často odlitek, který

je následně frézován do přísně tolerovaného tvaru, který musí, mimo jiné, zajišťovat minimalizaci mrtvého prostoru ve válci. [6][9][12]

VENTILY

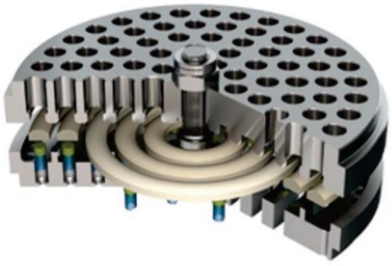
Jsou jednou z nedůležitějších částí kompresoru. U dnešních kompresorů se používají převážně samočinné ventily, poháněné pouze rozdílem tlaků. Nároky jsou kladeny na spolehlivost, životnost, optimální tuhost, těsnost, malý škodlivý prostor, hlučnost. Tuhost ventilů je ovlivněna silou jejich pružin. Ventily lze rozdělit do těchto skupin:

• Talířové ventily (poppet valves) je doporučeno používat pro podmínky s nízkým kompresním poměrem, kdy je rozdíl tlaků do 15 *MPa*, výtlačný tlak do 30 *MPa* a maximálních 600 otáček za minutu. [6][12]

Poppet valve

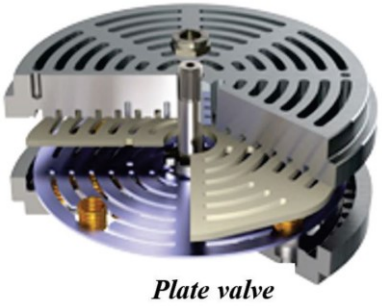
Obrázek 23 - Talířový ventil [13]

• Kroužkové ventily (ring valves) jsou vhodné pro podmínky s tlakovým rozdílem do 30 *MPa*, výtlačným tlakem do 60 *MPa* a maximálních 600 otáček za minutu. Kruhový ventil je principiálně stejný jako deskový, pouze s tím rozdílem, že se každý kruhový segment může pohybovat samostatně, protože jednotlivé kroužky nejsou vzájemně spojeny. Dosahuje vyšší účinnosti oproti deskovému ventilu, ale nevýhodou je potřeba vyšší přesnosti sedla ventilu. [6][12]



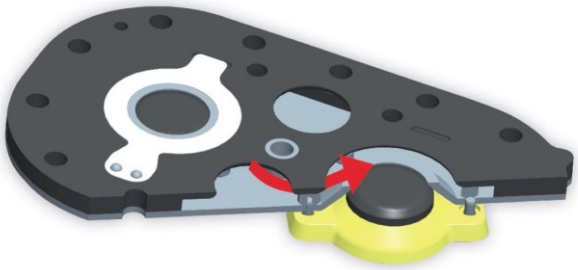
Obrázek 24 - Kroužkový ventil [13]

• Deskové ventily (plate valves) vyhovují tlakovému rozdílu do 20 *MPa*, výtlačnému tlaku do 40 *MPa* a 1800 otáčkám za minutu. Materiálem ventilu může být plast nebo kov. Využívá se variací s odlišnými počty talířových pružin. [6][12]

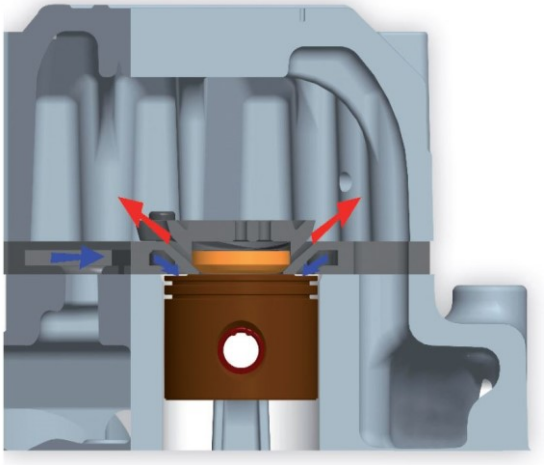


Obrázek 25 - Deskový ventil [14]

• Discus ventily, které vyvinula společnost Copeland. Díky své konstrukci, kdy kuželový ventil, nazývaný „puk“, umožňuje pohyb pístu až k samotné ploše ventilové desky, umožňují významně redukovat škodlivý prostor. Chladivo je nasáváno skrze ventilovou desku, čímž se zamezuje jeho předehřátí v sacím prostoru, potažmo snížení efektivity. Díky této konstrukci mají ventily velmi dobrou účinnost a také tichý chod. Dovedou odolávat provozním teplotám až 480 °C. [6][15]

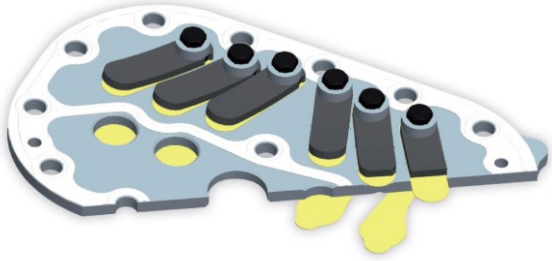


Obrázek 26 - Discus [15]

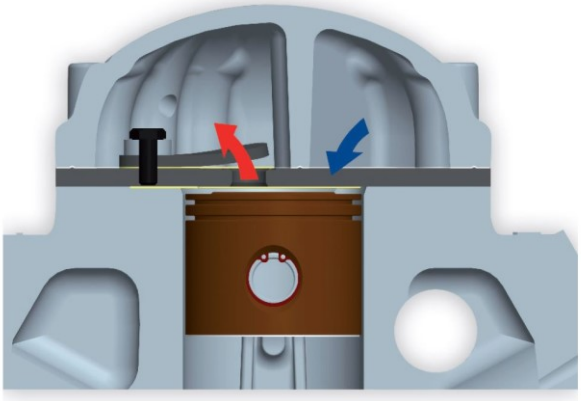


Obrázek 27 - Řez Discus ventilovou deskou [15]

• Jazýčkové ventily mají jako činné prvky pružné jazýčky o tloušťce 0,2 – 0,3 *mm*. Vyznačují se nízkou hmotností pohyblivých částí, absencí tření a příznivému proudění plynů, kde dochází jen k nepatrným tlakovým ztrátám. Ve srovnání s ventilem Discus je výroba levnější, ale účinnost horší. Pro minimalizaci škodlivého prostoru je třeba frézování tvaru sacích jazýčků do dna pístu. [6] [15]



Obrázek 28 - Jazýčková ventilová deska [15]



Obrázek 29 - Řez jazýčkovou ventilovou deskou [15]

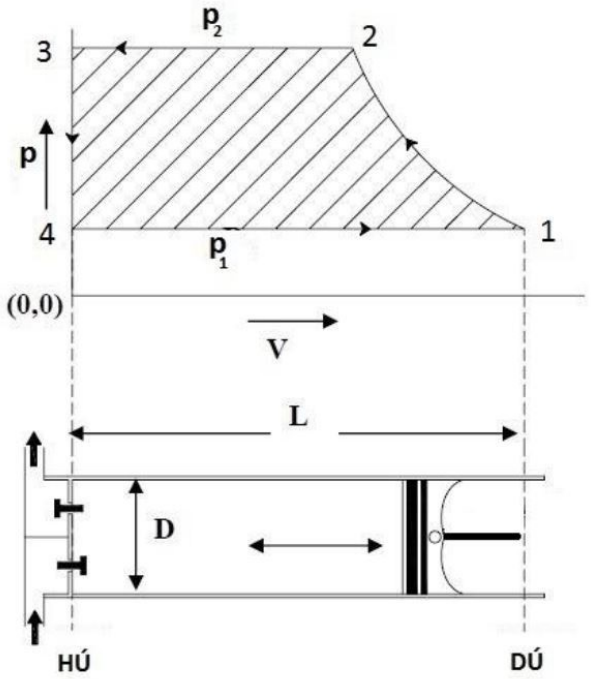
3.4 INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM

Indikátorový diagram zobrazuje změny stavu pracovní látky v pracovním prostoru kompresoru v průběhu jednoho pracovního cyklu. Jde o závislost tlaku na změnách objemu v průběhu procesů komprese, výtlaku, expanze a sání. [8]

3.4.1 IDEÁLNÍ INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM

Popis celého pracovního cyklu P-V diagramu je zobrazen na obrázku (Obr.30). Proces 1–2 zobrazuje kompresi, 2–3 představuje výtlak, 3–4 ukazuje expanzi a 4-1 je sání. Procesy sání a výtlak jsou uvažovány jako isobarické, proces komprese za adiabatický (bez přívodu tepla).

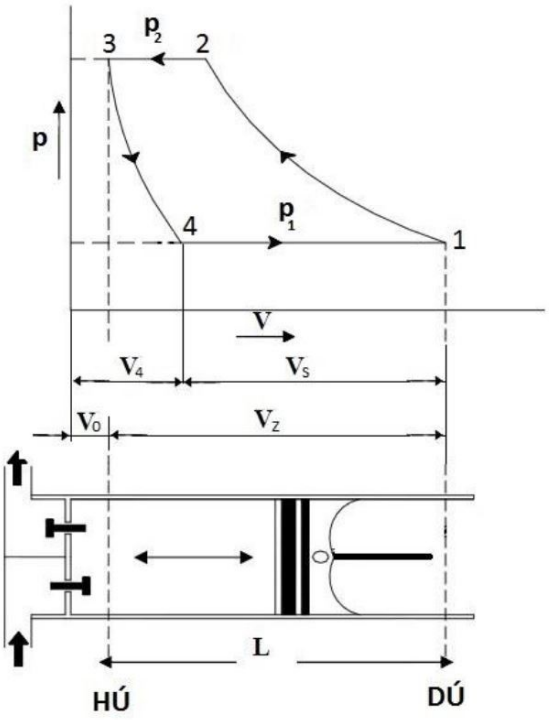
Expanze vykazuje nulový nárůst objemu, což je kvůli existenci škodlivého prostoru u pístových kompresorů možné pouze teoreticky. [8] [16]



Obrázek 30 - Ideální indikátorový diagram [16]

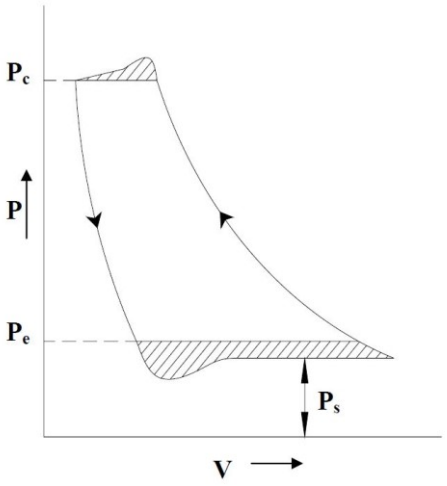
3.4.2 SKUTEČNÝ INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM

U skutečného pracovního cyklu píst v horní úvrati nikdy nestačí celý prostor. Tento nevytlačený škodlivý objem V_0 v pracovním prostoru následně expanduje na objem V_4. Tím je zmenšen teoretický nasávaný objem V_z na V_s. Také proces komprese je ve skutečnosti díky přenosu tepla polytropický. [8] [16]



Obrázek 31 - Reálný indikátorový diagram [16]

Ve skutečnosti také dochází v průběhu pracovního cyklu ještě k tlakovým ztrátám při sání a vytlačování, na které má, mimo jiné, vliv tuhosti sacího a výtlačného ventilu. Tyto tlakové ztráty jsou zobrazeny šrafovaně na obrázku (Obr.36). Je zde patrné, že největší ztráty jsou způsobeny při počátečním otevření sacího i výtlačného ventilu, kdy je pro přetlačení ventilů nutný větší tlakový rozdíl. [16]



Obrázek 32 - Reálný indikátorový diagram [16]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

4 CÍL PRÁCE

Tato práce si klade za cíl analyzovat mechanické vlastnosti pružinky ventilové desky pístového kompresoru, určeného pro chladivo CO_2, na základě této analýzy navrhnout úpravy pro zlepšení jejího mechanického chování a jejich účinnost následně vyhodnotit a porovnat s původní variantou pružinky.

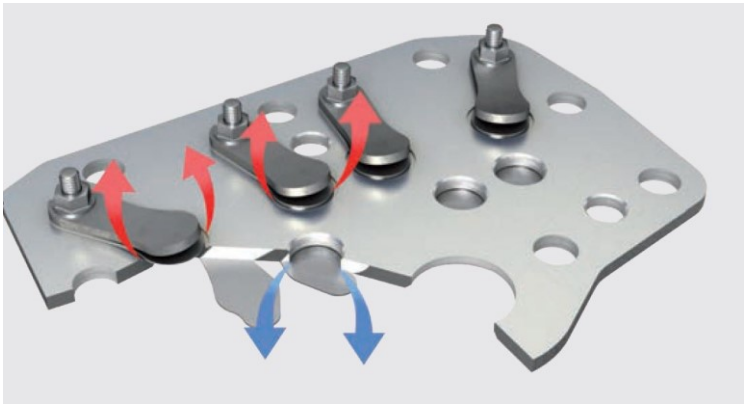
5 POPIS PROBLEMATIKY

Na základě hodnocení ekologického vlivu chemických látek podle GWP (potenciál globálního oteplování), ODP (Potenciál napadení ozonové vrstvy) a TEWI (Celkový vliv na ohřev atmosféry) byl v roce 1987 podepsán Montrealský protokol, který má za cíl vyloučit výrobu a spotřebu regulovaných látek. Mezi tyto látky spadají i chladiva, používaná v chladírenských systémech, jako jsou chlorované uhlovodíky CFC, hydrchloroflorocarbon HCFC a jiné. Cílem je použití ekologických chladiv jako jsou čpavek, propan, butan, nebo CO_2. [8]

V případě použití chladiva CO_2 v chladírenství je oproti ostatním chladivům potřeba dosažení vyšších pracovních tlaků. Výtlačný tlak může dosahovat i hodnoty 120 *bar*. Vyšší požadavky na mechanickou odolnost je třeba zohlednit při konstrukci jednotlivých dílů.

5.1 VENTILOVÁ DESKA A JEJÍ SOUČÁSTI

Analyzovaná pružinka je součástí ventilové desky pístového kompresoru, určeného pro CO_2 chladivo. Ústrojí ventilové desky slouží k řízenému oddělování vysokotlaké části od nízkotlaké v průběhu chodu kompresoru. Řízení je zajištěno rozdílem tlaků vlivem pohybu pístu ve válci.



Obrázek 33 - Ventilová deska [17]

Ventilová deska se skládá z dílu desky samotné, výtlačných jazýčků, opěr výtlačných jazýčků a jejich uchycení k desce pomocí svorníků a matic. Na sací straně jsou dále sací jazýčky, které jsou volně nasazeny na kolících, nalisovaných do otvorů ventilové desky a pro průběh montáže zajištěny samosvornými pružinkami.

Obrázek 34 - Sací strana ventilové desky s pružinkami [18]

5.2 MECHANICKÉ CHOVÁNÍ PRUŽINKY

Hlavní funkcí pružinky je zajištění sacího jazýčku, který je nasazen na kolících, proti uvolnění. Předpětí pružinky po nasazení na kolíky způsobí, že se rozteč děr na pružince oproti rozteči kolíků zmenší. Tím vzniká třecí síla mezi vnějšími hranami děr a plochami kolíků, čímž je zajištěna samosvornost. Tato situace platí pouze pro ventilovou desku v nenamontovaném stavu. Po montáži ventilové desky na tělo kompresoru jsou pružinky stlačeny téměř do roviny. Vůle se pohybují v řádech desetin milimetru, pro výpočet ale bude brán v úvahu nejhorší možný případ, kdy je minimem 0.1 *mm*.

Kromě tohoto statického stlačení ventilovou deskou je pružinka také namáhána dynamicky pohybem sacího jazýčku při nasávání chladiva do válce. Proto má pružinka také vliv na chod kompresoru. Její tuhost nepatrně ovlivňuje dynamické chování jazýčků zejména v průběhu sacího cyklu, ale má vliv i na dobu zpoždění uzavření sacích kanálků bezprostředně po začátku komprese a stejně tak na zpoždění otevření sacích kanálků bezprostředně po začátku sání. Ačkoliv optimalizace pružinky nedokáže významně zefektivnit průběh pracovního cyklu, má optimalizace význam z pohledu bezpečnosti a životnosti. S ohledem na vysoké pracovní tlaky a náročnost na mechanickou odolnost je důležité předcházet potenciálnímu poškození dílu.

Analyzovaný díl společně s ostatními díly ventilové desky podléhá v průběhu pracovního cyklu kompresoru relativně komplikovaným dějům. K obsáhnutí všech vlivů na dynamické chování dílu by bylo zapotřebí provést analýzu materiálovou, modální i analýzu proudění (CFD), se kterou pak souvisí uspořádání a nastavení chodu celého chladícího okruhu.

Předmětem této práce je pouze statická konečně-prvková analýza při definované hodnotě maximálního zatížení, při které jsou porovnávány nově navržené varianty.

6 METODIKA PRÁCE

Pro tuto analýzu je využito nástroje metody konečných prvků. Pro tuto metodu je třeba vytvoření geometrického modelu, přiřazení jeho materiálových vlastností, následně tvorba matematického konečně-prvkového modelu. Dále definování vhodných okrajových podmínek sestavy, které se co nejvěrohodněji blíží reálnému namáhání analyzovaného dílu.

Výsledky výpočtu stávající pružinky jsou vyhodnoceny a na základě této analýzy jsou navrženy možnosti optimalizace geometrie za účelem snížení maximálních napětí a zvýšení životnosti dílu. Tyto varianty jsou následně analyzovány a porovnávány s původním řešením.

6.1 SOFTWARE SIEMENS NX

Siemens NX je moderní modulárním systémem. Všechny spolupracující moduly mají plnou asociativitu a jsou propojeny pomocí jednotné graficky objektově orientované databáze. Tímto je umožněno flexibilní sdílení modelů a současnou kontrolu procesů mezi různými pracovišti. Již ve stádiu vývoje dílu je možné prostřednictvím sdíleného geometrického modelu kontrolovat výrobní možnosti pomocí simulací obráběcích procesů v NC programech, či kontrolovat dostatečnost požadovaných mechanických vlastností pomocí pevnostních a kinematických výpočtů ještě před dokončením návrhu výrobku. To umožňuje úsporu času a prostředků díky eliminaci testovacích procesů. [19]

6.2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Pro následující analýzy jsou uvažovány materiálové vlastnosti dílů uvedené v tabulce (Tab.1). Platí zde předpoklad izotropie materiálu. Proto zde není uveden parametr modulu pružnosti ve smyku G $[GPa]$, který není potřeba definovat ani v softwaru NX. Parametr je odvozen z hodnoty Youngova modulu a Poissonova čísla: [3]

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \ [Pa] \tag{11}$$

Tabulka 1 – Materiálové charakteristiky [20]

Název dílu	**Materiál**	**Mez kluzu [*MPa*]**	**Mez pevnosti v tahu [*MPa*]**	**Modul pružnosti [*GPa*]**	**Poissonovo číslo [-]**	**Objemová hmotnost [Kgm^{-3}]**
Pružinka	7C27Mo2	1330	1800	195	0,275	7700
Sací jazýček						
Ventilová deska	11SMn30	415	540	190	0,27	7700
Tělo kompresoru	Šedá litina (EN 1563)	370	450	174	0,275	7200

Mez únavy pro materiál pružinky je $\sigma_C = 710$ *MPa*. [20]

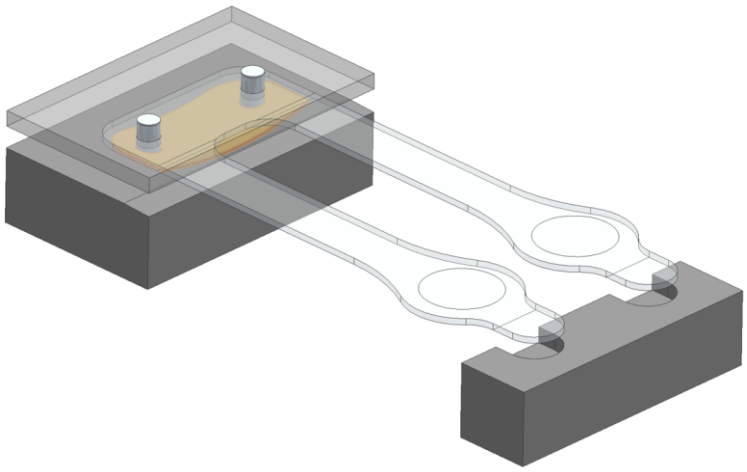
6.3 KONTAKTNÍ ANALÝZA

Protože je namáhání analyzovaného dílu způsobováno kombinací stačení ventilové desky a ohybem sacího jazýčku, byla by snaha o strukturní FEM analýzu samostatného dílu zbytečně komplikovaná a výsledky by nemusely být přesné. Proto je vhodnější volbou analýza kontaktní, která umožňuje definování patřičných okrajových podmínek pomocí vzájemných vazeb mezi jednotlivými díly.

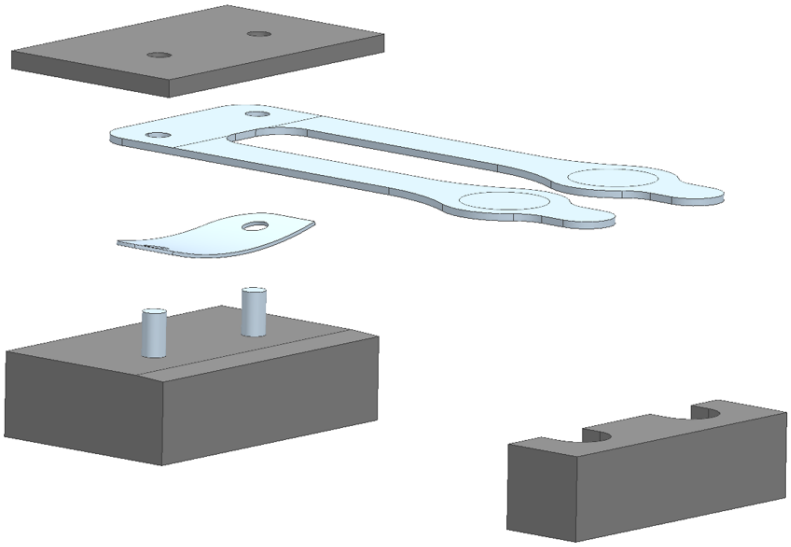
6.3.1 GEOMETRICKÝ MODEL

Základem výpočtu je tvorba geometrického modelu. Pro usnadnění výpočtu byly geometrie zjednodušeny tak, aby byly zachovány pouze funkční plochy bez zbytečných prvků, jako jsou malé rádiusy a zahloubení, které by mohly zkomplikovat tvorbu sítě, či průběh výpočtu. Těsnění zde není uvedeno vůbec. Ve výpočtu je pouze zohledněna hodnota jeho tloušťky.

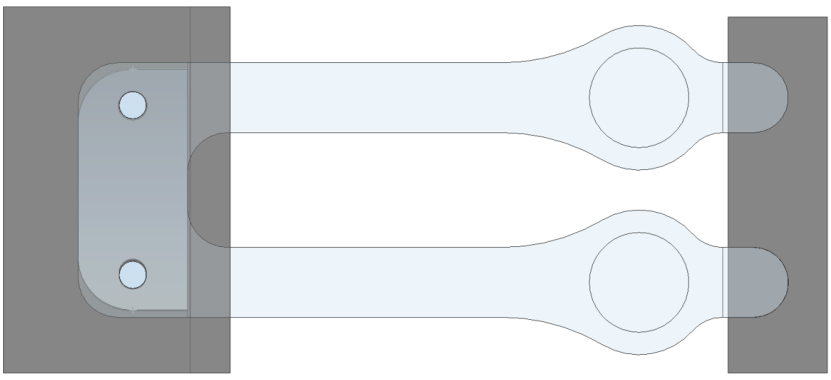
Geometriím byly přiřazeny materiálové vlastnosti, zmiňované v tabule (Tab.1) kapitoly (6.2).



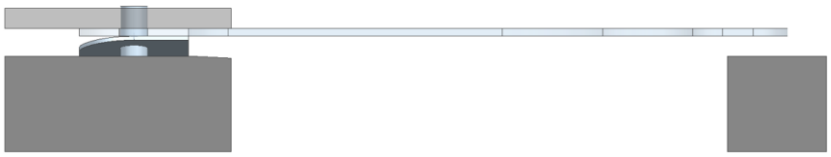
Obrázek 35 - Geometrický model sestavy ventilové desky



Obrázek 36 - Rozpad dílů



Obrázek 37 – Půdorys sestavy



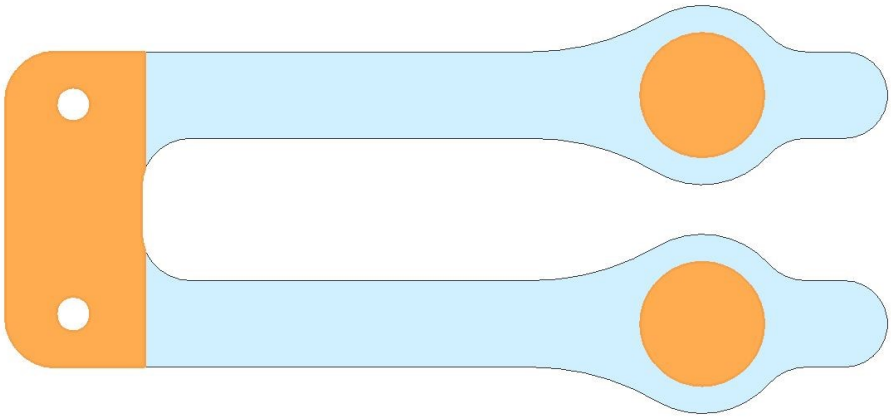
Obrázek 38 - Bokorys sestavy

Zjednodušení výpočtu pomocí osy symetrie, kdy by se pro výpočet uvažovala pouze jedna strana sestavy, není možná. Pružinka není symetrická. Levý otvor je otvor podélný, kterým je zajištěna potřebná vůle při stlačení.

Obrázek 39 – Pružinka

6.3.2 TVORBAVOLBA KONEČNĚ-PRVKOVÉHO (FEM) MODELU

Ještě před vytvořením konečně prvkové sítě bylo třeba rozdělení ploch sacího jazýčku tak, aby byly snadněji aplikovatelné jak kontakty jazýčku s ventilovou deskou a pružinkou, tak i zatížení jazýčku proudem nasávaného plynu. Průměry kruhových ploch odpovídají průměrům sacích kanálků.



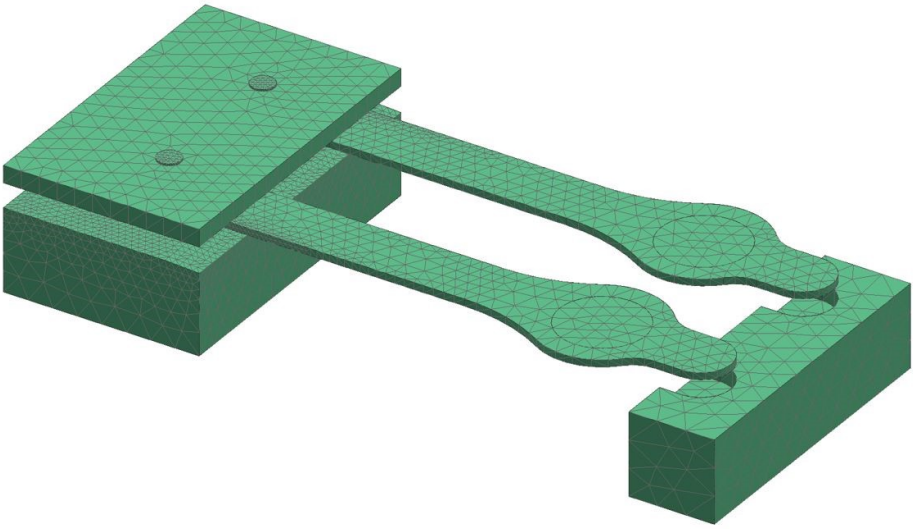
Obrázek 40 - Sací jazýček

Pro tvorbu konečně-prvkového FEM modelu sestavy byly použity 2D elementy CTRIA6 (rovinný trojúhelník) a 3D elementy CTETRA(10) (čtyřstěn). Oba typy mají kvadratické interpolačními body. Velikost elementů byla zjemněna v oblastech analyzované pružinky.

S ohledem na přesnost výsledků je zde snaha dimenzovat elementy tak, aby byly vždy nejméně dva elementy na nejmenší hranu geometrie v oblasti, kde je přesnost vyžadována.

Pro ostatní méně zajímavé oblasti byla zvolena hrubější hodnota, čímž se urychluje průběh výpočtu.

Elementy dosedací plochy pružinky, simulující plochu hlavy válců, mají velikost elementů 0,8 *mm*. Zbytek objemu má velikost 3 *mm*. Geometrie ventilové desky a geometrie dosedacích ploch jazýčku mají velikost elementů 2,5 *mm*.



Obrázek 41 – FEM model sestavy

Elementy jazýčku mají v místě kontaktu s pružinkou menší velikost elementů 0,4 *mm*. Pro zbytek objemu je použita velikost 2 *mm*. Model jazýčku obsahuje 25125 elementů a 45642 uzlů.

Obrázek 42 – FEM model jazýčku

Pružinka je v celém svém objemu vyplněna elementy o velikosti 0,2 *mm*. Pružinka obsahuje 78 484 elementů a 135 536 uzlů.

Obrázek 43 – FEM model pružinky

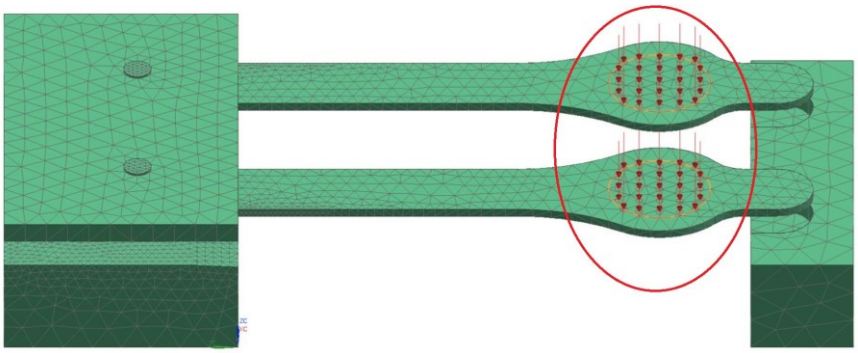
Celkově je v sestavě obsaženo 119 377 elementů a 208 897 uzlových bodů.

6.3.3 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Na spodní plochy modelů, jakožto těla kompresoru, jsou aplikovány vazby „FIXED“, které odebírají všech šest stupňů volnosti.

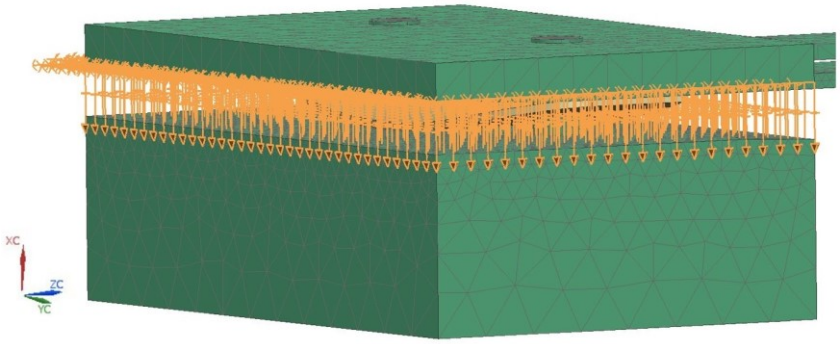
Obrázek 44 - Odebrání stupňů volnosti

Na kruhové plochy jazýčku je aplikováno zatížení ve formě tlaku o hodnotě 10 *bar*. K popsání reálného zatížení jazýčku, které se v průběhu sacího cyklu dynamicky mění, by bylo nutné definovat funkci síly jako závislosti na čase, či úhlu pootočení klikové hřídele. Protože je předmětem této práce pouze statická analýza, jak již bylo zmíněno v odstavci (5.2), je zde stanovena přibližná hodnota maximálního sacího tlaku, při které budou všechny varianty pružinek srovnávány.



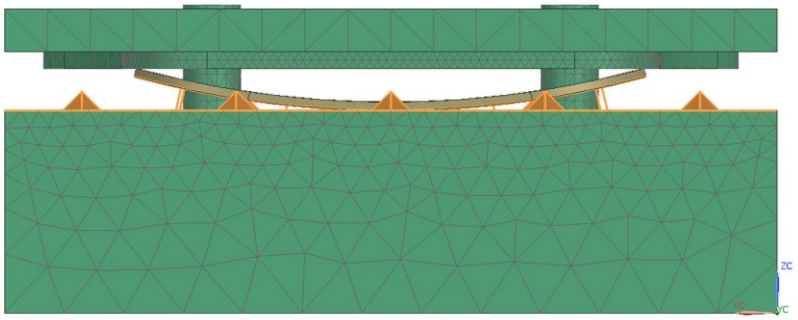
Obrázek 45 – Zatížení

Předpětí pružinky je vyvozeno stlačením ventilové deskou o hodnotu posunutí 1,5 *mm* v negativním směru osy x. Při této hodnotě posunutí dochází k největšímu stlačení pružinky, kdy je celková vůle sestavy na minimální hodnotě 0,1 *mm*.

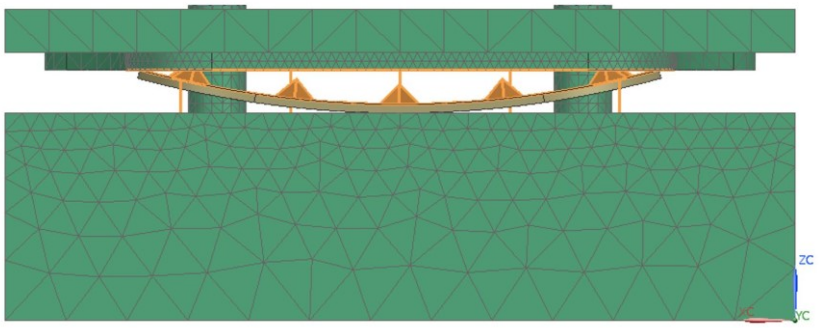


Obrázek 46 – Uživatelsky definovaná vazba

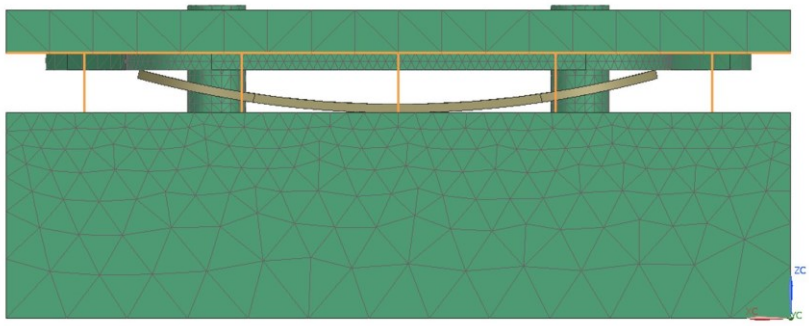
Dále je zde nutno nastavit typ kontaktu mezi jednotlivými objekty sestavy.



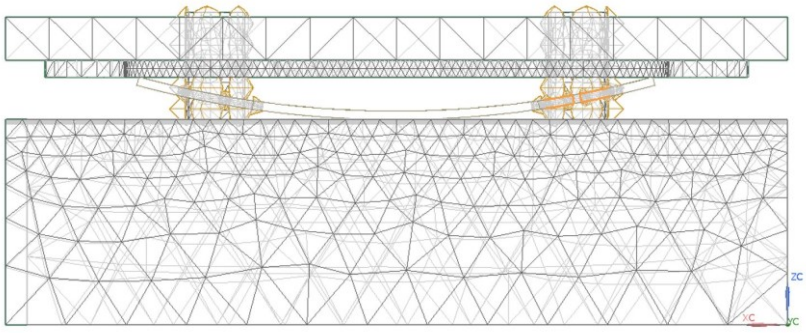
Obrázek 47 - Kontakt kompresor-pružinka



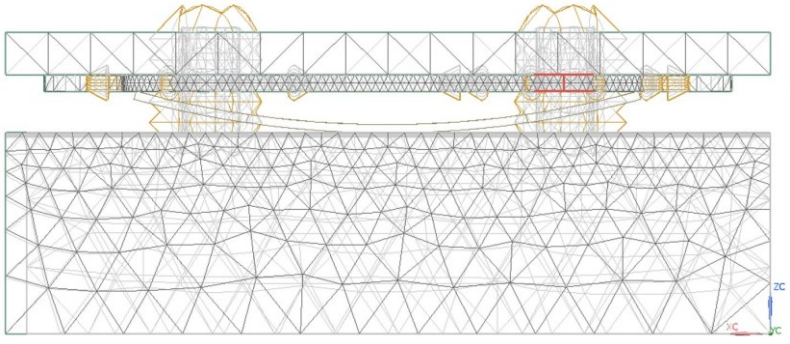
Obrázek 48 - Kontakt pružinka-jazýček



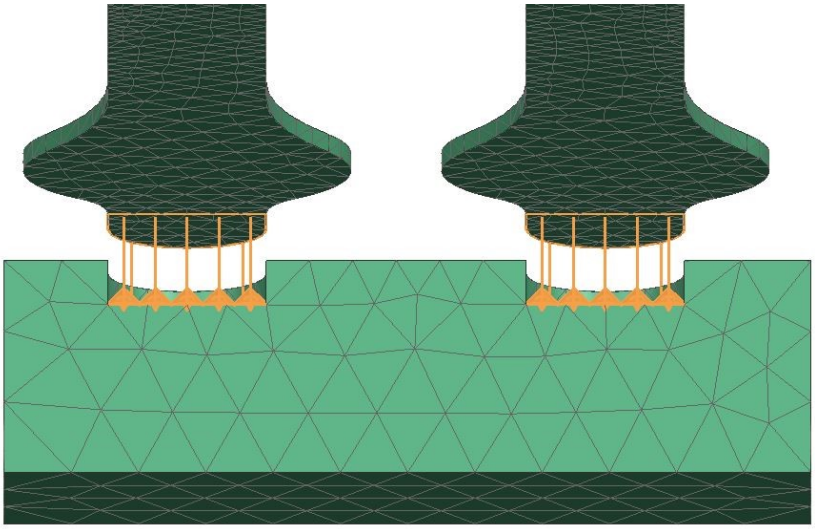
Obrázek 49 - Kontakt Jazýček-deska



Obrázek 50 - Kontakt pružinka-kolík



Obrázek 51 - Kontakt Jazýček-kolík



Obrázek 52 - Kontakt jazýček-dosedací plocha

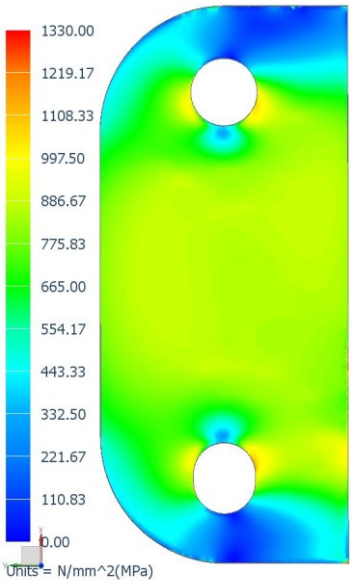
Pro všechny kontakty, které jsou zobrazeny na obrázcích (Obr.47 až 52) byl použit kontakt plochy na plochu „Surface-to-Surface Contact“, pro který bylo třeba definovat plochy zdrojového regionu působícího zatížení a plochy cílového regionu. Hodnota koeficientu tření byla nastavena na 0,1.

6.3.4 SOLVER

Řešičem pro tuto analýzu je NX Nastran. Použit byl lineární typ řešiče SOL 101 Linear Statistics.

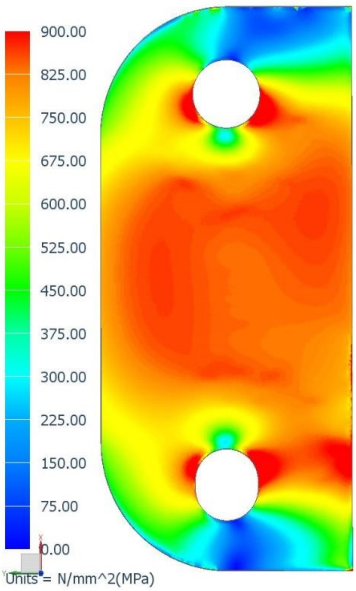
7 VÝSLEDKY

Na obrázku (Obr.53) je zobrazeno výsledné napětí Von-Mises, které ukazuje vysoké hodnoty kolem 1000 *MPa* na většině povrchu pružinky. Pro lepší zřetelnější viditelnost koncentrací napětí je na dalších obrázcích upraven rozsah legendy do maxima 900 *MPa.*



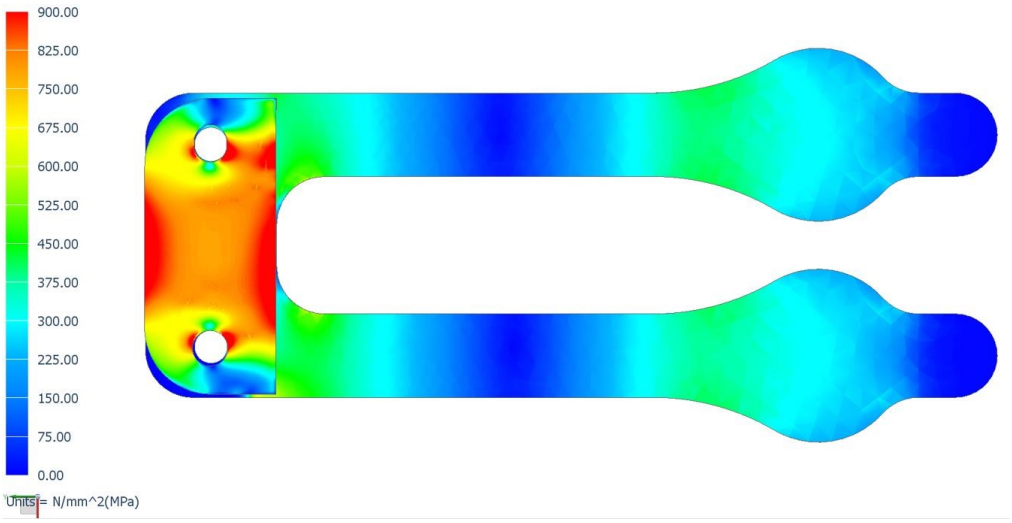
Obrázek 53 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Horní pohled)

Nejvyšší koncentrace napětí jsou v oblasti hran otvorů, kde dochází ke kontaktu s kolíky. Otvory také samy o sobě redukují profil průřezu a při ohybu působí jako vrub.

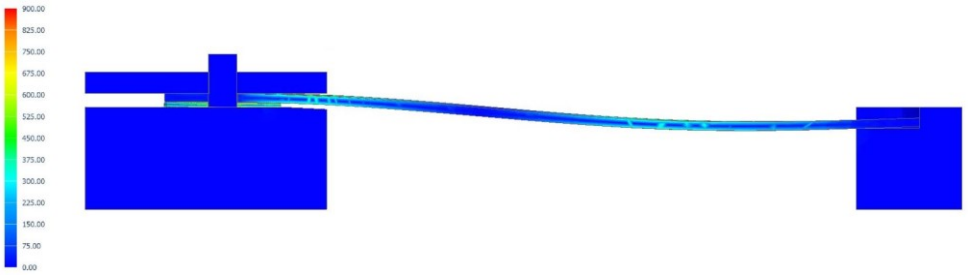


Obrázek 54 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Horní pohled)

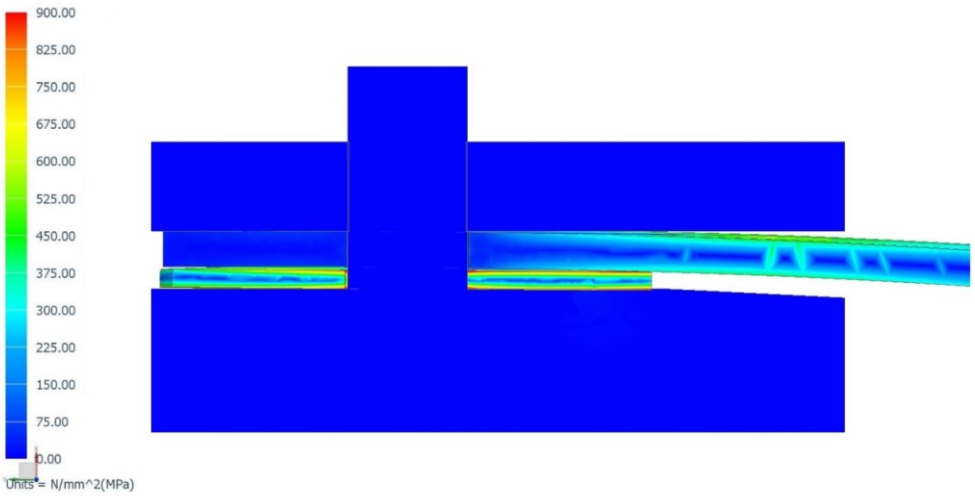
Další sledované oblasti vysokého napětí jsou ve středu pružinky, kde působí největší ohybový moment.



Obrázek 55 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Spodní pohled)



Obrázek 56 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Boční řez)

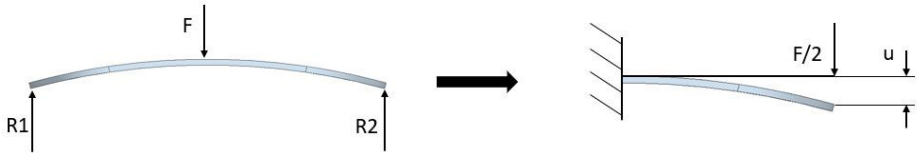


Obrázek 57 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Boční řez-detail)

Protože mají výsledná napětí vysoké hodnoty, rozhodl jsem se výsledky ověřit analytickým výpočtem v následující kapitole.

7.1 OVĚŘENÍ HODNOT VÝPOČTU

Pro ověření hodnot napětí je uveden následující výpočet předpětí, který zjednodušeně uvažuje namáhání pružinky pouze jako průhyb nosníku o obdélníkovém průřezu. Pro tento výpočet je využito osové symetrie a je počítána pouze polovina pružinky. Pružinka je na jedné straně vetknuta a na druhém konci je zatížena poloviční silou.



Obrázek 58 – Ověření výpočtu

Průběh momentu je dán rovnicí:

$$M_o = -FX\ [Nm] \tag{12}$$

Podle Castiglianovy věty je posuv bodu možno zjistit pomocí derivace energie napjatosti podle síly, působící v daném bodě: [3]

$$u_j = \frac{\partial w}{\partial F_j}\ [m] \tag{13}$$

Doplněním této rovnice je pak:

$$u_j = \frac{\partial w}{\partial F_j} = \frac{\partial \int_0^L \frac{M_o^2}{2EJ_y}\,dx}{\partial F_j} = \int_0^L \frac{2M_o}{2EJ_y}.\frac{\partial M_o}{\partial F}\,dx = \int_0^L \frac{M_o}{EJ_y}.\frac{\partial M_o}{\partial F}\,dx \tag{14}$$

Po dosazení momentu je vzorec pro výpočet posunutí na konci nosníku:

$$u_j = \int_0^L \frac{-FX}{EJ_y}.\frac{\partial -FX}{\partial F}\,dx = \int_0^L \frac{FX^2}{EJ_y}\,dx = \frac{F}{EJ_y}\int_0^L X^2\,dx = \frac{4FLX^3}{Ebh^3}\ [m] \tag{15}$$

Výpočet síly pro dané posunutí pružinky 1.5 *mm* je pak dáno vzorcem:

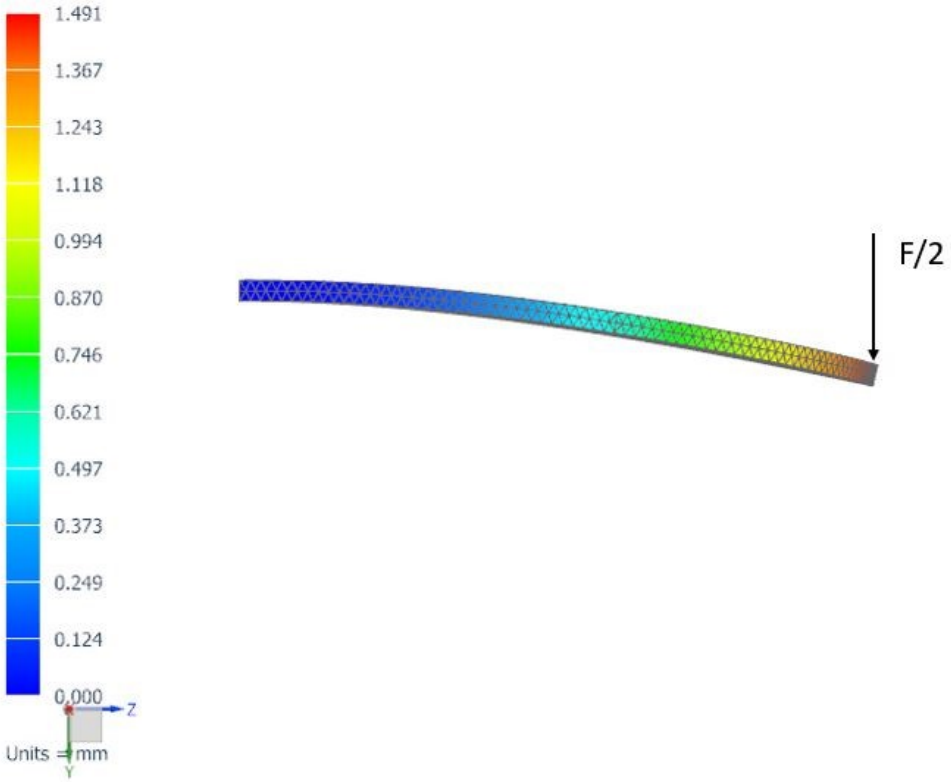
$$F = \frac{uEbh^3}{4L^3} = \frac{0.0015 * 1.95 * 10^{11} * 0.011 * 0.0004^3}{4 * 0.01225^3} = 28\ [N] \tag{16}$$

Pro dosazení je pak možné vypočítat maximální ohybové napětí při průhybu 1,5mm :

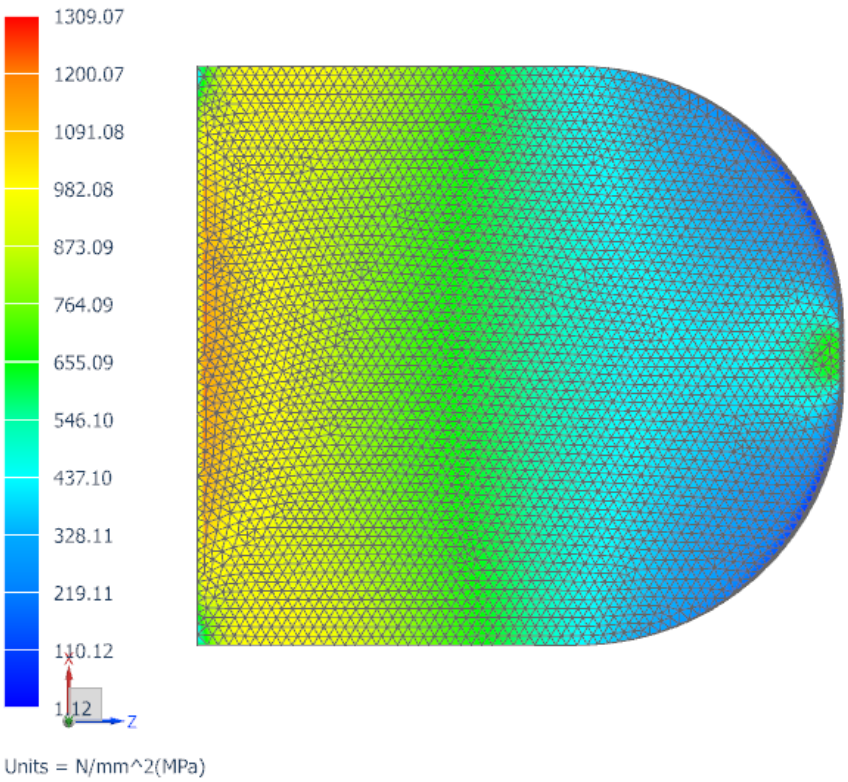
$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{FL}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{\frac{uEbh^3}{4L^3}L}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{uEh3}{2L^2} = \tag{17}$$

$$= \frac{0.0015 * 1.95 * 10^{11} * 0.011 * 3}{2 * 0.01225^2} = 1169{,}3\ MPa$$

Z výsledků kontrolního FEA výpočtu, uvedených na obrázcích (Obr.59 a 60) vyplývá, že síla 28 *N* koresponduje s posunutím konce poloviny pružinky o 1.5 *mm* a že vysoké hodnoty napětí, které ukazují výsledky analýzy pružinky jsou odpovídající.



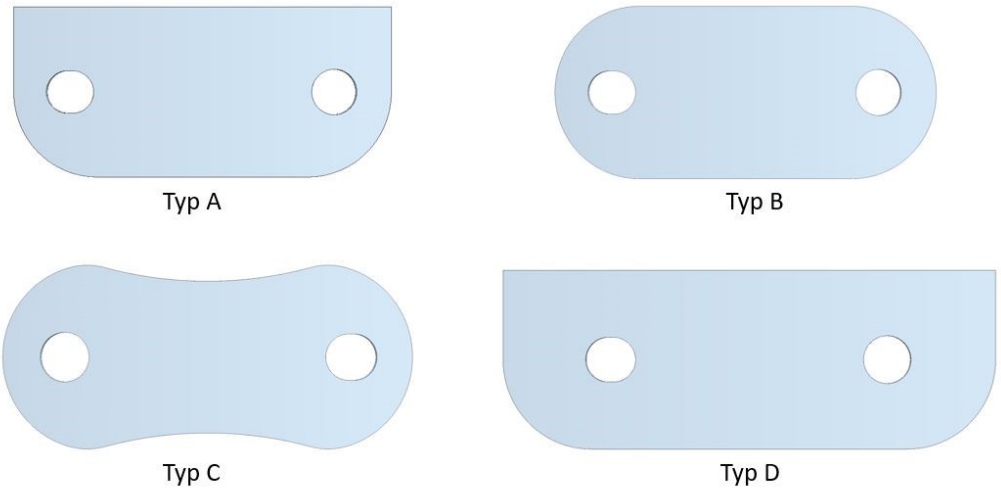
Obrázek 59 – Kontrolní výpočet-posunutí pružinky [*mm*]



Obrázek 60 - Kontrolní výpočet-napětí [*MPa*]

7.2 NÁVRH NOVÉ GEOMETRIE

Se záměrem snížení napětí byly navrženy nové typy geometrie pružinky, které jsou zobrazeny na obrázku (Obr.61). Typ A je pružinka stávající. Typ B se liší pouze zaoblením ostrých rohů. Ty by mohly způsobovat koncentrace napětí při stlačení pružinky. Je tím také pozměněn kontakt pružinky se sacím jazýčkem v průběhu stlačování, což může mít příznivý vliv na výsledné napětí. U typu C je kromě zaoblení hran ještě zúžen průřez ve středu pružinky pro snížení tuhosti a napětí. Typ D se oproti základní variantě liší pouze zvětšením délky o 10 *mm*. Zvětšením délky je snížena síla, potřebná pro požadované stlačení 1.5 *mm* a tím i výsledné napětí.



Obrázek 61 - Návrhy nových tvarů pružinek

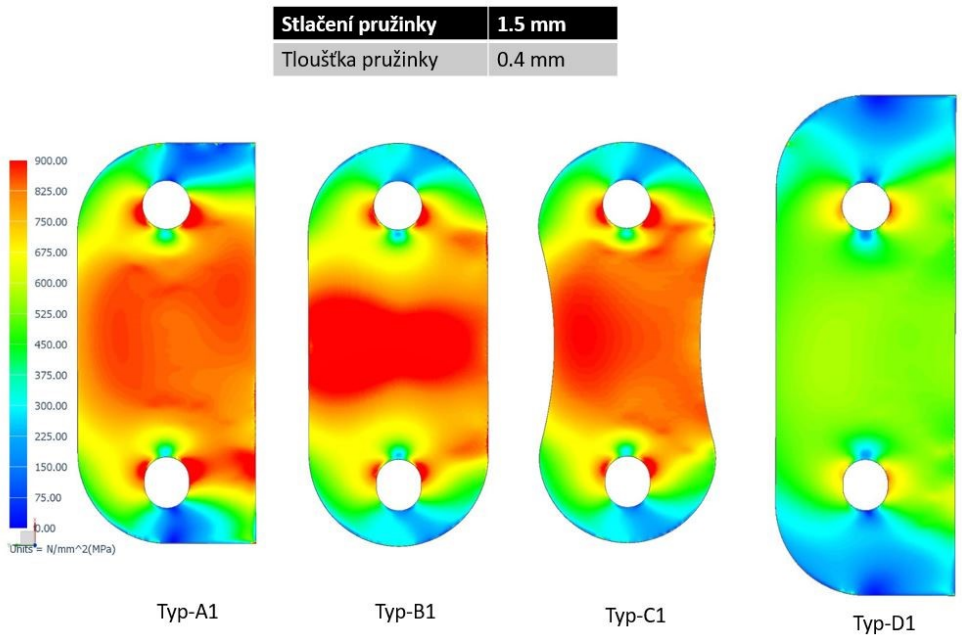
Pro všechny tyto varianty bude dále uvažována možnost změny tloušťky materiálu ze stávající 0.4 *mm* na 0.2 *mm* a dále i také snížení hodnoty stlačení ventilovou deskou z hodnoty 1.5 *mm* na 1.2 *mm*. Minimální vůle tedy vzroste z 0.1 *mm* na 0.4 *mm*. Pro usnadnění identifikace při porovnávání byly typy pružinek doplněny o číselný index, který charakterizuje následující kombinaci vlastností:

Tabulka 2 - Označení typů pružinek

Číselný index	**Tloušťka pružinky** [*mm*]	**Předpětí pružinky** [*mm*]
1	0,4	1,5
2	0,2	1,5
3	0,4	1,2
4	0,2	1,2

8 DISKUZE VÝSLEDKŮ

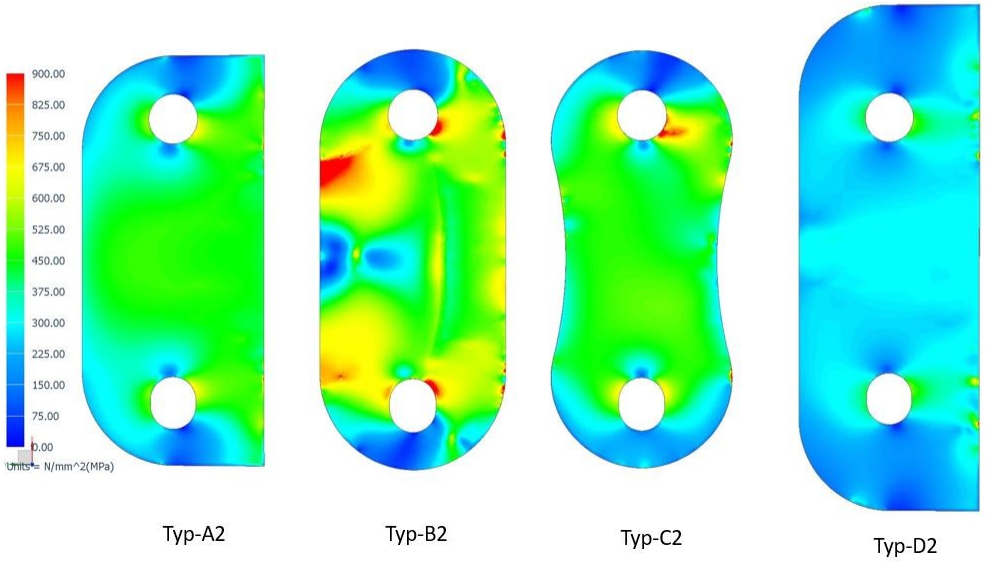
Z porovnání výsledků na obrázku (Obr.62) je patrné, že za stávajících hodnot tloušťky a stlačení pružinky lze změnou tvaru pružinky dosáhnout výraznějšího snížení napětí pouze typem D1, kde je zvětšena délka dílu. U typu B1 lze pozorovat nepatrné snížení koncentrací napětí na hranách otvorů, ale naopak napětí ve středu pružinky je vyšší, než u původní varianty.



Obrázek 62 - Porovnání výsledků napětí [*MPa*] (Stlačení 1.5 *mm*, Tloušťka 0.4 *mm*)

Snížením tloušťky pružinky na hodnotu 0.2 mm se hodnoty napětí daří značně snížit i při zachování původní hodnoty stlačení ventilovou deskou. Nejlepší výsledky se ukazují u varianty D2 s prodlouženou délkou pružinky.

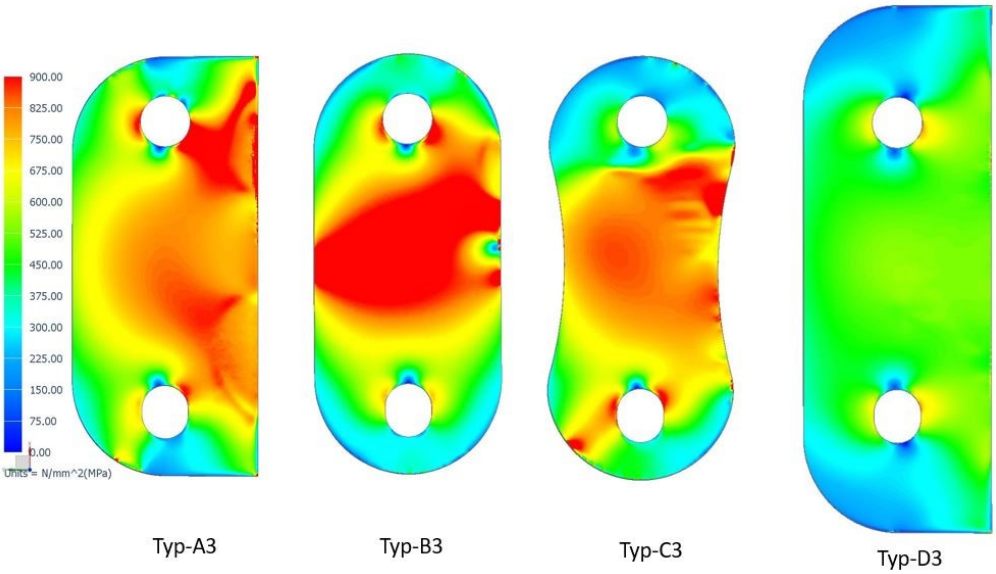
Stlačení pružinky	1.5 mm
Tloušťka pružinky	0.2 mm



Obrázek 63 - Porovnání výsledků napětí [*MPa*] (Stlačení 1.5 *mm*, Tloušťka 0.2 *mm*)

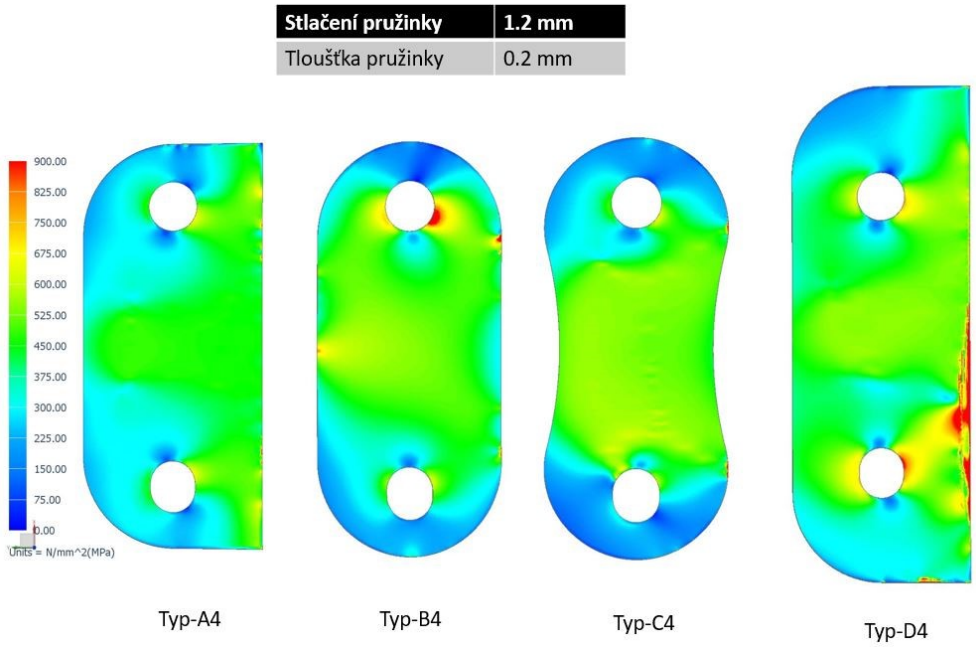
Snížení předpětí ventilovou deskou na hodnotu 1.2 *mm* pomáhá snížení celkového napětí, ale naopak se v určitých oblastech začínají objevovat vyšší napětí, způsobená pohybem sacího jazýčku.

Stlačení pružinky	1.2 mm
Tloušťka pružinky	0.4 mm



Obrázek 64 - Porovnání výsledků napětí [*MPa*] (Stlačení 1.2 *mm*, Tloušťka 0.4 *mm*)

U kombinací snížení tloušťky pružinky a zmenšeného předpětí vychází podle analýzy nejvýhodněji varianty A4 a C4. U variant C4 a D4 se vyskytují koncentrace napětí, způsobená pohybem sacího jazýčku, který se do kontaktu s pružinkou dostává díky sníženému předpětí.



Obrázek 65 - Porovnání výsledků napětí [*MPa*] (Stlačení 1.2 *mm*, Tloušťka 0.2 *mm*)

V následující tabulce (Tab.3) je uvedeno porovnání hodnot předpětí pružinky ventilovou deskou, na základě kontrolního analytického výpočtu z části 7.1.

Z hodnot napětí je zřejmé, že na jeho snížení mají významnější vliv snížení tloušťky a zvětšení délky spíše než změna tvaru, nebo hodnoty předpětí.

Tabulka 3 - Porovnání hodnot napětí [*MPa*]

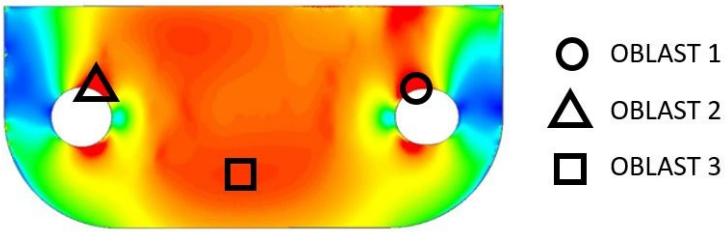
Typ	**Délka [*mm*]**	**Šířka [*mm*]**	**Tloušťka [*mm*]**	**Stlačení [*mm*]**	**Síla F/2 [*N*]**	**Napětí [*MPa*]**
A/B	24,5	11	0,4	1,5	28	1169,5
				1,2	22,4	1007,7
			0,2	1,5	3,5	548,8
				1,2	2,8	467,8
C		9	0,4	1,5	22,9	1169,5
				1,2	18,3	935,6
			0,2	1,5	2,8	584,8
				1,2	2,3	467,8
D	34,5	11	0,4	1,5	10,1	589,8
				1,2	8	471,8
			0,2	1,5	1,2	294,9
				1,2	1,1	235,9

Pomocí provedených analýz byly u všech navrhovaných variant pružinek porovnány hodnoty napětí v kritických oblastech se záměrem rozlišit hodnoty maximálních napětí způsobených statickým předpětím a napětí, vzniklé cyklického zatěžování pohybem sacího jazýčku. Na základě těchto hodnot byly podle vzorců 19 a 20 vypočteny hodnoty středního napětí σ_m a hodnoty amplitudy napětí σ_a. [3]

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2} \; [MPa] \tag{18}$$

$$\sigma_a = \left|\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}\right| \; [MPa] \tag{19}$$

Hodnoty byly měřeny vždy ve třech oblastech. U hran obou otvorů a dále ve středu pružinky. Výsledná hodnota napětí je získána jako aritmetický průměr hodnot dvaceti měřených elementů v každé oblasti.



Obrázek 66 - Porovnávané oblasti pružinky

Získané hodnoty středních napětí a amplitud napětí byly vyneseny do Goodmanova diagramu. Kritérium porušení zde představuje Goodmanova přímka. Spíše než jednoduchou hranici ale představuje „pásmo či oblast s jistou pravděpodobností únavového porušení“ Její konstrukce je dána spojnicí dvou bodů, kdy na ose x je vynesena hodnota meze pevnosti R_m a na ose y je vynesena zkorigovaná hodnota meze únavy σ'_C. [3]

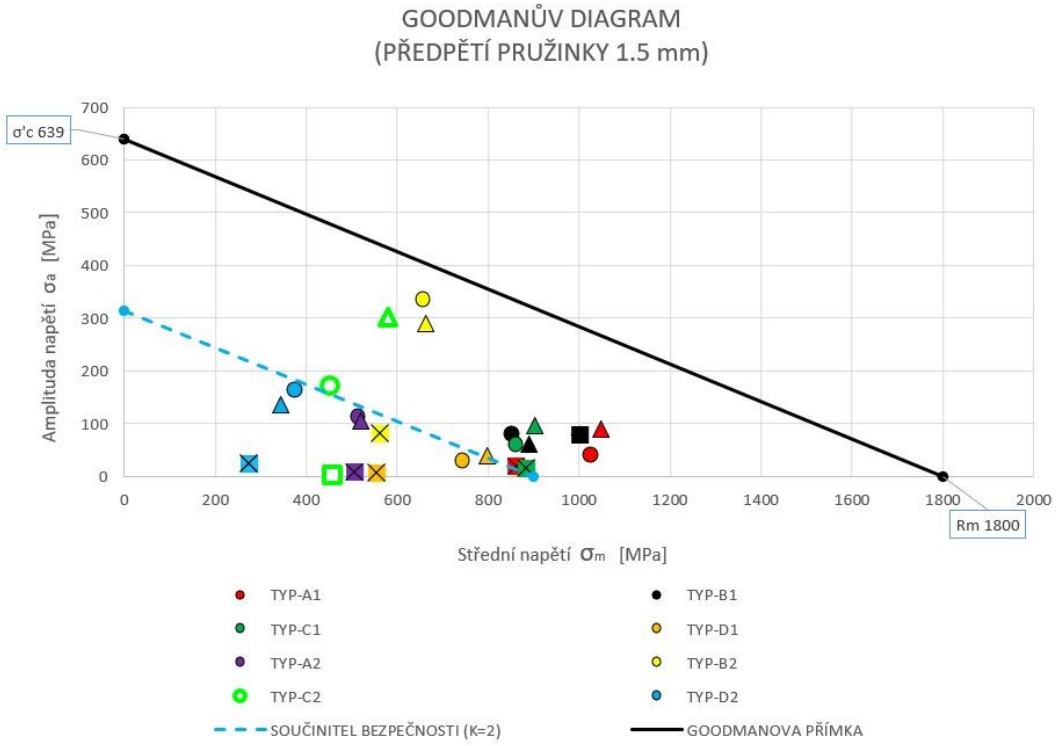
$$\sigma'_C = 0.9 * \sigma_C = 0.9 * 710 = 639\ [MPa] \tag{20}$$

Přímka je dána rovnicí:

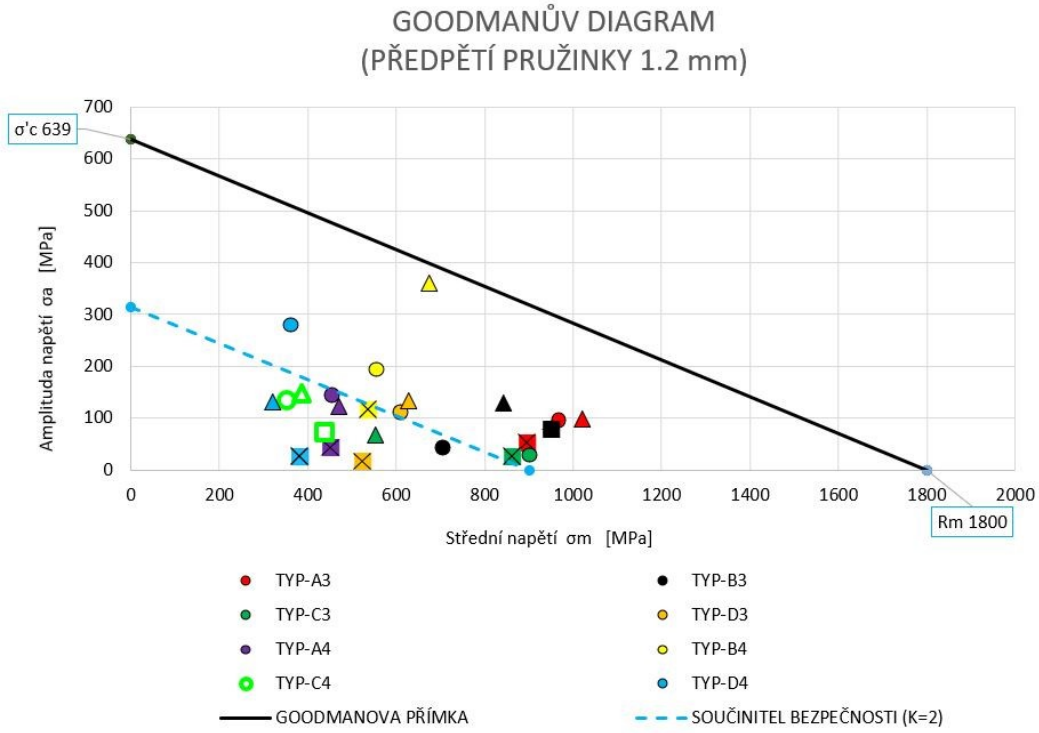
$$\frac{\sigma_A}{\sigma'_C} + \frac{\sigma_M}{R_m} = 1 \tag{21}$$

Do diagramu byla také vynesena přímka součinitele bezpečnosti k meznímu stavu únavy s hodnotou bezpečnosti $k_u = 2$, podle níž jsou vyhodnoceny všechny navrhované varianty.

Pro lepší přehlednost jsou všechny varianty pružinek rozděleny do dvou diagramů.



Obrázek 67 - Goodmanův diagram (Stlačení 1,5 *mm*)



Obrázek 68 - Goodmanův diagram (Stlačení 1,2 *mm*)

Pro všechny naměřené hodnoty byl určen součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy podle Goodmana, který je dán vzorcem: [3]

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} \tag{22}$$

V následující tabulce (Tab.4) je ke každému typu pružinky přiřazena výsledná hodnota součinitele bezpečnosti. Jedná se vždy o nejnižší hodnotu bezpečnosti ze všech tří hodnocených oblastí dané pružinky. V pravém sloupci jsou uvedeny procentuální hodnoty zlepšení oproti původní variantě A1. Hodnoty jsou seřazeny sestupně podle součinitele bezpečnosti.

Tabulka 4 – Hodnoty Goodmanova součinitele bezpečnosti

Typ pružinky	**Součinitel bezpečnosti**	**Zlepšení bezpečnosti [%]**
TYP-C4	2,3	63
TYP-A2	2,2	56
TYP-D2	2,2	55
TYP-A4	2,1	52
TYP-D1	2,0	43
TYP-C3	1,8	33
TYP-D3	1,8	30
TYP-D4	1,6	13
TYP-C1	1,5	10
TYP-B3	1,5	8
TYP-B1	1,5	6
TYP-A3	1,4	1
TYP-A1	1,4	0
TYP-C2	1,3	-9
TYP-B2	1,1	-19
TYP-B4	1,1	-23

Zvolenému součiniteli bezpečnosti k meznímu stavu únavy $k_u = 2$ vyhovují navrhované typy pružinek C4, A2, D2, A4 a D1.

Z porovnání výsledků této statické analýzy se zdá výhodnější ponechat předpětí ventilovou deskou vyšší. Snížení předpětí na hodnotu 1,2 *mm* přináší v určitých případech mírné snížení středního napětí i amplitudy. V určitých případech ale naopak dochází ke zhoršení hodnot.

Pokud se toleranční rozpětí sestavy pohybuje v takovém stavu, že pružinka není úplně stlačena, v průběhu chodu kompresoru je pak nucen sací jazýček pružinku dotláčet svým pohybem, čímž je způsoben vznik vyšších hodnot napětí. Dochází také k rozdílnému typu kontaktu, kdy je u méně předepjaté pružinky vyšší tendence kontaktu s vnějšími hranami sacího jazýčku, což zvyšuje riziko vzniku koncentrací napětí. Z tohoto pohledu se zdá výhodnější situace, kdy je statické předpětí pružinky v sestavě vyšší. Ohybový moment, působící ve středu pružinky, je sice zvětšen, ale díky tomu je v kritických oblastech kolem otvorů snížena velikost amplitud napětí.

Snížení tloušťky přináší díky snížené tuhosti pružinky znatelnější snížení napětí, než tomu je u variant se sníženým předpětím. Menší tloušťka ale může způsobovat při kontaktu pružinky se sacím jazýčkem a kolíky výskyt vyšších napětí a tím způsobovat iniciaci trhlin.

U kontaktní analýzy je v součinnosti více dílů a i nepatrná změna geometrie zde může vyvolat výrazné změny napětí, co se týče jeho velikosti, tak i jeho polohy. Následky aplikovaných změn proto není možné vždy zcela předvídat a je zapotřebí hodnotit změny geometrie případ od případu.

Nejlepších výsledků bylo dosaženo u varianty pružinky C4, kde je kombinováno snížení předpětí se snížením tuhosti pružinky pomocí nižší tloušťky a změny geometrie se zúžením šířky. U této varianty je dosaženo hodnoty součinitele bezpečnosti k meznímu stavu únavy $k_u = 2,3$. V porovnání s bezpečností původní varianty A1 to znamená zlepšení o 63%. Na základě těchto skutečností lze aplikaci těchto změn doporučit.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo analyzovat mechanické chování pružinky ventilové desky pístového kompresoru pomocí nástroje metody konečných prvků v programu NX za účelem zhodnocení potenciálních vylepšení s ohledem na životnost a spolehlivost dílu.

Pro uvedení do problému byly v první části této práce popsány teoretické problematiky základů mechaniky, pružnosti a pevnosti a prostorové napjatosti. S těmi je úzce spjatá také popisovaná metoda konečných prvků. Dále zde byly nastíněny obecné informace o funkci a základním rozdělení pístových kompresorů, jejich hlavních komponentů a

V druhé části této práce byla popsána konkrétní sestava ventilové desky s jejími součástmi, vysvětleny funkce analyzovaných dílů, jejich chování a způsob jejich zatěžování v průběhu pracovního cyklu kompresoru. Na základě této analýzy byl navržen postup FEM výpočtu. Byla zvolena lineární kontaktní analýza a nastíněny její dílčí kroky jakými jsou tvorba geometrického modelu, tvorba konečně-prvkového modelu, volba a tvorba okrajových podmínek a nakonec vyhodnocení výsledků v post-processingu. Kvůli relativně vysokým výsledným napětím proběhla kontrola FEM výpočtu v podobě analytického výpočtu. Poté byly navrženy změny parametrů původního dílu za účelem snížení výsledného namáhání. Tyto návrhy zahrnovaly změnu tloušťky, změnu předpětí a různé změny geometrie. Těmito kombinacemi vzniklo šestnáct variant návrhů (včetně původní), které bylo zapotřebí opět přepočítat pomocí FEM analýzy a výsledné hodnoty navzájem porovnat. Pozornost byla zaměřena na hodnoty napětí ve třech oblastech maximálních koncentrací napětí. Pro sumarizaci dat, lepší vizualizaci výsledků a vyhodnocení míry zlepšení konkrétních variant pružinky bylo použito Goodmanova kritéria porušení. Hodnoty výsledných napětí konkrétních oblastí byly vyneseny do diagramu a pomocí navrženého součinitele bezpečnosti k meznímu stavu únavy byly vyhodnoceny varianty vhodné ke zlepšení stávajícího stavu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-800-1042-243.

[2] VOLEK, František. *Základy pružnosti a pevnosti*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2004. ISBN 80-731-8200-9.

[3] SHIGLEY, J.E., C MISCHKE a G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí.* 1186 s. Brno: VUTIUM VUT, 2010. ISBN 9788021426290.

[4] KUROWSKI, P.M. *Finite element analysis for design engineers*. 284 p. Warrendale, United States: PA: SAE International, 2016. ISBN 9780768082319.

[5] MADENCI, Erdogan a Ibrahim GUVEN. *The finite element method and applications in engineering using ANSYS* [online]. In: . New York: Springer, 2006 [cit. 2021-2-8]. ISBN 0-387-28289-0. Dostupné z: http://www.springer.com/cda/content/document/cda_downloaddocument/9780387282893-c2.pdf?SGWID=0-0-45-418420-p74053407

[6] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. *Kompresory*. Praha: České vysoké učení technické, 1994. ISBN 80-010-1145-3.

[7] JAKUBOWSKI, NICK. *Beginning of Air Compressors*. EzineArticles [online]. 2012 [cit. 2021-2-8]. Dostupné z: https://ezinearticles.com/?Beginning-of-Air-Compressors&id=6836158

[8] BROŽ, Jiří, Zdeněk ČEJKA, Zdeněk FENEL a Marian FORMÁNEK. *Chladící a klimatizační technka*. Praha: Svaz chladící a klimatizační techniky, 2012.

[9] DINCER, Ibrahim a Mehmet KANOGLU. *Refrigeration systems and applications*. Second Edition. Chennai, India: A John Wiley and Sons, Ltd., Publication, 2010. ISBN 978-0-470-74740-7.

[10] HADA, Hardig. Global *Reciprocating Hermetic Compressors Industry Key Manufacturers Analysis* 2022. Https://www.egypt-business.com [online]. 2017, 17.06.2017 [cit. 2021-2-8]. Dostupné z: https://www.egypt-business.com/ticker/details/1724-global-reciprocating-hermetic-compressors-industry-key-manufacturers-analysis-2022/120403

[11] WHITTMAN, William C., et al. *Refrigeration & air conditioning technology*. 6th ed. Clifton Park, N.Y.: Delmar Cengage Learning, 2009. ISBN 14-283-1936-0.

[12] EDITORS, Cornelia A. *Recent advances in applied and theoretical mechanics: proceedings of the 5th WSEAS International Conference on Applied and Theoretical Mechanics (MECHANICS '09)* [online]. In: . Puerto De La Cruz, Tenerife, Canary Islands, Spain, December 14-16, 2009: S.l.: WSEAS, 2009, 138 – 143 [cit. 2021-2-10]. ISBN 9789604741403. Dostupné z: http://www.wseas.us/e-library/conferences/2009/tenerife/MECHANICS/MECHANICS-24.pdf

[13] Compressor Valves. *EnPro Industries: Compressor products INTL* [online]. 2021 [cit. 2021-1-8]. Dostupné z: https://www.cpicompression.com/products/compressor-valves

[14] *Operation and Maintenance of different valve types* [online]. Rheine, Germany, 2002 [cit. 2021-5-8]. Dostupné z: http://www.plant-maintenance.com/articles/compressor_valves.pdf

[15] *Emerson Climate Technologies: Copeland Discus The Best Gets Even Better* [online]. 2008 [cit. 2021-2-16]. Dostupné z: https://climate.emerson.com/documents/copeland-discus-best-gets-even-better-en-gb-4209452.pdf

[16] VIDAYAPUTRA. 4O LESSONS ON REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING FROM IIT KHARAGPUR. USEFUL TRAINING MATERIAL FOR MECHANICAL ENGINEERING STUDENTS/COLLEGE, OR AS REFERENCE FOR ENGINEER. In: *Refrigeraton and air conditioning* [online]. India: IIT KHARAGPUR, 2008, p. 809 [cit. 2021-2-4]. Dostupné z: https://vidyaputrasite.files.wordpress.com/2015/12/40-lessons-of-rac-from-iit-kharagpur-by-vidyaputra.pdf

[17] GEA Bock CO 2 Compressors Semi-hermetic Compressors compressor. *GEA Refrigeration Technologies* [online]. 2018 [cit. 2021-4-3]. Dostupné z: https://vdocuments.mx/gea-bock-co-2-compressors-semi-hermetic-compressors-compressorgbnewpdfgea.html

[18] *Refrigerator compressor reed valve plate assembly spare parts for frascold refrigeration compressor* [online]. 2020 [cit. 2021-4-15]. Dostupné z:

https://www.alibaba.com/product-detail/Refrigerator-compressor-reed-valve-plate-assembly_60829784307.html

[19] *Siemens digital industries software: NX Cloud Connected Products offer the next generation of flexibility for product design* [online]. 2021 [cit. 2021-5-1]. Dostupné z: https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/nx/

[20] *SANDVIK 7C27Mo2 COMPRESSOR VALVE STEEL: Strip steel* [online]. 2020 [cit. 2021-5-8]. Dostupné z: https://www.materials.sandvik/en/materials-center/material-datasheets/strip-steel/sandvik-7c27mo2-flapper-valve-steel/

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

2D	Dvourozměrné
3D	Trojrozměrné
C	Vzdálenost od neutrální osy
CAD	Computer aided designt (počítačová podpora konstrukce)
CFC	Chlorofluorocarbons (Chlor-fluorované uhlovodíky)
CFD	Computational fluid dynamics (výpočty proudění tekutin)
CO_2	Carbon dioxide (oxid uhličitý)
CTETRA	Four sided element connection
CTRIA6	Courved triangular connection
dF	Element síly
dN	Element normálové síly
dS	Element plochy
dT	Element tečné síly
dX	Element vzdálenosti
E	Youngův modul pružnosti
f_1	Funkce ohybového momentu
f_2	Funkce posouvající síly
FE	Finite element (konečně-prvkový)
FEA	Finite element analysis (konečně prvková analýza)
FEM	Finite element method (metoda konečných prvků)
G	Modul pružnosti ve smyku
GWP	Global warming potential (potenciál globálního oteplování)
HCFC	Hydrochlorofluorocarbons (Chlordifluormethan)
J_z	Kvadratický moment průřezu k ose z
J_y	Kvadratický moment průřezu k ose y

k_u	Součinitel bezpečnosti mezního stavu únavy
l	Délka
l_0	Původní délka
MKP	Metoda konečných prvků
M_o	Ohybový moment
NC	Numerical Control
NX	Název softwaru od společnosti Siemens
ODP	Ozone depletion potential (potenciál napadení ozonové vrstvy)
PTFE	Polytetrafluorethylen (Teflon)
R_e	Mez kluzu
R_m	Mez pevnosti
T	Posouvající síla
TEWI	Total Equivalent Warming Impact (Celkový vliv na ohřev atmosféry)
u_j	Posunutí
V_4	Expandovaný škodlivý objem
V_0	Škodlivý objem
V_s	Skutečně nasávaný objem
V_z	Teoreticky nasávaný objem
W	Měrná deformační energie
W_o	Modul průřezu v ohybu
Δl	Prodloužení
ε	Relativní prodloužení
ε_x	Poměrná deformace v podélném směru
εy	Poměrná deformace v příčném směru
μ	Poissonovo číslo
ξ	Označení řezu

σ	Normálové napětí
σ_I	První hlavní napětí
σ_{II}	Druhé hlavní napětí
σ_{III}	Třetí hlavní napětí
σ_a	Amplituda napětí
σ_A	Hodnota amplitudy napětí
σ_c	Mez únavy
σ'_C	Zkorigovaná mez únavy
σ_e	Mez pružnosti
σ_k	Mez kluzu
σ_m	Střední napětí
σ_M	Hodnota středního napětí
σ_{max}	Maximální napětí
σ_{min}	Minimální napětí
σ_p	Mez pevnosti
σ_u	Mez úměrnosti
σ_x	Složka normálového napětí v ose x
σ_y	Složka normálového napětí v ose y
σ_z	Složka normálového napětí v ose z
τ	Smykové napětí
τ_{xy}	Složka smykového napětí roviny x v ose y
τ_{xz}	Složka smykového napětí roviny x v ose z
τ_{yx}	Složka smykového napětí roviny y v ose x
τ_{yz}	Složka smykového napětí roviny y v ose z
τ_{zx}	Složka smykového napětí roviny z v ose x
τ_{zy}	Složka smykového napětí roviny z v ose y

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - Metoda řezu [2] 15
Obrázek 2 – Deformace [2] 16
Obrázek 3 – Prodloužení [2] 17
Obrázek 4 - Tahový diagram [2] 18
Obrázek 5 - Deformace při tahu [2] 19
Obrázek 6 - Ohybový moment [2] 20
Obrázek 7 - Napětí při prostém ohybu [3] 21
Obrázek 8 - Složky napětí [3] 22
Obrázek 9 - Rovinná napjatost [3] 23
Obrázek 10 - 2D element [4] 25
Obrázek 11 - 2D element [4] 26
Obrázek 12 - 3D element [4] 26
Obrázek 13 - 3D element [4] 27
Obrázek 14 - Velikost prvku [4] 27
Obrázek 15 - Tvary prvků [4] 28
Obrázek 16 - H a P prvky [4] 29
Obrázek 17 – Konvergence [4] 30
Obrázek 18 - Symetrie a anti-symetrie [4] 32
Obrázek 19 - Typy kompresorů [9] 35
Obrázek 20 - Hermetický kompresor [10] 36
Obrázek 21 - Polohermetický kompresor [9] 37
Obrázek 22 - Pístový kompresor [11] 38
Obrázek 23 - Talířový ventil [13] 39
Obrázek 24 - Kroužkový ventil [13] 40
Obrázek 25 - Deskový ventil [14] 40
Obrázek 26 - Discus [15] 40
Obrázek 27 - Řez Discus ventilovou deskou [15] 41
Obrázek 28 - Jazýčková ventilová deska [15] 41
Obrázek 29 - Řez jazýčkovou ventilovou deskou [15] 41
Obrázek 30 - Ideální indikátorový diagram [16] 42
Obrázek 31 - Reálný indikátorový diagram [16] 43
Obrázek 32 - Reálný indikátorový diagram [16] 43
Obrázek 33 - Ventilová deska [17] 46
Obrázek 34 - Sací strana ventilové desky s pružinkami [18] 47

Obrázek 35 - Geometrický model sestavy ventilové desky 51
Obrázek 36 - Rozpad dílů 51
Obrázek 37 – Půdorys sestavy 51
Obrázek 38 - Bokorys sestavy 52
Obrázek 39 – Pružinka 52
Obrázek 40 - Sací jazýček 53
Obrázek 41 – FEM model sestavy 54
Obrázek 42 – FEM model jazýčku 54
Obrázek 43 – FEM model pružinky 55
Obrázek 44 - Odebrání stupňů volnosti 55
Obrázek 45 – Zatížení 56
Obrázek 46 – Uživatelsky definovaná vazba 56
Obrázek 47 - Kontakt kompresor-pružinka 56
Obrázek 48 - Kontakt pružinka-jazýček 57
Obrázek 49 - Kontakt Jazýček-deska 57
Obrázek 50 - Kontakt pružinka-kolík 57
Obrázek 51 - Kontakt Jazýček-kolík 57
Obrázek 52 - Kontakt jazýček-dosedací plocha 58
Obrázek 53 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Horní pohled) 59
Obrázek 54 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Horní pohled) 59
Obrázek 55 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Spodní pohled) 60
Obrázek 56 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Boční řez) 60
Obrázek 57 - Výsledné napětí Von-Mises [*MPa*] (Boční řez-detail) 60
Obrázek 58 – Ověření výpočtu 61
Obrázek 59 – Kontrolní výpočet-posunutí pružinky [*mm*] 62
Obrázek 60 - Kontrolní výpočet-napětí [*MPa*] 63
Obrázek 61 - Návrhy nových tvarů pružinek 64
Obrázek 62 - Porovnání výsledků napětí [*MPa*] (Stlačení 1.5 *mm*, Tloušťka 0.4 *mm*) 65
Obrázek 63 - Porovnání výsledků napětí [*MPa*] (Stlačení 1.5 *mm*, Tloušťka 0.2 *mm*) 66
Obrázek 64 - Porovnání výsledků napětí [*MPa*] (Stlačení 1.2 *mm*, Tloušťka 0.4 *mm*) 66
Obrázek 65 - Porovnání výsledků napětí [*MPa*] (Stlačení 1.2 *mm*, Tloušťka 0.2 *mm*) 67
Obrázek 66 - Porovnávané oblasti pružinky 69
Obrázek 67 - Goodmanův diagram (Stlačení 1,5 *mm*) 70
Obrázek 68 - Goodmanův diagram (Stlačení 1,2 *mm*) 70

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Materiálové charakteristiky [20].....50
Tabulka 2 - Označení typů pružinek.....64
Tabulka 3 - Porovnání hodnot napětí [*MPa*] 68
Tabulka 4 – Hodnoty Goodmanova součinitele bezpečnosti.....71