

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

OPTIMALIZACE ROZMĚRŮ ZÁKLADOVÉHO RÁMU FORMY NA VELKÉ ODLITKY

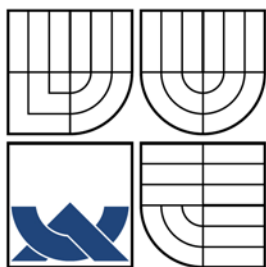
OPTIMIZATION OF DIMENSIONS OF THE BASE FRAME TO FORM FOR LARGE CASTINGS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN MOTTL

BRNO 2011



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

OPTIMALIZACE ROZMĚRŮ ZÁKLADOVÉHO RÁMU FORMY NA VELKÉ ODLITKY

OPTIMIZATION OF DIMENSIONS OF THE BASE FRAME TO FORM FOR LARGE CASTINGS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN MOTTL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. Skalka Petr, Ph.D.

BRNO 2011

Abstrakt

V této diplomové práci je řešen problém optimalizace rozměrů základového rámu formy pro odlitky pomocí MKP a to pro 4 třídy hmotnosti, tj. odlitky hmotnosti 1, 3, 5 a 10t. K vyhodnocování MKP byl použit program Ansys. Jsou zde postupně prezentovány postupy optimalizace pro všechny čtyři třídy hmotnosti. Byla stanovena životnost rámu formy a na závěr bylo provedeno technicko-ekonomické zhodnocení navržených forem z hlediska úspor materiálu v porovnání se současným stavem výroby.

Abstrakt

In this thesis the problem of optimizing the dimensions of the base frame molds for casts with FEM and for 4 weight classes, ie casts weighting 1, 3, 5 and 10 tons is solved. For the evaluation of the FEM ANSYS program was used. There are gradually presented optimization procedures for all four weight classes. There was established the persistence of forms and frame and at the end the conclusion of the technical-economic evaluation of the proposed forms in terms of material savings in comparison to the current state of production was made.

Klíčová slova

Metoda konečných prvků, Ansys, základový rám

Keywords

Finite Element Method, Ansys, base frame

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav strojírenské technologie

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Mottl

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

obor: **Strojírenská technologie a průmyslový management (2303T005)**

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

Optimalizace rozměrů základového rámu formy na velké odlitky

v anglickém jazyce:

Optimization of dimensions of the base frame to form for large castings

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pomocí MKP optimalizovat rozměry základového rámu formy pro odlitky a to pro 4 třídy hmotnosti, tj. odlitky hmotnosti 1, 3, 5 a 10t.

Cíle diplomové práce:

1. Optimalizace rozměrů základového rámu formy vzhledem k hmotnosti odlitku
2. Stanovit životnost rámu formy
3. Technicko-ekonomické zhodnocení navržených forem z hlediska úspor materiálu v porovnání se současným stavem výroby

Seznam odborné literatury:

PRATHAP, Gangan. The Finite Element Method in Structural Engineering. Berlin : Springer, 2010. 424 s. ISBN 978-9048143269.

GROHSJEAN, Alexander. Measurement of the Top Quark Mass in the Dilepton Final State Using the Matrix Element Method. Berlin : Springer, 2010. 140 s. ISBN 3642140696.

DARYL, L. A first course in the finite element method. London : Hardback, 2007. 808 s. ISB 0534552986.

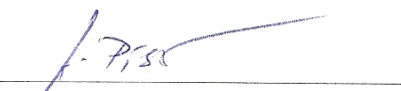
MADENCI, E; GUVEN, I. The finite element method and applications in engineering using ANSYS. Berlin : Springer, 2006. 686 s. ISBN 0387282890.

BURŠA, Jiří. MKP [online]. 2008 [cit. 2009-04-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/~jbursa/>>.


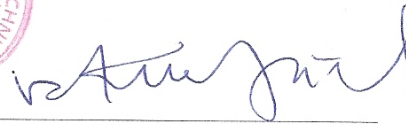
Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Skalka, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11

V Brně, dne 19.11.2010



prof. Ing. Miroslav Piška, CSc.
Ředitel ústavu

L.S.



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Bibliografická citace

MOTT, J. *Optimalizace rozměrů základového rámu formy na velké odlitky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 72 s. Vedoucí diplomové práce
Ing. Petr Skalka, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma *Optimalizace rozměrů základového rámu formy na velké odlitky* jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

V Brně dne

.....

(Jan Mottl)

Poděkování

Děkuji tímto panu Ing. Petrovi Skalkovi Ph.D. za cenné rady a připomínky, které mi ochotně dával a zejména za jeho trpělivost a čas, který mi věnoval při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Martinovi Valíčkoví, který mi poskytoval potřebné informace přímo z firmy Schneeberger, kde se konstruuji základové rámy a vyrábí odlitky.

Obsah

1. ÚVOD	11
2. POPIS PROBLÉMOVÉ SITUACE	12
2.1 Popis základového rámu používaného ve výrobě	12
2.2 Návrh zjednodušení konstrukce základového rámu pro průběh simulace	13
3. FORMULACE PROBLÉMU A CÍLE ŘEŠENÍ	15
3.1 Formulace problému	15
3.2 Cíle řešení	15
4. REŠERŠE LITERATURY	16
4.1 Úvod do problematiky MKP	16
4.2 Základní princip MKP	17
4.2.1 Diskretizace spojitého problému.....	20
4.2.2 Vytvoření matice tuhosti.....	22
4.2.3 Matice zatížení prvku.....	23
4.2.4 Globální matice tuhosti a zatížení.....	24
4.2.5 Základní rovnice MKP.....	25
4.2.6 Pojednání o konvergenci a přesnosti MKP	26
4.2.7 Výsledná energetická chyba e	27
4.2.8 Relativní energetická chyba E	28
4.3 Diskretizace dynamického problému pomocí MKP	29
4.4 Vlastní netlumené kmitání	31
4.5 Vynucené netlumené harmonické kmitání	32
4.6 Mezní stav únavy	33
4.6.1 Statická únava	33
4.6.2 Dynamická únava	34
4.6.3 Únavová křivka.....	34
4.6.4 Stádia únavového procesu.....	36
4.6.5 Změny mechanických vlastností.....	36
4.6.6. Iniciační únavové trhliny.....	36
4.6.7 Růst únavové trhliny	37
4.6.8 Faktory ovlivňující únavovou životnost	38
4.6.9 Stav povrchu	38
4.6.10 Velikost zrna.....	38
4.6.11 Teplota	38
4.6.12 Korozní prostředí.....	39
4.7 Program Ansys	39
5. METODIKA ŘEŠENÍ	41
5.1 Realizace výpočtu	41
6. BUCKLING ANALÝZA	43
6.1 Problémová situace	43
6.2 Formulace problému	43
6.3 Cíle řešení	43
6.4 Výpočtové modelování	43
6.4.1 Model geometrie objektu	43

6.4.2 Model materiálu.....	45
6.4.3 Model okrajových podmínek.....	46
6.5 Realizace algoritmu výpočtového modelování.....	46
6.6 Prezentace a analýza výsledků výpočtového modelování.....	47
7. POSOUZENÍ ZÁKLADOVÉHO RÁMU Z HLEDISKA MEZNÍHO STAVU DEFORMAČNÍ STABILITY	49
7.1 Problémová situace	49
7.2 Formulace problému.....	49
7.3 Cíle řešení	49
7.4 Výpočtové modelování.....	49
7.4.1 Model geometrie objektu	49
7.4.2 Model materiálu.....	49
7.4.3 Model okrajových podmínek	50
7.5 Realizace algoritmu výpočtového modelování.....	52
7.6 Prezentace a analýza výsledků výpočtového modelování.....	52
8. DEFORMAČNĚ – NAPĚŤOVÁ ODEZVA NA HARMONICKÉ BUZENÍ	54
8.1 Problémová situace	54
8.2 Formulace problému.....	54
8.3 Cíle řešení	54
8.4 Výpočtové modelování.....	54
8.4.1 Model geometrie objektu	54
8.4.2 Model materiálu.....	54
8.4.3 Model okrajových podmínek	55
8.5 Realizace algoritmu výpočtového modelování.....	55
8.6 Prezentace a analýza výsledků výpočtového modelování.....	56
9. POSOUZENÍ KONSTRUKCE Z HLEDISKA MEZNÍHO STAVU ÚNAVY	58
9.1 Vytipování nejvíce namáhaných svarových spojů	58
9.2 Ilustrativní výpočet jednoho ze svarových spojů	59
9.3 Určení kategorie svarového spoje.....	61
9.4 Vliv středního napětí.....	61
9.5 Stanovení dovoleného počtu cyklů.....	63
9.6 Návrh opatření na snížení hodnoty napětí v normálovém směru.....	64
10. TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ.....	65
11. ZÁVĚR.....	66
Seznam použitých symbolů a zkratek	67
Seznam použité literatury	70
Seznam příloh.....	71

1. ÚVOD [5]

Celé generace strojních inženýrů se zabývaly a budou zabývat návrhem strojních součástí a z nich složených celků. Většina konstruktérů spolu s technologií musí uvažovat o odolnosti navrhovaných součástí vůči zatížení – ve většině případů je požadavek, aby se tělesa příliš nedeformovala.

Pomocí základů mechaniky těles můžeme získat potřebnou představu o napjatosti a deformaci těles vlivem působení vnějších sil. V praxi musí tělesa čelit vznikajícím deformacím a napjatosti a v této chvíli každý strojní inženýr postupuje po svém – zvolí pevnější materiál, změní konstrukci, snaží se změnit působící síly aj. Někteří postupují svým citem a jiní se vrací k výpočtům. Následují zkoušky a další hledání optimálních řešení. Téměř vždy je dodatečná úprava spojená se zvýšením ceny a to se nelíbí nikomu.

S nástupem výpočetní techniky byla možnost přenechat pracné počítání strojům, ale konstrukčně-technologická tvořivost nezískala konkurenta, ale významného pomocníka. Dříve teoreticky známá metoda výpočtů pomocí konečných prvků mohla být rozvinuta do netušených možností a její základy už nemusí být výsadou špičkových pracovišť některých vysokých škol nebo supertajných laboratoří v případě vojenských a komerčních aplikací.

2. POPIS PROBLÉMOVÉ SITUACE

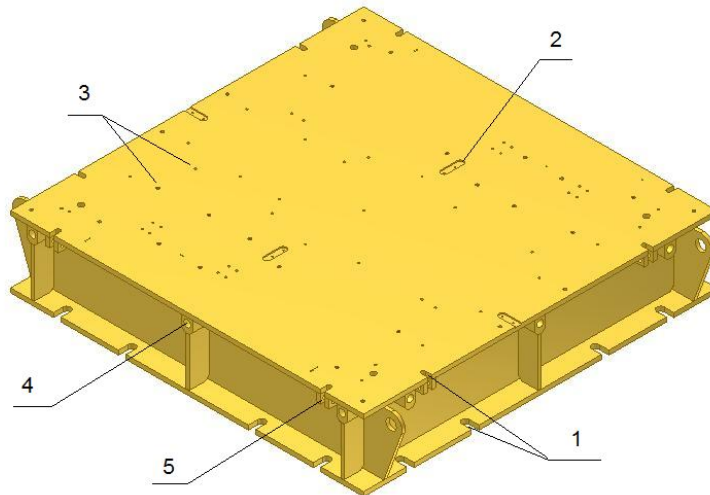
Firma SCHNEEBRGER Mineralgusstechnik s.r.o., výrobce velkých odlitků, používá při odlévání jako podstavec pod formu základový rám. Tento rám tvoří masivní svařovaná konstrukce z konstrukční oceli 11 375.



Obr. 1 Základový rám

2.1 Popis základového rámu používaného ve výrobě.

Celý základový rám tvoří svařovaná konstrukce, která se po svaření obrábí. Horní a spodní desku rámu tvoří plech tloušťky 25mm a na ně kolmé boční stěny a výztuhy tloušťky 15mm. Viz obr. 2



Obr. 2 Základový rám projektu Siemens po obrábění (foto viz příloha č. 3)

Po svaření je z vrchní a spodní desky odfrézován přídavek na obrábění 5mm.

Frézování vybrání na spodní desce pro upnutí na vibrační stůl (1)

Frézování vybrání na horní desce pro upnutí stěn formy (1)

Frézování drážek pro pera sloužících k přesnému ustavení stěn formy (2)

Vrtání otvorů potřebných k uchycení základového rámu k podlaze formy (3)

Viz obr. 2

2.2 Návrh zjednodušení konstrukce základového rámu pro průběh simulace

Pro názornost je zde uvedena jedena ze čtyř hmotnostních tříd základových rámu a to základový rám pro odlitky hmotnostní třídy 5 tun.

Z výsledků prvních simulací bylo zjištěno, že v některých prvcích nedochází ke koncentraci napětí a je možné tyto prvky zanedbat, protože na výsledek simulace nebudou mít vliv. Z důvodu zjednodušení zkoumaného modelu a urychlení výpočtu nebyly brány v úvahu tyto prvky.

vybrání na vrchní a spodní desce (1)

drážky pro pera (2)

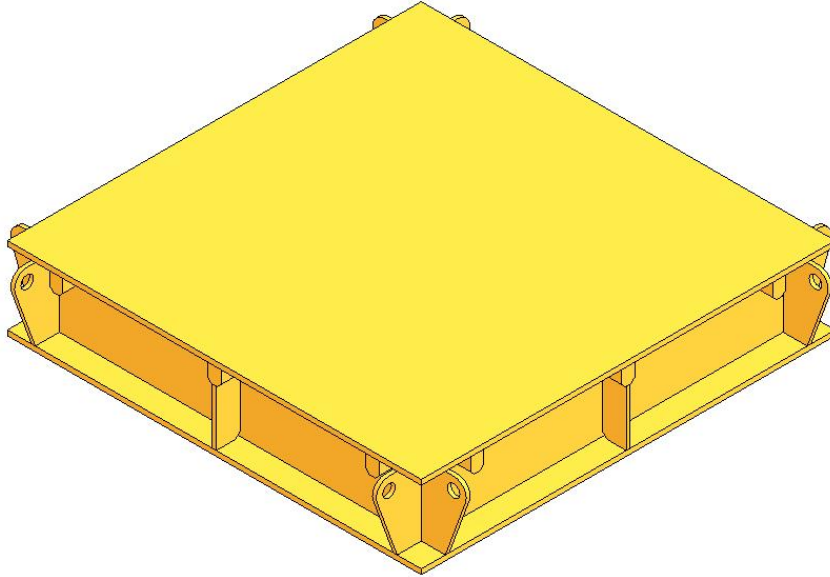
otvory v horní desce (3)

otvory pro přítlačné háky (4)

segmenty pro uchycení šroubů (5)

viz obr. 2

Výsledný testovaný model vstupující do simulací viz obr. 3



Obr. 3 Výsledný testovaný model pro třídu hmotnosti odlitku 5 tun

Testovaná svařovaná konstrukce sloužící jako podstavec pod formu je vždy zatížena staticky. V průběhu montáže je na podstavec připevněno dno a stěny formy. Když je forma kompletní, upne se na vibrační stůl a začne být plněna speciálním materiálem nazývaným Mineralguss. Po naplnění zhruba poloviny formy je celá forma i se základovým rámem rozkmitána postupně až na frekvenci 50 Hz s amplitudou 0,26mm. Materiál zatéká do prostorů formy a ta je postupně úplně naplněna materiálem.

Statické zatížení základových rámu od ocelových částí formy a od vlastního materiálu odlitku je podle tříd hmotnosti odlitku 1, 3, 5 nebo 10 tun.

V minulosti nebyly provedeny testy na zjištění optimálních proporcí rámu, konkrétně tloušťky plechů, ze kterých je konstrukce svařena. Při prvním návrhu základového rámu si konstruktéři nebyli jisti, zda konstrukce odolá namáhání. Výsledný návrh základového rámu tak počítal s použitím plechů velkých tloušťek a celá konstrukce je pravděpodobně dosti předimenzovaná. Dnes se firma více než kdy jindy snaží co nejvíce ekonomicky zefektivnit svou výrobu a vyvstala otázka, zda by nebylo možné ušetřit na materiálu základových rámu při zachování jeho tuhosti.

3. FORMULACE PROBLÉMU A CÍLE ŘEŠENÍ

3.1 Formulace problému

Je nutné Identifikovat části konstrukce nejnáchylnější na ztrátu vzpěrné stability. Pro optimalizaci tloušťky plechů tvořící konstrukci základového rámu je nutné simulovat statické a dynamické zatížení, určit deformačně - napěťovou na harmonické buzení a posoudit základový rám z hlediska mezního stavu únavy.

3.2 Cíle řešení

- Buckling analýza k identifikaci částí základového rámu náchylných ke ztrátě vzpěrné stability,
- Posouzení základového rámu z hlediska mezního stavu deformační stability,
- harmonická analýza ke zjištění stykových výslednic,
- Posouzení základového rámu z hlediska mezního stavu únavy.

Návrh optimálních proporcí základových rámu pro čtyři základní hmotnostní třídy vyráběných odlitků.

4. REŠERŠE LITERATURY

4.1 Úvod do problematiky MKP [3]

V technické praxi se setkáváme s mnoha problémy, jejichž podstatou je hledání jedné nebo více funkcí jedné nebo několika proměnných. Typickým příkladem jsou problémy mechaniky (statické, dynamické, stabilní, reologické apod.), kde proměnnými jsou souřadnice x_a bodů daného tělesa Ω (konstrukce) a čas t . Neznámými funkcemi jsou mechanické veličiny, jako např. složky posunutí, deformace, napětí nebo jejich výslednice, funkce napětí nebo přetvoření apod.

Podmínky, jimž mají neznámé funkce vyhovovat, mají uvnitř tělesa zpravidla tvar diferenciálních rovnic, což odpovídá představě, že látka tělesa spojitě vyplňuje těleso Ω . Soustavu těchto rovnic lze sestavit podle obecných zásad mechaniky, jak se uvádějí v řadě učebnic a monografií. Praktickým problémem je však dodnes číselné řešení konkrétních případů v technické praxi.

Metoda konečných prvků, která vycházela z počátku z konstrukčního pojetí (Hrenikov, Argyros aj., 1944-1956) a byla v podstatě jen metodou náhradní mřížoviny, později byla formulována přesněji (Turner, Clough, Topp, Martin, Zienkiewicz, Cheung, Irons, Argyris aj., 1956-1965), a dnes se formuluje jako variační metoda (veubeke, Prager, Kolář, Kratochvíl, Zlámal, Ženíšek aj., 1965-1969) Název metody plyne z toho, že těleso je v ní rozděleno na konečný počet prvků, pro které se ujal původně pracovní název „konečné prvky“ (finite elements).

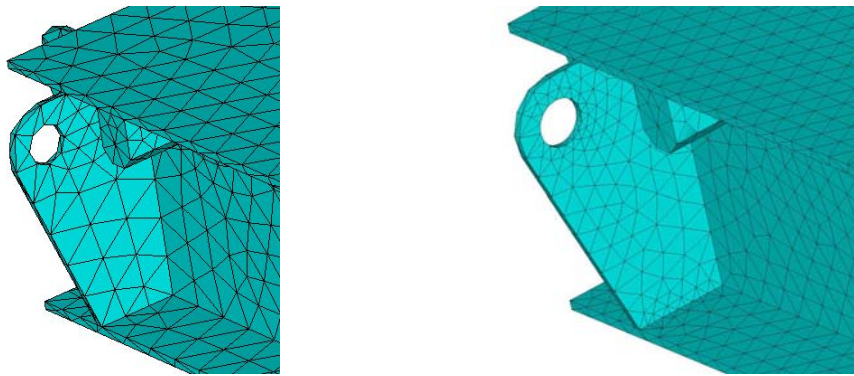
Matematický přístup nastínil již R Courant (1943), ovšem jen pro velmi jednoduchý případ. Dnes je již známo, že metoda konečných prvků je variantou zobecněné Ritzovi metody, kde báze funkce jsou různé od nuly pouze v některých malých kompaktních skupinách prvků, na které je těleso rozděleno. To ji zvyhodňuje proti klasické Ritzově metodě tak, že:

1. Algoritmus výpočtu je nezávislý na tvaru zkoumané oblasti; závisí pouze na tvaru prvku a lze jím řešit libovolnou oblast, složenou ze zvolených prvků, i s otvory, zářezy apod.

2. Soustava algebraických lineárních rovnic pro neznámé veličiny (parametry deformace oblasti) má matici součinitelů výrazně pásovou*) proti plné matici v klasických variačních metodách.

To, že matice levých stran rovnic je pásová, lze považovat za intuitivní důkaz, že metoda konečných prvků je stabilní proti klasické Ritzově metodě; její numerická přesnost je mnohem lepší. Za stejných předpokladů o přesnosti řešení byly získány odhady přesnosti o několik řádů lepší než v klasických variačních metodách.

3. Libovolné okrajové podmínky lze v metodě konečných prvků snadno vyjádřit. Stejně nečiní obtíže vystihnout správně průběh řešení v místech koncentrace vnějších nebo vnitřních sil, zhustíme-li v takových místech dělení na prvky. (viz obr. 4)
4. Řád konvergence je podstatně vyšší než v klasických variačních metodách.



Obr. 4 zjemnění sítě konečných prvků

*) Matici nazveme pásovou, má-li nenulové členy jen v okolí hlavní diagonály. Označme první a poslední nenulový člen v i -tém řádku a_{ij} , a_{ik} . Pak číslo $b = \max(k - j + 1)$ nazveme šířkou pásu matice. Protože strojní čas při řešení zmíněných soustav rovnic roste zpravidla s b^2 , je přirozená snaha b minimalizovat. U symetrických matic je šířkou pásu hodnota $\frac{1}{2}(b + 1)$, tzv. poloviční šířka pásu (vždy celé číslo, protože u symetrických matic je b liché číslo)

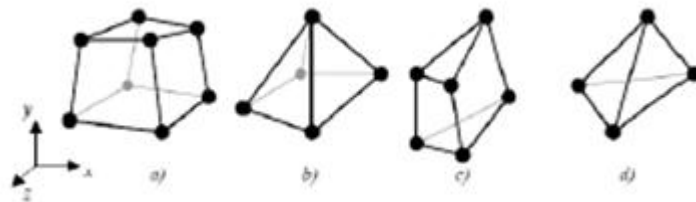
4.2 Základní princip MKP [1][3]

Metoda MKP, v anglickém jazyce FEM (Finite Element Method) je metodou, která vznikla v polovině padesátých let minulého století pro potřeby výpočtů konstrukcí v leteckém, kosmickém, jaderném a vojenském průmyslu. Odtud se pak rozšířila do dalších odvětví průmyslové praxe.

Výhodou numerických metod je, že umožňují řešit i problémy na složitějších tělesech oproti analytickému přístupu, kdy lze řešit jen elementární tělesa, které se jako strojní součásti vyskytují zcela výjimečně. Faktickým omezením je pouze kapacita dostupného hardwaru a časové nároky na výpočet. Výsledky se ovšem vztahují jen ke konkrétně zadanému případu, jakékoli úpravy, optimalizace apod. vyžadují opakování celého náročného procesu řešení.

Již z názvu vyplývá, že základním kamenem MKP je prvek konečných rozměrů. Tato analýza vyžaduje rozdělení řešené oblasti do podoblastí tzv. prvků, které musí tuto oblast spojitě a jednoznačně vyplňovat. Tato operace se nazývá *diskretizace oblasti*. Pro každý typ prvku je kromě dimenze (prutový, dvourozměrný, třírozměrný) a tvaru, charakteristický počet a poloha bodů, v nichž se určují neznámé parametry řešení problému. Pro tyto prvky se používá název uzly. Hustota, rozložení a typ zvoleného prvku mají klíčový vliv na kvalitu řešení a kapacitní nároky na paměť počítačů. MKP založena na počtu variačním, jenž hledá minimum funkcionálu. Základní dělení MKP vychází z variačního principu, který je použit:

- Silová varianta metody konečných prvků - vyplývá z Castiglianova variačního principu. Nezávislé veličiny jsou složky tenzoru napjatosti.
- Deformační varianta metody konečných prvků - vyplývá z Lagrangeova variačního principu. Neznámé funkce jsou posuvy.



Obr. 5 Některé typy elementů užívaných v programu Ansys [5]

V současné době se převážně používá deformační varianta, jejímž funkcionálem je celková potenciální energie tělesa Π , definována jako rozdíl energie napjatosti W a potenciálu vnějšího zatížení tělesa P :

$$\Pi = W - P \quad (1)$$

kde energie napjatosti a potenciál zatížení jsou dány vztahy:

$$W = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \sigma^T \cdot \varepsilon \cdot dV, \quad P = \int_{\Omega} u^T \cdot o \cdot dV + \int_{\Gamma_p} u^T \cdot p \cdot dS \quad (2)$$

V uvedených vztazích vystupují sloupcové matice:

- posuvů $u^T = [u, v, w]$
- přetvoření $\varepsilon^T = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}]$
- napětí $\sigma^T = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]$
- objemového zatížení tělesa $o^T = [o_x, o_y, o_z]$
- plošného zatížení tělesa $p^T = [p_x, p_y, p_z]$

Variační metody matematiky nám umožňují najít stacionární (resp. minimální) hodnotu tohoto funkcionálu, tudíž i takový tvar, který bude těleso vzhledem ke svým okrajovým podmínkám zaujímat. Z deformačních posuvů pak lze jednoznačně určit tenzory přetvoření, následně pak pomocí daných konstitutivních vztahů při známých materiálových charakteristikách vyhodnotit složky tenzoru napětí.

Rovnice rovnováhy: jedná se o rovnice rovnováhy na elementárním prvku, na který působí mimo složek vnitřních napětí také vnější objemová síla (např. gravitace). Představují vzájemné závislosti mezi složkami tenzoru napětí.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + o_x &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + o_y &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + o_z &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Rovnice geometrické: platí pro malá přetvoření řádově 10^{-2} a menší. Vyjadřují vazbu mezi složkami posuvů a přetvoření. Jedná se o složky tenzoru přetvoření.

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} & \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} & \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} & \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{aligned} \quad (4)$$

Konstitutivní vztahy: Vyjadřují závislost mezi deformací a napětím v bodě tělesa. Nejjednodušší závislost je pro lineárně pružný, izotropní (Hookovský) materiál, jehož vlastnosti nám určují dvě experimentálně určené konstanty- Youngův modul pružnosti E a Poissonovo číslo μ . Tato závislost musí být pro každý materiál určena experimentálně. Vztahy též nazýváme *zobecněný Hookeův zákon*.

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] & \gamma_{xy} &= \frac{1}{G} \tau_{xy} \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)] & \gamma_{yz} &= \frac{1}{G} \tau_{yz} \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] & \gamma_{zx} &= \frac{1}{G} \tau_{zx} \end{aligned} \quad (5)$$

Pro modul pružnosti ve smyku: $G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$ (6)

4.2.1 Diskretizace spojitěho problému

Těleso je rozděleno na určitý počet vhodných prvků. Vhodnými prvky rozumíme dělení, jež je postačující z hlediska řešeného problému s ohledem na výpočetní náročnost a požadovanou přesnost výsledku. Například pokud lze úlohu řešit, jako rovinou zvolíme rovinné prvky, pokud to řešení dovoluje; prutové prvky. Pro názornost je další postup uveden pro prutové

těleso zatížené jen vlastní tíhou. V MKP jsou posuvy aproximovány jako součet předem daných básových funkcí $\tilde{u}_i, \tilde{v}_j, \tilde{w}_k$.

$$u = \sum_{i=1}^l a_i \cdot \tilde{u}_i \quad ; \quad v = \sum_{j=1}^m b_j \cdot \tilde{v}_j \quad ; \quad w = \sum_{k=1}^n c_k \cdot \tilde{w}_k \quad , \quad (7)$$

kde $\tilde{u}_i, \tilde{v}_j, \tilde{w}_k$ jsou zmíněné známé básové funkce a koeficienty a_j, b_j, c_j , jsou neznámé koeficienty.

Tudíž volíme stupeň polynomu básové funkce, kterou budeme aproximovat posuvy. Stupeň polynomu volíme s uvážením stejných zásad jako u volby prvku. Pro již zmíněnou rovinou prutovou úlohu postačuje lineární aproximace.

$$u(x) = \mathbf{N} \cdot \delta \quad , \quad (8)$$

kde $\mathbf{N} = [N_1, N_2]$ je matice básových funkcí posuvů,

$\delta = [u_1, u_2]^T$ je matice deformačních parametrů; její prvky jsou posuvy uzlových bodů, které představují neznámé parametry řešení. Básové funkce mají explicitně daný tvar a musí splňovat určité předpoklady. Pro ilustraci např.

$$N_1 = \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} \quad , \quad N_2 = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad , \quad (9)$$

v němž x_1, x_2 jsou souřadnice uzlových bodů. Posuv libovolného vnitřního bodu je pak dán vztahem:

$$u(x) = N_1(x) \cdot u_1 + N_2(x) \cdot u_2 \quad . \quad (10)$$

Stejným způsobem jsou aproximovány průběhy $u(x)$ na ostatních prvcích, přičemž sdílení stejného uzlu mezi prvky znamená sdílení i stejného deformačního parametru a tedy automatické mezi prvkové spojitost i posuvu $u(x)$.

4.2.2 Vytvoření matice tuhosti

Potenciální energie vnějších sil je integrální veličina. Její výsledná hodnota je součtem jednotlivých příspěvků na jednotlivých prvcích:

$$\Pi = \sum_{i=1}^3 \Pi_i ,$$

kde $\Pi_1 = W_1 - P_1$

a energie napjatosti (uvážíme-li, že $dV=Sdx$) má tvar:

$$W_1 = \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{2} \sigma \cdot \varepsilon \cdot S dx \quad (11)$$

Pro výpočet energie napjatosti (11), je nutné vyjádřit napětí a přetvoření jako funkce posuvů $u(x)$.

Z geometrických rovnic (4) víme, že přetvoření je derivace funkce posuvu $u(x)$ podle x .

$$\varepsilon = \frac{d}{dx}(N \cdot \delta) = B \cdot \delta , \quad (12)$$

kde matice \mathbf{B} vznikla derivací matice \mathbf{N} .

Tudíž pro lineární aproximaci posuvů (lineární bázovou funkci) je přetvoření nad prvkem o řád nižší, tedy konstantní. Totéž platí pro napětí.

$$\sigma = E \cdot B \cdot \delta = \delta^T \cdot B^T \cdot E \quad (13)$$

Dosazením (12) a (13) do (11), po úpravách vyjádříme energii napjatosti prvku do tvaru:

$$W_1 = \frac{1}{2} \delta^T \cdot \left(ES \int_{x_1}^{x_2} B^T B dx \right) \cdot \delta = \frac{1}{2} \delta^T \cdot k \cdot \delta , \quad (14)$$

kde k je prvková matice tuhosti prvku

$$k = \frac{ES}{L_p} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}. \quad (15)$$

Prvky této matice mají fyzikální rozměr tuhosti. Dále uvádím další známé míry tuhosti přímého prutu délky L_p . Tuhost konce prutu $4EJ/L_p$, převádějící tuhost $2EJ/L_p$, výchylková tuhost $6EJ/L_p^2$, posouvající tuhost $12EJ/L_p^3$.

4.2.3 Matice zatížení prvku

Prut je zatížen jen vlastní tíhou což je objemová síla $o=\rho \cdot g$ působící v elementárním objemu $dV=Sdx$. Po dosazení do vztahu pro potenciál zatížení dostaneme:

$$P_1 = \int_{x_1}^{x_2} u \rho g S dx. \quad (16)$$

Dosazením za $u(x)$ z rovnice (8) vyjádříme potenciál:

$$P_1 = \delta^T \cdot f, \quad (17)$$

kde f je prvková matice vnějšího zatížení

$$f = \frac{1}{2} \rho g S L_p \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (18)$$

Matice f zabezpečuje diskretizaci spojitého zatížení. Její prvky představují celkovou objemovou sílu působící na prvek, soustředěnou do krajních uzlů v podobě uzlových sil. Obdobně by byla do uzlů rozdělena i další zatížení. Všechna zatížení jsou soustředěna v uzlech a silová interakce mezi prvky probíhá pomocí uzlů, přestože uživatel zadává zatížení obvykle jako liniová, plošná nebo prostorová, je zatížení ve smyslu statické ekvivalence nahrazeno do jednotlivých uzlů.

4.2.4 Globální matice tuhosti a zatížení

Matice \mathbf{k} , \mathbf{f} nám umožňují vyjádření energie napjatosti i potenciál zatížení jako funkce posuvu prvku. Pro ostatní prvky vyjádříme jejich matice analogicky. Pokud rozdělíme řešený prut na prvky stejné délky, při zachování E , S , ρ budou jejich matice \mathbf{k} , \mathbf{f} identické s maticemi již vyjádřenými. Nyní potřebujeme vyjádřit celkový potenciál řešeného tělesa. K tomu je vhodné sdružit všechny deformační parametry úlohy do jediné, globální matice deformačních parametrů $\mathbf{U} = [u_1, u_2, u_3, u_4]^T$. Chceme-li pak energii napjatosti prvního prvku vyjádřit podobně jako ve vztahu (14)

$$W_1 = \frac{1}{2} \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{K}_1 \cdot \mathbf{U}, \quad (19)$$

Je třeba matici tuhosti prvku rozšířit o příslušný počet řádků a sloupců:

$$\mathbf{K}_1 = \frac{ES}{L_p} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (20)$$

Celková energie napjatosti je pak součtem prvkových příspěvků

$$W = \sum_{i=1}^3 W_i = \frac{1}{2} \mathbf{U}^T \cdot (\mathbf{K}_1 + \mathbf{K}_2 + \mathbf{K}_3) \cdot \mathbf{U} = \frac{1}{2} \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{U}. \quad (21)$$

Kde

$$\mathbf{K} = \frac{ES}{L_p} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ -1 & 2 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 2 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}, \quad (22)$$

je globální *matice tuhosti* (též *matice tuhosti konstrukce*). Jedná se o algebraický součet lokalizovaných matic tuhosti všech prvků. Stejným způsobem získáme i *celkovou matici*

zatížení F , algebraický součet všech lokalizovaných vektorů transformovaného zatížení všech prvků

$$P = \sum_{i=1}^3 P_i = U^T \cdot (F_1 + F_2 + F_3) = U^T \cdot F, \quad (23)$$

$$F = \frac{1}{2} \rho g S L_p \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 2 \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (24)$$

4.2.5 Základní rovnice MKP

Vycházíme ze základní rovnice pro celkovou potenciální energii tělesa $\Pi = W - P$. Tu rozepíšeme pomocí rovnic (22) a (24) v závislosti na konečném počtu deformačních parametrů, uspořádaných v matici U :

$$\Pi = \frac{1}{2} U^T \cdot K \cdot U - U^T \cdot F \quad (25)$$

Z Lagrangeova variačního principu hledáme minimum funkce Π resp. stacionární hodnotu, jenž je dána podmínkou:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial U} = 0 \quad (26)$$

Z níž plyne:

$$\frac{d\Pi}{dU} = K\Delta - f = 0$$

Tím dospíváme k základní obecně platné rovnici deformační varianty metody konečných prvků.

$$K \cdot U = F \quad (27)$$

Lze snadno dokázat, že determinant matice K je nulový. Tudiž se jedná o singulární matici a soustava tím pádem nemá jednoznačné řešení. To však lze očekávat, jelikož ještě nebyly předepsány okrajové podmínky a nejednoznačnost řešení odráží prostorovou neurčitost tělesa jako celku. Pro deformační variantu MKP ve statických úlohách pružnosti tedy platí obecná zásada:

Řešitel musí vždy předepsat alespoň takové okrajové podmínky, aby zamezil pohybu tělesa jako celku ve všech jeho složkách, které jsou možné s ohledem na typ a dimenzi úlohy.

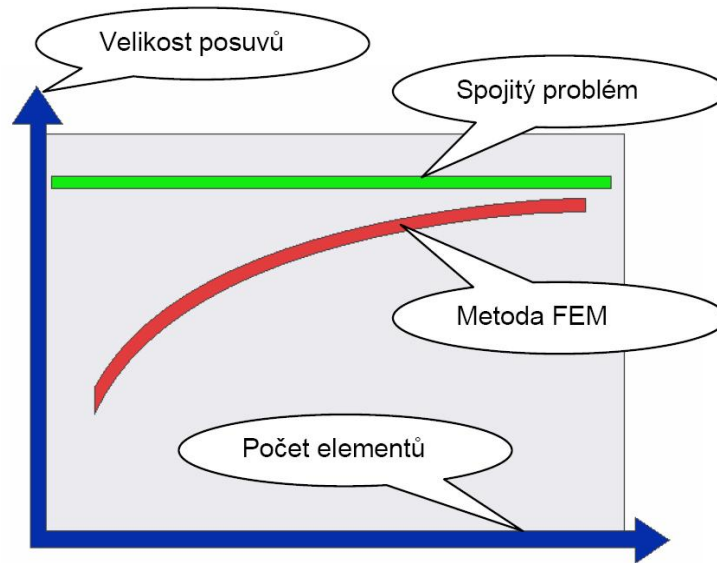
Znamé deformační parametry např. $u_I=0$ tedy vypouštíme z matice neznámých parametrů U , čímž se matice soustavy stává nesingulární a řešením rovnice (27) získáváme posuvy všech uzlových bodů. Tím pádem jsme schopni z rovnice (12) určit jednotlivá přetvoření a napětí z rovnice (13). V libovolném uzlu řešené oblasti.

4.2.6 Pojednání o konvergenci a přesnosti MKP [1][2]

Konvergencí výpočtu rozumíme přibližování výsledku výpočtu MKP k řešení spojitého problému při zhušťování sítě konečných prvků. Konvergence řešení je nutná pro dosažení dostatečně přesného výsledku. Aby toho bylo dosaženo, musí dle [2] každý typ prvku splňovat následující kritéria:

- Na hranici mezi prvky i uvnitř prvku musí aproximované posuvy splňovat minimální požadavky spojitosti, závislé na typu úlohy. Konkrétněji: u masivních tělesových prvků s deformačními parametry u, v, w . Obvykle postačuje spojitost v posuvech na hranicích; u tenkostěnných prvků s rotačními parametry v uzlech $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ je potřebná i spojitost prvních derivací posuvů; hladkost průhybové čáry, resp. plochy.
- Při posuvu prvku jako celku musí zůstat napětí i přetvoření nulová.
- Prvek musí být schopen přesně popsat stav konstantního přetvoření.

U prvků, jež splňují následující podmínky je zaručená konvergence, jedná se o monotónní konvergenci zdola, vyjádřeno v posuvech (viz. obr. 6). Znamená to tedy, že vypočtené posuvy jsou obecně menší než skutečné. Zvyšováním počtu prvků tedy zvyšujeme poddajnost výpočtového modelu.



Obr. 6 Konvergence posuvů [5]

Podstatná je pro nás chyba konkrétního výpočtu pro zvolený typ prvku a vybranou hustotu sítě. Jedná se o tzv. diskretizační chybu vzniklou řešením spojitého problému numerickým výpočtem, poskytujícím po částech spojitě výsledky.

Základní problém při určování této chyby je ten, že hledáme chybu vzhledem ke spojitému řešení, které u většiny praktických úloh neznáme.

Proto vycházíme z míry nespojitosti numericky získaných napětí na hranicích mezi prvky. Jak již bylo uvedeno, při lineární či kvadratické aproximaci je mezi prvkový průběh posuvů spojitý, ale napětí mají obecně nespojitý průběh na hranách prvků. K získání přijatelnějšího průběhu jsou napětí po hranách prvků zprůměrována a proložena vhodnou spojitou křivkou. Nad každým prvkem pak máme napětí dvojího typu: primární výsledek výpočtu σ^i , mezi prvky nespojitý, a dodatečnou spojitou aproximaci σ^a . Rozdíl mezi nimi označujeme $\Delta\sigma$.

V současné době se obvykle považuje za chybový parametr odchylka v energiích napjatosti pro stav určený napětím σ^i a stav určený napětím σ^a .

4.2.7 Výsledná energetická chyba e .

Na obr. 7 jsou uvedena napětí zobrazena pro příklad prutu namáhaného tahem. Potom pro každý prvek můžeme vyčíslit chybu energie napjatosti i -tého prvku e_i jako integrál

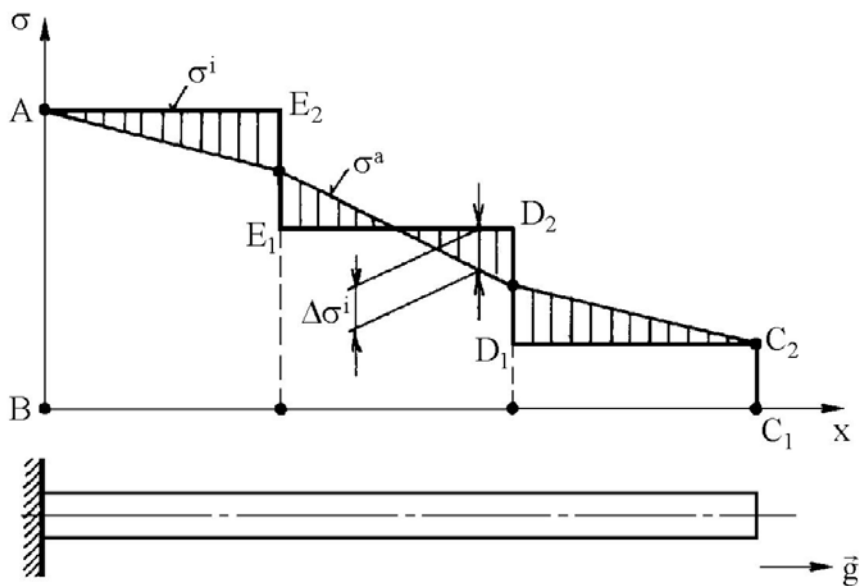
$$e_i = \frac{1}{2} \int_{\Omega_i} \Delta \sigma^T \cdot D^{-1} \cdot \Delta \sigma dV, \quad (28)$$

kde \mathbf{D} je matice materiálových parametrů. Výslednou energetickou chybu celé konstrukce získáme jako součet prvkových příspěvků.

$$e = \sum_{i=1}^{N_r} e_i, \quad (29)$$

kde e je energetická chyba celé konstrukce, N_r je počet prvků celé řešené oblasti, pro kterou chybu vyčíslujeme. Představu o celkové energetické chybě nám dává vyšrafovaná oblast na obr. 7.

Bylo teoreticky ukázáno, že nejefektivnější model při dané hustotě sítě je takový, pro který je hodnota energetické chyby e_i pro všechny prvky stejná.



Obr. 7 Průběh napětí po prvku [1]

4.2.8 Relativní energetická chyba E

Tato hodnota je v procentech vztažena k celkové energii napjatosti U . Energie napjatosti je určena z neaproximovaných průběhů napětí a přetvoření. Představu o celkové energii napjatosti graficky poskytuje plocha uzavřená čarou $ABC_1C_2D_1D_2E_1E_2A$ na obr. 7.

$$E = 100 \cdot \sqrt{\frac{e}{U + e}} \quad (30)$$

Uvedený odhad chyby E je schopen posoudit jen vhodnost navržené sítě vzhledem k danému modelu geometrie, nikoli ke skutečné geometrii. Chyba při vytváření modelu geometrie (zanedbání pevnostně důležitého tvarového detailu) je tímto přístupem neodhalitelná.

4.3 Diskretizace dynamického problému pomocí MKP [1][3]

Sestavení základních matic při řešení dynamické úlohy lze ilustrovat na jednorozměrné úloze. U dynamických úloh jsou hledané veličiny a tedy i posuvy jako nezávislé neznámé funkce času.

$$u(x, t) = \mathbf{N}(x) \cdot \boldsymbol{\delta}(t) \quad , \quad (31)$$

jejich časovou derivací pak získáme rychlosti a zrychlení uzlových bodů

$$\dot{u} = \mathbf{N} \cdot \dot{\boldsymbol{\delta}} \quad , \quad (32)$$

$$\ddot{u} = \mathbf{N} \cdot \ddot{\boldsymbol{\delta}} \quad . \quad (33)$$

Setrvačné síly zahrneme do algoritmu MKP prostřednictvím objemového zatížení, které rozšíříme pomocí d'Alembertova principu o setrvačný člen $-\rho\ddot{u}$. Dosazením takto rozšířeného objemového zatížení do výrazu pro celkovou potenciální energii Π dostaneme v případě naší jednorozměrné úlohy

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_L \sigma \varepsilon S dx + \int_L u \rho \ddot{u} S dx - \int_L u \rho g S dx \quad (34)$$

Zaměříme se na 2. člen tohoto výrazu, který představuje příspěvek setrvačných sil a rozšiřuje celkovou potenciální energii (34). Dosazením za u a \ddot{u} z (31) a (33) získáme

$$\boldsymbol{\delta}^T \int_{x_1}^{x_2} \mathbf{N}^T \rho \mathbf{N} S dx \ddot{\boldsymbol{\delta}} = \boldsymbol{\delta}^T \mathbf{m} \ddot{\boldsymbol{\delta}} \quad , \quad (35)$$

kde \mathbf{m} je matice hmotnosti prvku, jejíž explicitní tvar pro náš prutový prvek je

$$\mathbf{m} = \frac{1}{6} \rho h S \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \quad . \quad (36)$$

Ostatní části funkcionálu Π dle 34 vedou po diskretizaci k prvkovým maticím tuhosti \mathbf{k} a zatížení \mathbf{f} . Sestavení celkové matice hmotnosti \mathbf{M} se provede z prvkových příspěvků stejně, jako u matice \mathbf{K} , a po předepsání okrajové podmínky $u_1 = 0$ má základní rovnice MKP pro dynamickou úlohu bez tlumení tvar

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F}(t) . \quad (37)$$

Celková matice hmotnosti vypadá v našem konkrétním případě takto:

$$\mathbf{M} = \frac{1}{6} \rho h S \begin{bmatrix} 4 & 1 & 0 \\ 1 & 4 & 1 \\ 0 & 1 & 2 \end{bmatrix} . \quad (38)$$

Vzhledem k identickému algoritmu sestavování celkových matic \mathbf{M} a \mathbf{K} z prvkových příspěvků má \mathbf{M} i stejnou strukturu obsazení nulových a nenulových prvků jako \mathbf{K} . Takto sestavená matice hmotnosti se nazývá *konzistentní*. Kromě toho se v MKP často pracuje s maticí hmotnosti *diagonální*, jejíž použití bývá v souvislosti s některými algoritmy řešení dynamických úloh výhodnější. Diagonální matice je nejčastěji vytvořena přičtením hodnot mimodiagonálních prvků každého řádku konzistentní matice na diagonálu, fyzikálně pak představuje soustředění hmotnosti přilehlé části prvku do uzlu. V naší úloze by diagonální matice hmotnosti měla tvar

$$\mathbf{M} = \frac{1}{2} \rho h S \begin{bmatrix} 2 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (39)$$

Kromě matic hmotnosti a tuhosti je v mnoha případech nutno do pohybové rovnice zahrnout i vliv tlumení prostřednictvím matice \mathbf{C} . Základní rovnice v dynamickém případě má potom tvar

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F}(t) . \quad (40)$$

Na rozdíl od matic \mathbf{K} , \mathbf{M} , které jsou odvozeny od dobře známých a snadno měřitelných materiálových vlastností (modul pružnosti E , Poissonovo číslo μ , hustota ρ), je podobné odvození matice tlumení problematické. Na výsledném efektu tlumení se totiž často společně podílejí různou měrou tři odlišné vlivy:

- materiálové tlumení, tj. nevratná přeměna části deformační energie v teplo,

- konstrukční tlumení, způsobené mikroprokluzy a třením mezi různými montážními celky, spojenými pomocí šroubů, nýtů, čepů a jiných spojovacích prostředků,
- tlumicí vliv prostředí, narůstající s rychlostí dynamických dějů a viskozitou okolí.

Vyjádřit matici tlumení jednoduchým a přitom spolehlivým způsobem z elementárních fyzikálních veličin, popisujících výše uvedené vlivy, je prakticky nemožné. Nejčastěji se proto matice tlumení formuluje jako proporcionálně úměrná (tzv. „proporcionální tlumení“) dvěma zbývajícím maticím (40), tedy ve tvaru

$$\mathbf{C} = \alpha \cdot \mathbf{M} + \beta \cdot \mathbf{K} \quad (41)$$

kde konstanty α a β musí být stanoveny experimentálně z měření odezvy analyzované dynamické soustavy.

4.4 Vlastní netlumené kmitání [1][2]

Nejčastěji prováděným typem dynamického výpočtu pomocí MKP je úloha vlastního (volného) netlumeného kmitání, označovaná též jako modální analýza – určení vlastních tvarů a frekvencí. Tento problém vychází z rovnice (37), v níž není uvažováno buzení

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{0} \quad (42)$$

Za předpokladu harmonického kmitání $\mathbf{U} = \bar{\mathbf{U}} e^{i\Omega t}$ dostaneme po dvojí derivaci, dosazení do (42) a úpravě

$$(\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M}) \cdot \bar{\mathbf{U}} = \mathbf{0}, \quad (43)$$

kde $\bar{\mathbf{U}}$ je sloupcová matice amplitud harmonických kmitů a Ω úhlová frekvence kmitání. Jedná se z matematického hlediska o řešení tzv. *vlastního problému*, známého i z jiných kapitol mechaniky (viz hlavní složky tenzoru napětí, Eulerův případ ztráty stability aj.). Jak známo, rovnice (43) má netriviální řešení pouze pro diskrétní hodnoty *vlastních* frekvencí Ω_i , $i = 1, n$, kde n je řád matic \mathbf{K} , \mathbf{M} . Vlastní frekvence plynou z podmínky nulového determinantu

$$\det|\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M}| = 0 \quad (44)$$

Každé z vlastních frekvencí Ω_i přísluší vlastní tvar kmitání $\bar{\mathbf{U}}_i$. Podrobněji je problematika pojednána v každé učebnici dynamiky a kmitání, viz např. [11] Zde pouze zdůrazníme, že v systémech MKP se k řešení *vlastního problému* standardně nabízí celá řada algoritmů,

v Ansysu např. sedm, vhodných pro různé případy. Pro velké soustavy se symetrickými maticemi bez tlumení dle rovnice (43) lze doporučit metodu iterace v podprostoru (subspace iteration method), případně Lanczosovu metodu.

Cílem modální analýzy je v první řadě získání základních dynamických charakteristik řešené struktury tak, aby bylo možno předejít rezonanci za provozu. Kromě toho je ovšem modální řešení výchozím bodem pro mnohé další, podrobnější dynamické analýzy jako je analýza přechodových dějů, harmonická či spektrální analýza. Zpravidla není nutno z (43) určovat všechny vlastní frekvence a tvary kmitání, ale pouze malé množství nejnižších vlastních hodnot. U těch za provozu nejvíce hrozí kolize s některou z budících frekvencí vnějšího zatížení a dosažení nebezpečného rezonančního stavu se všemi negativními důsledky.

V MKP systémech bývá obvyklé k vlastním tvarům $\bar{\mathbf{U}}$, tedy k amplitudám posuvů, dopočítávat i jim odpovídající průběhy napětí – tedy amplitudy složek napětí při dané frekvenci. K tomu je třeba připomenout, že řešení vlastní úlohy poskytuje amplitudy $\bar{\mathbf{U}}$ i amplitudy napětí v podobě poměrných čísel, jistým způsobem normovaných. Nelze tedy určit konkrétní hodnoty napětí, nýbrž pouze tvar napěťového pole při dané frekvenci.

Hodnoty vlastních frekvencí na výstupu ze systémů MKP pak bývá obvyklé poskytovat ne v podobě úhlových frekvencí Ω , ale v podobě frekvence (kmitočtu) f , vyjádřené v Hz:

$$f = \Omega / 2\pi.$$

4.5 Vynucené netlumené harmonické kmitání [1][2]

Uvažujme mechanickou soustavu bez tlumení, která je harmonicky buzena soustavou sil

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \bar{\mathbf{F}} e^{i\omega t}. \quad (45)$$

V ustáleném stavu bude celá soustava kmitat harmonicky s budící frekvencí $\mathbf{U} = \bar{\mathbf{U}} e^{i\omega t}$. Velikost amplitud kmitání $\bar{\mathbf{U}}$ dostaneme obdobně jako v předchozím odstavci dosazením za \mathbf{U} do rovnice (45) a úpravami. Získáme tak rovnici pro určení $\bar{\mathbf{U}}$ ve tvaru

$$\hat{\mathbf{K}} \cdot \bar{\mathbf{U}} = \bar{\mathbf{F}}, \quad (46)$$

kde $\hat{\mathbf{K}}$ je dynamická matice tuhosti:

$$\hat{\mathbf{K}} = (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}). \quad (47)$$

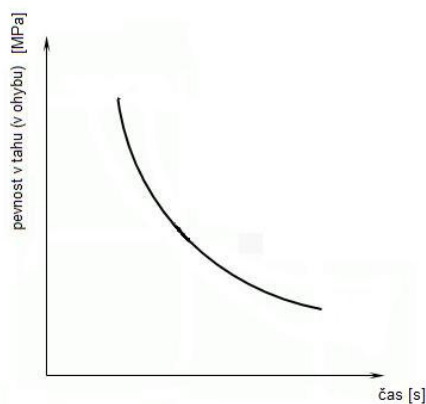
Na rozdíl od řešení vlastního problému je nyní ω známá budicí frekvence a matici $\widehat{\mathbf{K}}$ je snadné sestavit, pokud platí $\omega \neq \Omega_i$, $i = 1, n$. V případě rovnosti má matice $\widehat{\mathbf{K}}$ nulový determinant (srovnej s (44)) a soustava (46) nemá jednoznačné řešení. To je v souladu se skutečností, že budicí frekvence je rovna vlastní frekvenci a netlumená soustava je v rezonanci – amplitudy rostou nade všechny meze.

4.6 Mezní stav únavy [4]

Pod pojmem únava materiálu rozumíme postupné změny jeho vlastností a jeho lom vlivem namáhání. Podle typu namáhání materiálu rozlišujeme únavu statickou a dynamickou. Statická únava vzniká konstantním zatížením materiálu a je významná zejména pro křehké materiály – sklo a keramiku. Dynamická únava nastává při proměnlivém zatížení a probíhá u všech materiálů. Protože nejvíce dynamicky zatěžovaných konstrukcí a součástí je vyrobeno z kovových materiálů, je dynamická únava nejpodrobněji prostudována právě pro tuto skupinu. Je důležité si uvědomit, že při namáhání může po určité době dojít k únavovému lomu materiálu, i když velikost zatěžovacího napětí nejnižší, než je mez kluzu a mez pevnosti.

4.6.1 Statická únava

Pokud je materiál dlouhodobě zatížen konstantním napětím, statická únava se projevuje postupným poklesem jeho pevnosti (obr. 8). Příčinou tohoto procesu je pomalý růst přítomných mikrotrhlin. Čím vyšší je zatěžovací napětí, tím rychlejší je růst trhlin a tím rychleji klesá pevnost materiálu.



Obr. 8 Statická únava projevující se postupným poklesem pevnosti [4]

Závislost rychlosti růstu trhlin $da/d\tau$ (a - velikost trhliny, τ - čas) na součiniteli intenzity napětí se vyjadřuje vztahem:

$$\frac{da}{d\tau} = A \cdot K^N \quad (48)$$

Ve kterém A a N jsou konstanty. Statická únava (růst mikrotrhlin) neprobíhá při jakémkoli zatížení, nýbrž obvykle až od určité minimální hodnoty součinitele intenzity napětí K . Tato hodnota se nazývá mez statické únavy K_m . Pro řadu keramických materiálů a skel platí empirický vztah mezi hodnotou K_m a lomovou houževnatostí K_c .

$$K_m \approx (0,2 - 0,3) \cdot K_c$$

4.6.2 Dynamická únava

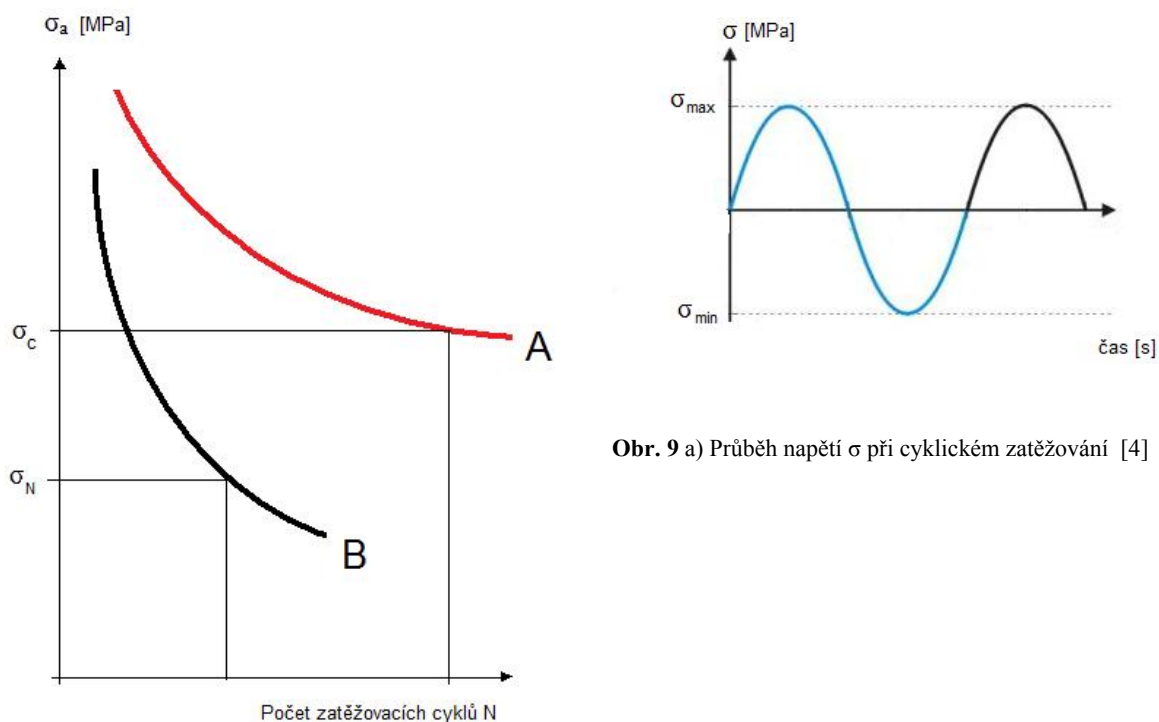
Tento proces je významný zejména pro kovové materiály, které jsou v provozu zatěžované proměnlivým napětím. Únava kovových materiálů je příčinou více než 80% všech detekovaných provozních poruch. Proměnlivé namáhání rozlišujeme cyklické, nebo náhodné. Pro studium únavového chování je výhodnější použít cyklické namáhání, které lze popsat jednoduchými parametry.

Příčinou únavového poškození materiálů jsou nevratné změny způsobené cyklickou plastickou deformací. I když je materiál zatěžován proměnlivým namáháním, které stále zůstává v elastické oblasti, koncentruje se v okolí přítomných defektů napětí a dochází k plastické deformaci. Cyklická plastická deformace neustále pohlcuje energii, což se nakonec projeví v únavovém lomu materiálu.

4.6.3 Únavová křivka

Testování únavového chování materiálů lze provádět mnoha způsoby zatěžování (tah – tlak, pulzující tah, pulzující tlak, ohyb, krut atd.). Při klasickém testu je materiál cyklicky zatěžován napětím s amplitudou σ_a (polovina rozdílu mezi maximálním a minimálním napětím, viz obr. 9 a) tak dlouho, až dojde k únavovému lomu. Závislost amplitudy napětí σ_a na počtu zatěžovacích cyklů N (v logaritmických souřadnicích) do lomu materiálu se nazývá

Wöhlerova (únavová) křivka. Možné průběhy této křivky jsou ukázány na obr. 9 b). Křivky mají klesající charakter, což znamená, že čím nižší amplitudou napětí je materiál zatěžován, tím vyšší počet cyklů „vydrží“. Z Wöhlerovy křivky lze stanovit maximální počet cyklů (životnost) materiálu při daném zatížení nebo naopak maximální zatížení při daném počtu cyklů (životnosti). Vedle kovových materiálů jsou únavové křivky používány rovněž pro popis chování polymerů.



Obr. 9 a) Průběh napětí σ při cyklickém zatěžování [4]

Obr. 9 b) Wöhlerovy křivky A – ocel, B hliníková slitina[4]

Z obr. 9 b) vidíme, že pokles Wöhlerovy křivky typu A, která je charakteristická např. pro oceli, se po určitém počtu cyklů zastaví. To znamená, že lze stanovit amplitudu napětí, při které materiál teoreticky vydrží neomezený počet zatěžovacích cyklů. Taková veličina se nazývá mez únavy σ_c . U jiných materiálů (např. slitiny hliníku) Wöhlerova křivka neustále klesá (typ B), což znamená, že je třeba volit časovou (smluvní) mez únavy σ_N , která odpovídá předem zvolenému počtu cyklů do lomu (např. $5 \cdot 10^8$ cyklů).

Vedle cyklického zatěžování s konstantní amplitudou napětí σ_a je v současnosti běžné rovněž testování při cyklickém zatěžování s konstantní amplitudou celkové deformace materiálu ϵ_{ac} . Únavové chování se pak vyjadřuje jako závislost ϵ_{ac} na počtu cyklů do lomu N

(obojí v logaritmických souřadnicích), která má podobný průběh jako únavová křivka na obr. 9.

Podle velikosti cyklického zatěžování rozlišujeme nízkocyklovou a vysokocyklovou únavu. Při nízkocyklové únavě je amplituda napětí σ_a vyšší než mez kluzu materiálu a maximální počty zatěžovacích cyklů do lomu se pohybují kolem 10^4 až 10^5 . Při vysokocyklové únavě je amplituda napětí nižší než mez kluzu a počet zatěžovacích cyklů do lomu bývá obvykle vyšší než 10^5 .

4.6.4 Stádia únavového procesu

Únavový proces má tři základní stádia:

1. změny mechanických vlastností materiálu,
2. iniciace únavové trhliny,
3. pomalý růst únavové trhliny a rychlé dolomení.

4.6.5 Změny mechanických vlastností

V počátečním stádiu únavového procesu se mohou měnit mechanické vlastnosti některých materiálů. Příčinou jsou změny hustoty a uspořádání mřížkových poruch, k nimž dochází v objemu materiálu. V měkkých a plastických kovových materiálech může docházet k cyklickému zpevnění, což znamená, že se postupně zvyšuje mez kluzu tohoto materiálu. U materiálů méně plastických a pevných naproti tomu probíhá cyklické změkčení, kdy se mez kluzu snižuje.

4.6.6. Iniciace únavové trhliny

Fáze iniciace únavové trhliny může představovat významnou část únavové životnosti. K iniciaci únavové trhliny často dochází na povrchu materiálu a to v místech vrubů, kde se koncentruje napětí (závity, rýhy, nedokonalé svarové spoje, vměstky, mikrotrhliny atd.). Na materiálech s hladkým povrchem vlivem cyklické deformace vzniká povrchový reliéf, na kterém následně nukleuje únavová trhlina. Na kovech je mechanismus vzniku reliéfu podobný skluzu.

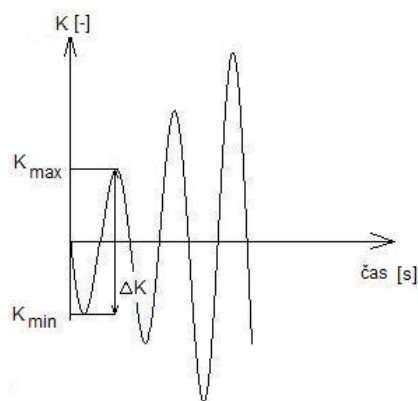
4.6.7 Růst únavové trhliny

V první fázi růstu se únavová trhlina šíří podél aktivních skluzových rovin v zrnech, kde je maximální smykové napětí (často pod úhlem 45° ke směru cyklického namáhání). Tato fáze probíhá poměrně pomalu a může představovat až 90% životnosti součásti. Později se směr růstu trhliny stáčí kolmo k cyklickému napětí a této fázi odpovídá charakteristický žlábkovitý reliéf lomové plochy, nazývaný únavová striace. Poklesne-li nosný průřez materiálu pod určitou mez, jinými slovy překročí-li součinitel intenzity napětí K hodnotu lomové houževnatosti materiálu K_C , dojde k rychlému dolomení materiálu bez výrazné plastické deformace. Jednotlivá stádia únavového procesu lze sledovat na výsledné lomové ploše materiálu.

Růst únavové trhliny může trvat i řadu let. V řadě aplikací nestačí znát pouze únavovou křivku, která určuje konečné podmínky únavového lomu materiálu, důležitá je rovněž znalost rychlosti růstu únavové trhliny. Pak je možno stanovit bezpečné intervaly kontrol a oprav součástí bez nebezpečí katastrofického porušení.

Jak únavový trhlina postupně roste, zvyšuje se během cyklického zatěžování rovněž cyklická změna součinitele intenzity napětí ΔK .

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$$



Obr. 10 Nárůst cyklické změny součinitele intenzity napětí ΔK během cyklického zatěžování [4]

Rychlost růstu únavové trhliny se obvykle vyjadřuje jako přírůstek její délky a na jeden cyklus zatížení N , tedy jako da/dN .

4.6.8 Faktory ovlivňující únavovou životnost

Mezi hlavní faktory ovlivňující únavovou životnost patří:

1. stav povrchu,
2. velikost zrna (u kovových materiálů),
3. teplota,
4. přítomnost korozního prostředí.

4.6.9 Stav povrchu

Stav povrchu materiálu má na únavové chování výrazný vliv, neboť na povrchu obvykle vznikají únavové trhliny. Pokud chceme zvýšit únavovou životnost, je třeba maximálně omezit přítomnost míst na povrchu, kde by takové trhliny mohly vzniknout (ostré vruby, závity, nedokonalé svarové spoje, vměstky, rýhy). Výrazné zvýšení meze únavy lze rovněž dosáhnout vnesením tlakového pnutí do povrchové vrstvy, což lze realizovat např. zvláštním způsobem tryskání – kuličkováním, u ocelí povrchovým kalením, popř. cementací.

4.6.10 Velikost zrna

Pro zvýšení meze únavy (únavové životnosti) je u kovů žádoucí jemnozrnná struktura, neboť hranice zrn jsou překážkou pro šíření únavové trhliny. Pro závislost meze únavy σ_c (viz obr. 9) na velikosti zrna se někdy využívá empirický vztah:

$$\sigma_c = K_1 + K_2 \cdot d^{-1/2}$$

Kde K_1 a K_2 jsou materiálové konstanty.

4.6.11 Teplota

Vzrůst teploty většinou způsobuje pokles únavové životnosti, neboť se snižuje mez kluzu materiálu, a tudíž se zvyšuje velikost cyklické plastické deformace. Výjimkou jsou materiály, u nichž dochází při určitých teplotách ke zkřehnutí. Přejít na stránku 38

z křehkého do houževnatého stavu při překročení tranzitní teploty vede ke zvýšení meze únavy.

4.6.12 Korozní prostředí

Pokud je během cyklického zatěžování přítomno agresivní korozní prostředí, projeví se to ve snížení únavové životnosti materiálu, neboť prostředí reaguje s materiálem v čele rostoucí únavové trhliny, čímž její růst urychluje.

4.7 Program Ansys [12]

ANSYS je obecně nelineární, multifyzikální program zahrnující strukturální a termodynamickou analýzu, analýzu proudění kontinua, analýzu elektrostatických a elektromagnetických polí a akustické analýzy. Veškeré tyto analýzy lze jednak provádět jednotlivě, ale díky multifyzikálnímu pojetí programu ANSYS je lze také zahrnout do jediné, společné analýzy. ANSYS umožňuje nejen kontrolní výpočty, ale díky parametrizovaným výpočtovým modelům i citlivostní a optimalizační analýzy a rovněž výpočty spolehlivosti.

ANSYS patří od počátku své existence (již přes 40 let na trhu) ke špičkovým inženýrským systémům využívajících metodu konečných prvků (FEM). Od začátku je to průkopník multifyzikálních analýz s vedoucí pozicí v klasických oborech, jakými jsou strojírenství, automobilová a dopravní technika, energetika a také stavební aplikace s procesním inženýrstvím. Tento software lze s velkou výhodou používat i v dalších (úzce specializovaných) oborech, jako je např. mikroelektronika nebo biomechanika.

ANSYS si udržuje vedoucí postavení na trhu simulačních výpočtů. V první stovce největších průmyslových světových společností (podle seznamu magazínu FORTUNE) je 96 uživatelů softwaru ANSYS. Po celém světě je již přes 13 000 spokojených zákazníků firmy ANSYS. Velmi rozšířené a populární jsou i akademické verze používané na univerzitách.

ANSYS patří do kategorie strategický software, jeho vývoz z USA je pečlivě kontrolován a podléhá příslušným vývozním předpisům pro tuto exportní kategorii. Všechny programy

ANSYS mají certifikaci ISO 9001 a další speciální certifikace podle typu užití, kupříkladu pro jadernou energetiku (USNRC), nebo vojenské aplikace. ANSYS podléhá kvalitativní kontrole, což obnáší složitý proces vývoje nových verzí, které mohou být uvolněny k dispozici uživatelům teprve po vyhodnocení komplexního testování na specializovaných pracovištích

5. METODIKA ŘEŠENÍ

Vypracovávání tohoto úkolu bude probíhat v několika hlavních fázích. V první fázi budou navrženy možné konstrukční návrhy v 3D CAD systému Autodesk Inventor ve verzi 2011

Jednotlivé koncepty budou posouzeny a prodiskutovány s konstrukčním oddělením firmy Schneeberger a ty, které budou mít šanci dalšího vývoje, budou podrobeny dalším krokům.

V další fázi budou pro vybrané koncepty vyhotoveny matematické modely pro účel MKP analýzy, která více napoví o tom, zda je patřičný návrh konstrukčně a pevnostně možný. V případě této diplomové práce bude použit pro vytvoření matematických modelů a pevnostních analýz systému ANSYS verze 11. 3D geometrie bude z programu Autodesk Inventor importována do programu Ansys pomocí formátu "SAT" ve kterém bude v Inventoru uložena.

Importované modely budou podrobeny analýzám dle navrženého sledu (viz obr. 11). Jednotlivé analýzy budou podrobně popsány v následujících kapitolách.



Obr. 11 - Navržený sled analýz

5.1 Realizace výpočtu

Výpočty byly realizovány na počítačích ÚMT VUT FSI v Brně. Dle náročnosti byly provedeny na počítačích následujících parametrů:

- Čtyřprocesorové stanice s 3GB RAM, procesor Intel Core Quad inside s frekvencí 2,49 GHz, 250GB harddisk, operační systém Windows XP 32bit
- Intel Pentium Dual CPU T32200 s frekvencí 2GHz, 3GB RAM, 250GB harddisk, operační systém Windows Vista 32bit

6. BUCKLING ANALÝZA

6.1 *Problémová situace*

Základové rámy jsou při výrobě značně zatíženy ostatními částmi formy a vlastním odlitkem, u základových ráků větších rozměrů se pohybuje velikost zatížení až kolem hodnoty 10 tun. Při takto velkém zatížení pokud nebudou základové rámy dostatečně tuhé, mohou některé části konstrukce základového rámu ztrácet vzpěrnou stabilitu.

6.2 *Formulace problému*

K identifikaci částí konstrukce nejvíce náchylných ke ztrátě vzpěrné stability je nutné provést Buckling analýzu, v rámci které bude provedena statická analýza k zavedení předpětí.

6.3 *Cíle řešení*

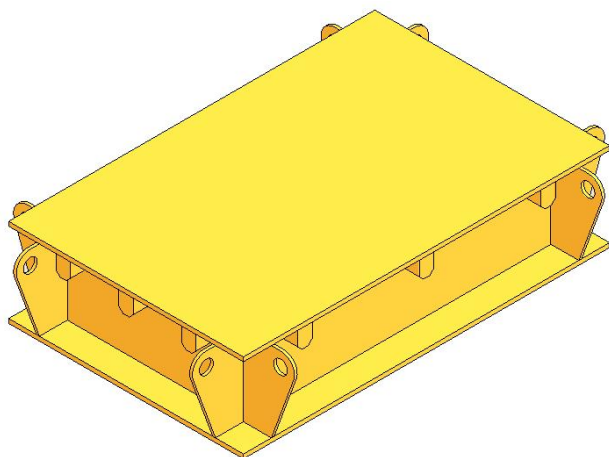
Cílem Buckling analýzy je zajištění vstupu do následujícího posouzení základového rámu z hlediska mezního stavu deformační stability. Budou zde jednoznačně určeny části konstrukce základového rámu, které jako první ztrácejí vzpěrnou stabilitu.

6.4 *Výpočtové modelování*

Tato kapitola se zaměřuje na tvorbu geometrie modelu základového rámu, tvorbu konečnoprvkové sítě, modelu materiálů, vazeb, počátečních podmínek a zatížení. Bude vytvořen hlavní výpočtový model diplomové práce. Jak již bylo zmíněno v předešlých kapitolách, jedná se o zjednodušený výpočtový model základového rámu. Výpočtový model je tvořen v několika krocích, které budou podrobněji popsány v následujících podkapitolách.

6.4.1 *Model geometrie objektu*

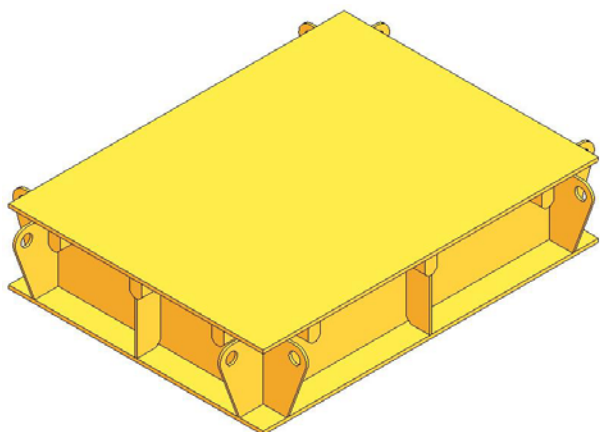
Předmětem řešení jsou čtyři základové rámy pro čtyři hmotnostní třídy odlitků.



Obr. 12 Základový rám hmotnostní třídy 1 tuna

Tab. 1 Základový rám hmotnostní třídy 1 tuna

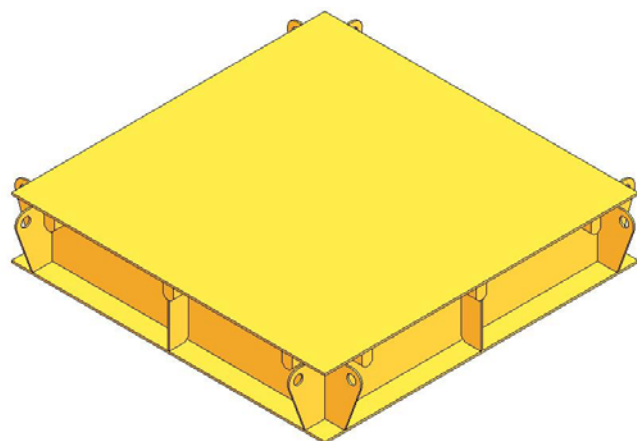
Hmotnostní třída odlitku [t]	1
Délka [mm]	1310
Šířka [mm]	840
Výška [mm]	300



Obr. 13 Základový rám hmotnostní třídy 3 tuny

Tab. 2 Základový rám hmotnostní třídy 3 tuny

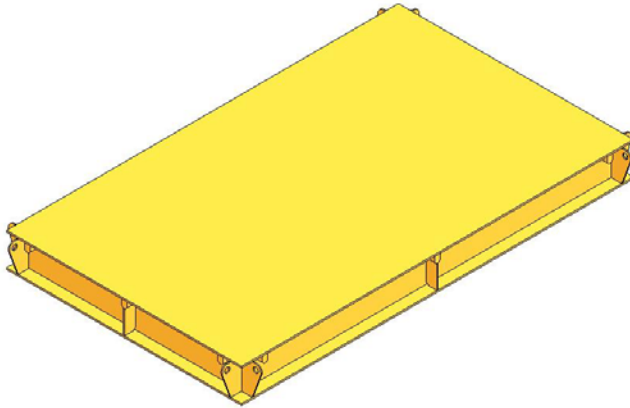
Hmotnostní třída odlitku [t]	3
Délka [mm]	1450
Šířka [mm]	1100
Výška [mm]	300



Obr. 14 Základový rám hmotnostní třídy 5 tun

Tab. 3 Základový rám hmotnostní třídy 5 tun

Hmotnostní třída odlitku [t]	5
Délka [mm]	1630
Šířka [mm]	1630
Výška [mm]	300



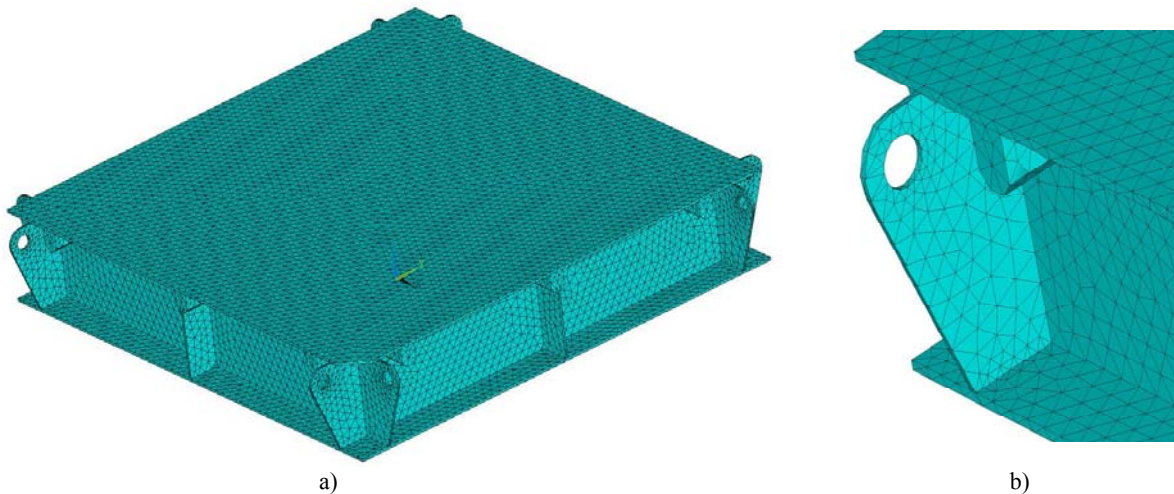
Obr. 15 Základový rám hmotnostní třídy 10 tun

Tab. 4 Základový rám hmotnostní třídy 10 tun

Hmotnostní třída odlitku [t]	10
Délka [mm]	3660
Šířka [mm]	2195
Výška [mm]	300

Diskretizace modelu - Vytvoření sítě konečných prvků

Model je síťován prvkem tvaru nepravidelného čtyřstěnu (20 solid 95) globálně o velikosti 30 viz obr. 16 a). Síť je lokálně zjemněna prvkem o velikosti 10 v místech největší koncentrace napětí, v okolí otvorů pro zavěšení a v místech, kde je výztuha s otvorem pro zavěšení přivařena ke spodní desce viz obr. 16 b)



Obr. 16 a) model základového rámu globálně síťován prvkem o velikosti 30
b) lokální zjemnění sítě v místech koncentrace napětí

Zatěžovací těleso simulující odlitek a formu připevněné k základovému rámu) je síťováno volně viz příloha č. 1

6.4.2 Model materiálu

Ve výpočtovém modelování je uvažován homogenní materiál, izotropní, elasticko-plasticky

Označení materiálu 1.0038,
S235JR,
ČSN 11 375

Pro tento materiál jsou stanoveny parametry:

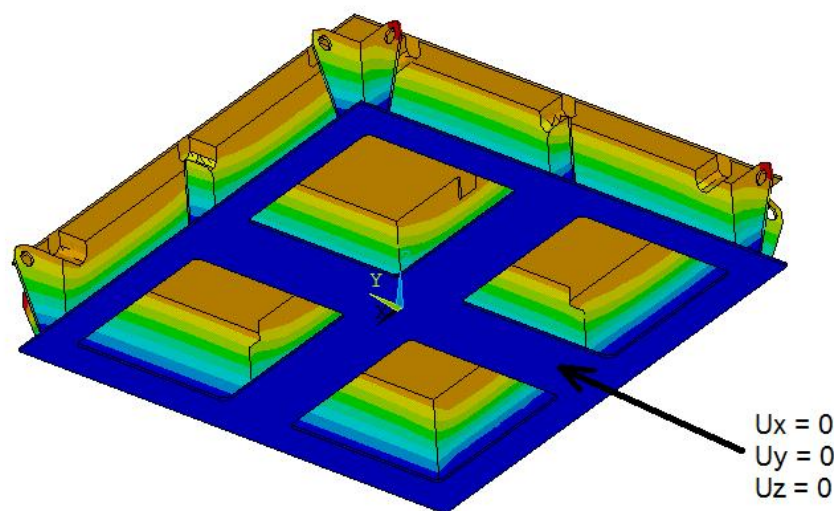
modul pružnosti (Youngův modul) $E = 210\,000\text{MPa}$,

Poissonovo číslo $\mu = 0,3$ [-]

Hustota: $\rho = 7850\text{ kg/m}^3$

6.4.3 Model okrajových podmínek

U statické analýzy, která je potřeba pro zavedení předpětí do harmonické analýzy bylo na spodní ploše základového rámu (viz obr. 17) zamezeno posuvu ve všech směrech.



Obr. 17 Okrajové podmínky

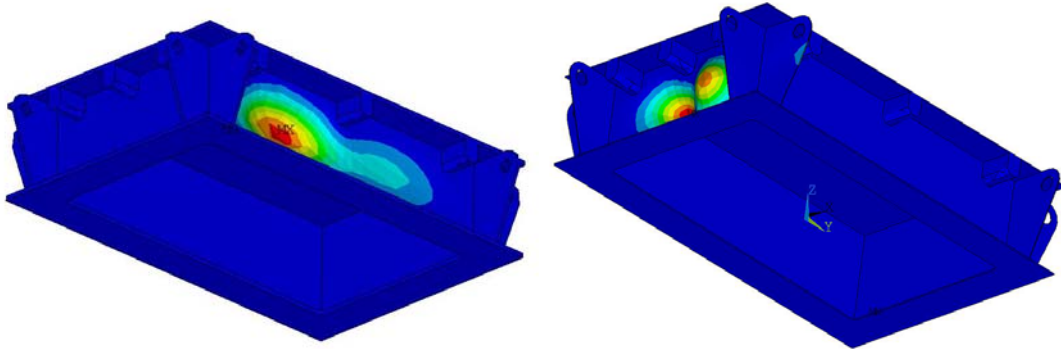
6.5 Realizace algoritmu výpočtového modelování

Buckling analýze předchází statická analýza, která následně slouží pro zavedení předpětí do vlastní Buckling analýzy.

Vzhledem k tomu, že tato analýza neslouží ke zjišťování konkrétních hodnot, ale pouze k identifikaci míst náchylných ke ztrátě vzpěrné stability, bude nastaven pouze jeden energeticky nejméně náročný mód, který postačí k identifikaci těchto míst.

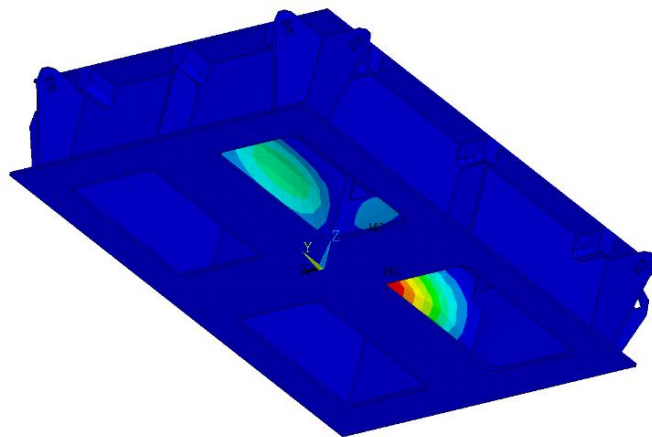
6.6 Prezentace a analýza výsledků výpočtového modelování

U základového rámu pro odlitky hmotnostní třídy 1 tuna jsou z hlediska ztráty vzpěrné stability nejvíce nebezpečné boční stěny rámu. Viz obr. 18

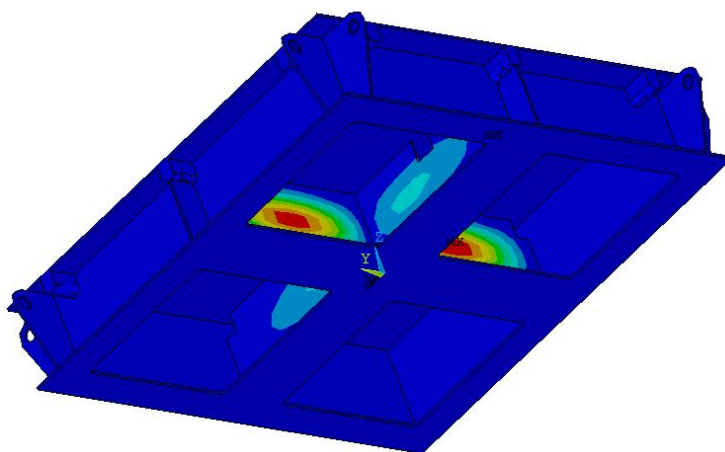


Obr. 18 Výsledek Buckling analýzy – boční stěny náchylné na ztrátu vzpěrné stability (základový rám 1 tuna)

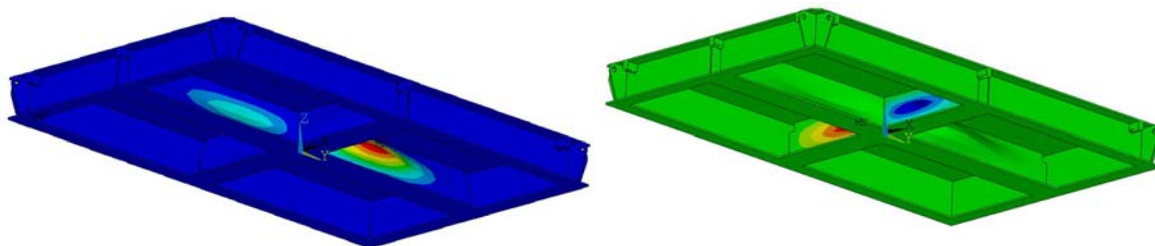
U základových rámu pro hmotnostní třídy odlitků 3, 5 a 10 tun jsou na zborcení nejnáchylnější do kříže postavené vnitřní výztuhy. Viz obr. 19



Obr. 19 Výsledek Buckling analýzy - výztuhy náchylné na ztrátu vzpěrné stability (základový rám pro třítunové odlitky)



Obr. 20 Výsledek Buckling analýzy - výztuhy náchylné na ztrátu vzpěrné stability (základový rám pro pětibayové odlitky)



Obr. 21 Výsledek Buckling analýzy - výztuhy náchylné na ztrátu vzpěrné stability (základový rám pro desetibayové odlitky)

7. POSOUZENÍ ZÁKLADOVÉHO RÁMU Z HLEDISKA MEZNÍHO STAVU DEFORMAČNÍ STABILITY

7.1 Problémová situace

Z předchozí Buckling analýzy je zřejmé, které části konstrukce základového rámu jako první ztrácí vzpěrnou stabilitu. Velikost silového namáhání od statického a dynamického zatížení nám poskytne deformačně napěťová odezva na harmonické buzení. Otázkou zůstává, jaké jsou minimální tloušťky stěn základového rámu, kdy při daném zatížení neztratí vytipované části základového rámu vzpěrnou stabilitu.

7.2 Formulace problému

K návrhu optimálních proporcí základových rámu je nutné určit minimální tloušťky stěn jednotlivých částí základového rámu. Postupně budou testovány modely s tenkými stěnami, kdy se dá očekávat, že výpočty budou divergovat a postupným testováním modelů se silnějšími stěnami bude nalezen model, u kterého výpočet zkonverguje.

7.3 Cíle řešení

Cílem je určení minimální tloušťky stěn, ze kterých bude celá konstrukce základového rámu svařena.

7.4 Výpočtové modelování

7.4.1 Model geometrie objektu

viz kapitola 6.4.1

7.4.2 Model materiálu

viz kapitola 6.4.2

7.4.3 Model okrajových podmínek

Součástí této analýzy je statická analýza pro zavedení předpětí. Okrajové podmínky viz kapitola 6.4.3

Analytický výpočet síly způsobené dynamickým zatížením

$$y = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

První derivace (rychlost)

$$y' = \omega \cdot A \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

Druhá derivace (zrychlení)

$$y'' = -\omega^2 \cdot A \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

Vibrační stůl, na kterém jsou vyráběny odlitky kmitá frekvencí 50Hz

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot 50$$

$$\omega = 314 \text{ rad}$$

Amplituda kmitů při frekvenci 50Hz zjištěná z ovládacího panelu vibračního stolu:

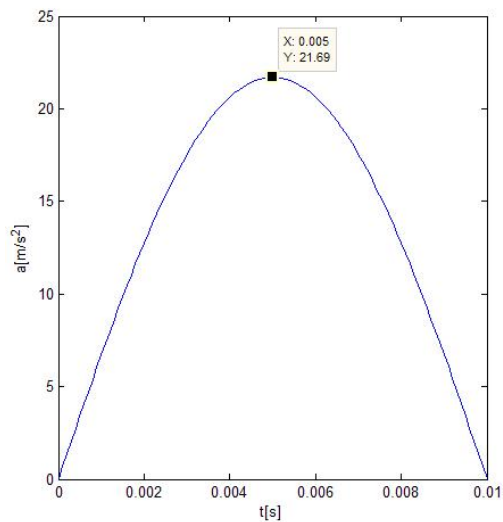
$$Y = 0,22 \text{ mm} = 0,00022 \text{ m}$$

V čase 0,005s nabývá funkce $y'' = -\omega^2 \cdot A \cdot \sin(\omega \cdot t)$ prvního svého maxima (viz graf 1).

$$y'' = -\omega^2 \cdot A \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

$$a = -314^2 \cdot 0,00022 \cdot \sin(314 \cdot 0,005) \quad (\text{počítáno v radiánech})$$

$$a = 21,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$



Obr. 22- první půlperioda zatěžovacího cyklu, kdy zrychlení dosahuje maxima v čase 0,005s

$$F_d = m \cdot a$$

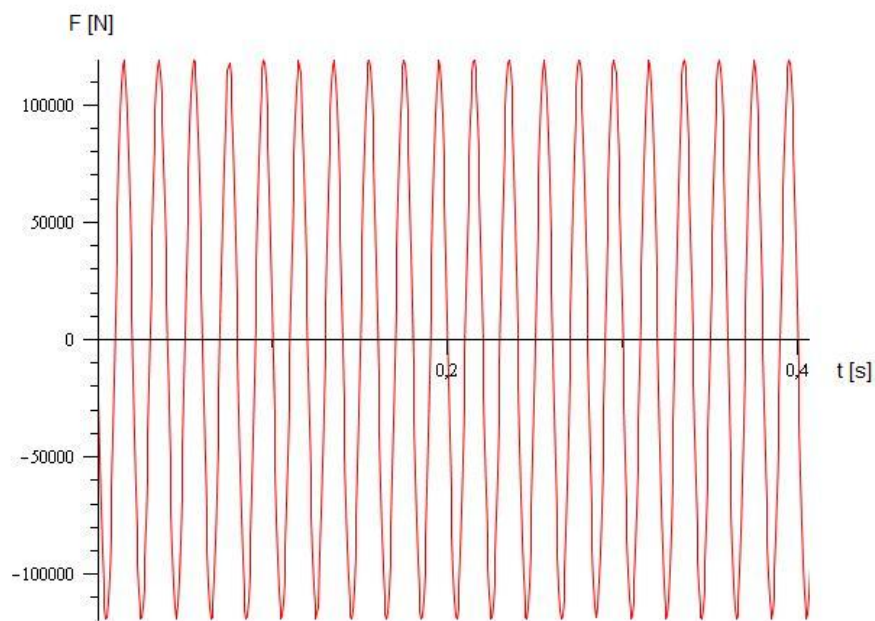
$$F_d = 5500 \cdot 21,69$$

$$F_d = 119280N$$

(viz obr. 23)

Kde: m - hmotnost odlitku a formy

a - hodnota zrychlení



Obr. 23 - Průběh síly od dynamického zatížení F_d v čase

Celková síla, kterou je namáhán základový rám je součtem síly od statického zatížení F_s a od dynamického zatížení F_d .

$$F = F_d + F_s$$

$$F = 119280 + 55000$$

$$F = 174280N$$

Tato hodnota bude vynásobena koeficientem bezpečnosti $k = 5$ a simulována do výpočtu pomocí hustoty zatěžovacího tělesa.

7.5 Realizace algoritmu výpočtového modelování

Na plochy stěn nebezpečných z hlediska ztráty vzpěrné stability (zjištěných z předchozí Buckling analýzy) bude zavedena síla vyvolávající napětí řádově v desítkách MPa. Analýza bude probíhat postupně po krocích s velikostí jednoho kroku např. 2 MPa (při výpočtu v programu Ansys budou uvažovány velké deformace).

7.6 Prezentace a analýza výsledků výpočtového modelování

Postupně byly testovány modely s tenkými stěnami, kdy výpočet divergoval, u modelů se silnějšími stěnami docházelo k tomu, že se výztuhy posouvaly do pozic v závislosti na sousedních stěnách a i tyto modely byly vyhodnoceny jako nevyhovující. Postupným testováním modelů se silnějšími stěnami byly nalezeny modely, u kterých výpočet konvergoval a tyto modely byly z hlediska vzpěrné stability označeny jako vyhovující. Výsledné vyhovující modely pro jednotlivé třídy hmotnosti jsou uvedeny v tabulkách 5, 6, 7, 8

Tab. 5 Proporce základového rámu hmotnostní třídy 1 tuna vyhovující z hlediska mezního stavu deformační stability

Model: vrchní a spodní tabule $t = 10\text{mm}$, kolmé bočnice a vnitřní výztuhy $t = 8\text{mm}$	divergence
Model: vrchní a spodní tabule $t = 15\text{mm}$, kolmé bočnice a vnitřní výztuhy $t = 10\text{mm}$	konvergence

Tab. 6 Proporce základového rámu hmotnostní třídy 3 tuny vyhovující z hlediska mezního stavu deformační stability

Model: vrchní a spodní tabule $t = 10\text{mm}$, kolmé bočnice a vnitřní výztuhy $t = 6\text{mm}$	divergence
Model: vrchní a spodní tabule $t = 10\text{mm}$, kolmé bočnice a vnitřní výztuhy $t = 8\text{mm}$	konvergence

Tab. 7 Proporce základového rámu hmotnostní třídy 5 tun vyhovující z hlediska mezního stavu deformační stability

Model: vrchní a spodní tabule $t = 10\text{mm}$, kolmé bočnice a vnitřní výztuhy $t = 6\text{mm}$	divergence
Model: vrchní a spodní tabule $t = 10\text{mm}$, kolmé bočnice a vnitřní výztuhy $t = 8\text{mm}$	konvergence

Tab. 8 Proporce základového rámu hmotnostní třídy 10 tun vyhovující z hlediska mezního stavu deformační stability

Model: vrchní a spodní tabule $t = 10\text{mm}$, kolmé bočnice a vnitřní výztuhy $t = 8\text{mm}$	divergence
Model: vrchní a spodní tabule $t = 15\text{mm}$, kolmé bočnice a vnitřní výztuhy $t = 10\text{mm}$	konvergence

8. DEFORMAČNĚ – NAPĚŤOVÁ ODEZVA NA HARMONICKÉ BUZENÍ

8.1 Problémová situace

Z předchozí Buckling analýzy je zřejmé, které části konstrukce základového rámu jako první ztratí vzpěrnou stabilitu. V tuto chvíli chybí znalost stykových výslednic v jednotlivých částech základového rámu. Ať už jde o celkové statické zatížení od zatěžovacího tělesa nebo o celkové dynamické zatížení od vibrací.

8.2 Formulace problému

Pro další posuzování základového rámu je nutné určit stykové výslednice mezi jednotlivými stěnami základového rámu, které dále poslouží k vyhodnocování každého ze svarových spojů.

Aby byly postiženy skutečné kritické hodnoty, je třeba se zabývat každou částí sinusového cyklu zvlášť. Což bude ve výsledku znamenat provést zvlášť harmonickou analýzu pro kladnou část sinusového cyklu a zvlášť druhou harmonickou analýzu pro zápornou část sinusového cyklu.

8.3 Cíle řešení

Cílem této analýzy je stanovení deformačně - napěťové odezvy na statické a dynamické zatížení a ke každému svarovému spoji určit stykové výslednice zvlášť pro zápornou a zvlášť pro kladnou část sinusového cyklu.

8.4 Výpočtové modelování

8.4.1 Model geometrie objektu

viz kapitola 6.4.1

8.4.2 Model materiálu

viz kapitola 6.4.2

8.4.3 Model okrajových podmínek

U statické analýzy, která je potřeba pro zavedení předpětí do harmonické analýzy, bylo na spodní ploše základového rámu (viz obr. 17) zamezeno posuvu ve všech směrech (viz kapitola 6.4.3).

Pro kladnou část sinusového cyklu byla na spodní plochu základového rámu dle v používané hodnoty amplitudy nastavena reálná a imaginární složka posuvu se směrech osy y a z (viz tabulka 9)

Tab. 9 Okrajové podmínky 1. harmonické analýzy

	Uy [mm]	Uz [mm]
Reálná složka	0	0,22
Imaginární složka	0,22	0

Okrajové podmínky na spodní ploše základového rámu pro zápornou část sinusového cyklu (viz tabulka 10)

Tab. 10 Okrajové podmínky 2. harmonické analýzy

	Uy [mm]	Uz [mm]
Reálná složka	0	-0,22
Imaginární složka	-0,22	0

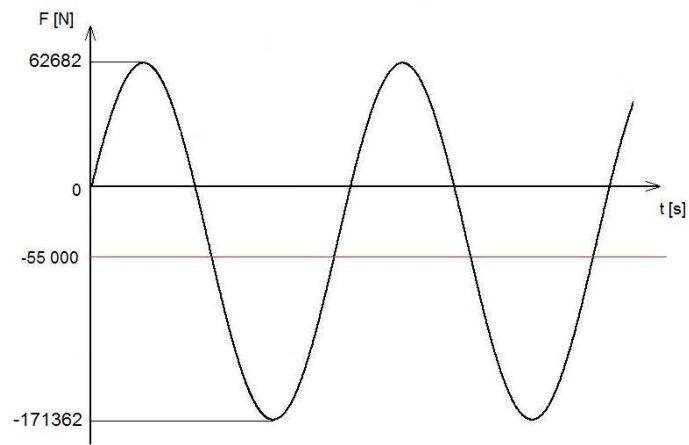
8.5 Realizace algoritmu výpočtového modelování

Pro výpočet harmonické analýzy byly nastaveny tyto hodnoty

frekvence kmitů: 50 Hz

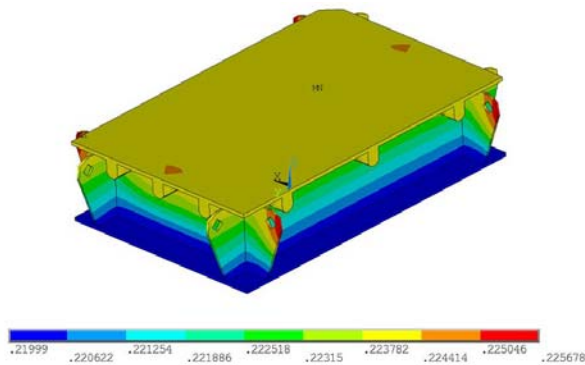
amplituda 0,22 mm

8.6 Prezentace a analýza výsledků výpočtového modelování

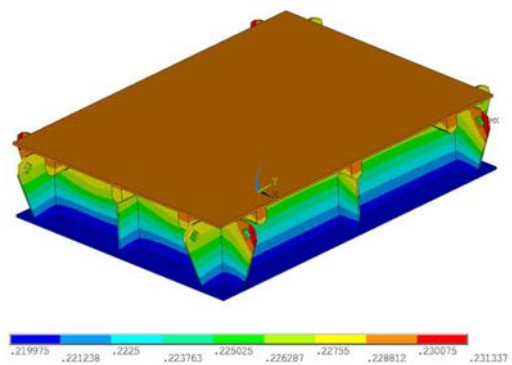


Obr. 24 Výstup z Ansys (nesymetrický cyklus)

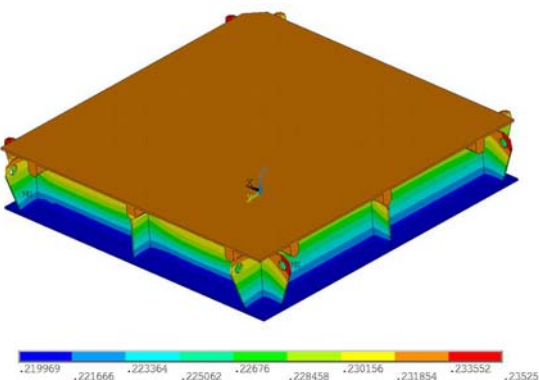
Posuv ve směru osy y



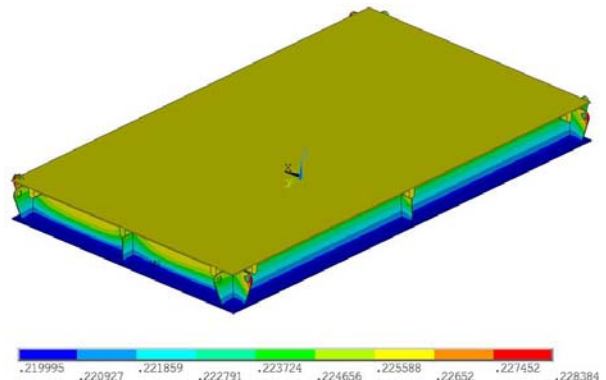
Obr. 25 a) U_y [mm] (tř. hmotnosti 1 tuna)



Obr. 25 b) U_y [mm] (tř. hmotnosti 3 tuny)



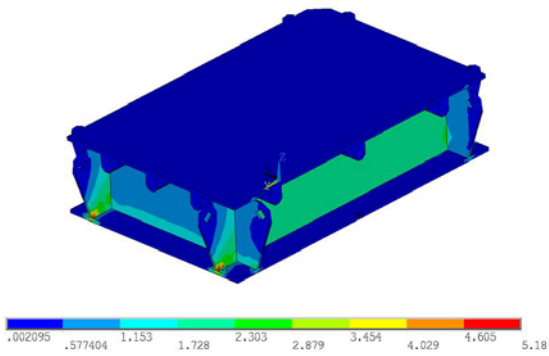
Obr. 25 c) U_y [mm] (tř. hmotnosti 5 tun)



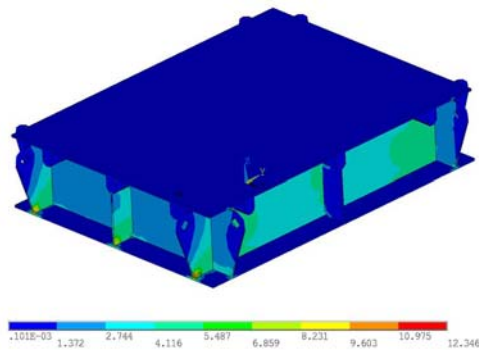
Obr. 25 d) U_y [mm] (tř. hmotnosti 10 tun)

Obr. 25 - Posuv U_y - Základový rám pro odlitky třídy hmotnosti a) 1 tuna, b) 3 tuny, c) 5 tun, d) 10 tun

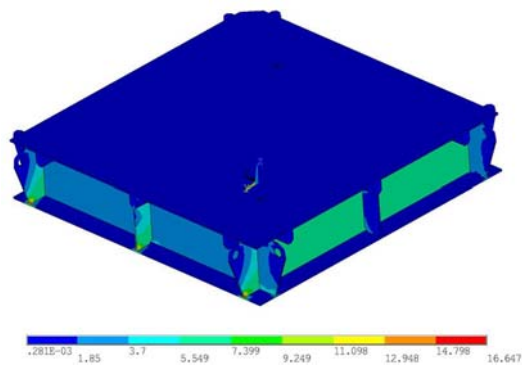
Ekvivalentní napětí



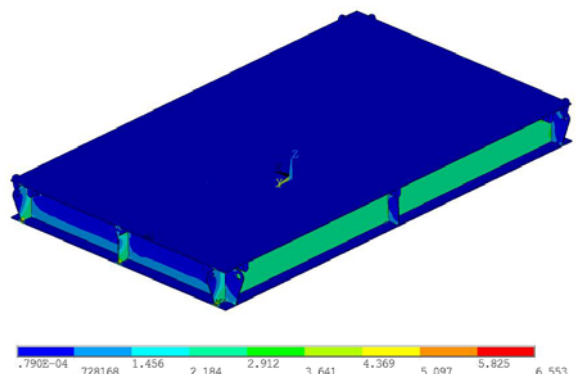
Obr. 26 a) Ekvivalentní napětí [MPa] (tř. hmotnosti 1 tuna)



Obr. 26 b) Ekvivalentní napětí [MPa] (tř. hmotnosti 3 tuny)



Obr. 26 c) Ekvivalentní napětí [MPa] (tř. hmotnosti 5 tun)



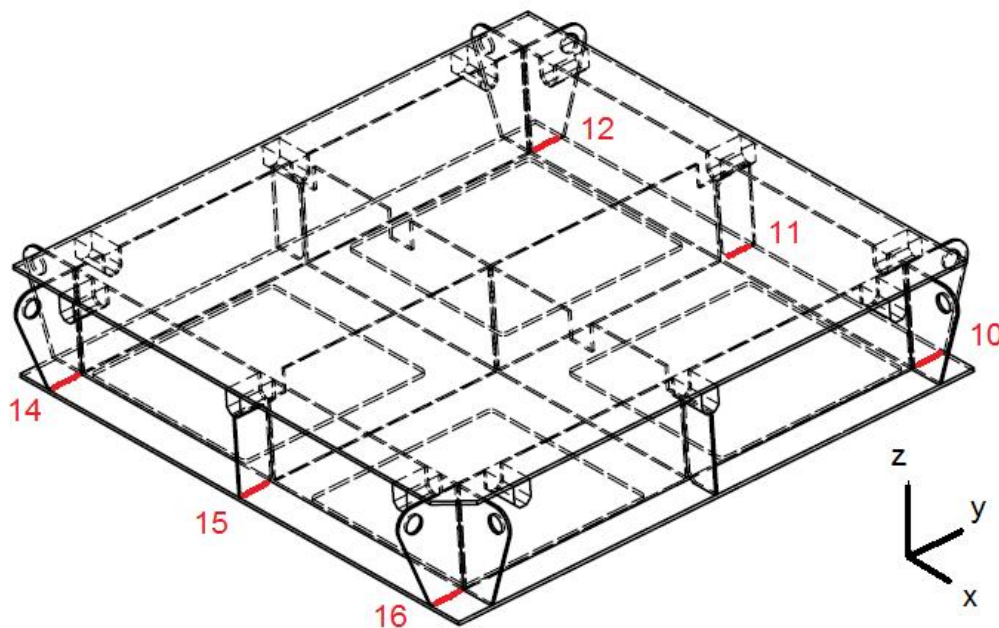
Obr. 26 d) Ekvivalentní napětí [MPa] (tř. hmotnosti 10 tun)

Obr. 26 Ekvivalentní napětí Základový rám pro odlitky třídy hmotnosti a) 1 tuna, b) 3 tuny, c) 5 tun, d) 10 tun

9. POSOUZENÍ KONSTRUKCE Z HLEDISKA MEZNÍHO STAVU ÚNAVY

9.1 Vytipování nejvíce namáhaných svarových spojů

Nejvyšší hodnoty koncentrace napětí se dají očekávat ve svarových spojkách. Díky deformačně – napěťové odezvě na harmonické buzení byly získány hodnoty celkových stykových výslednic na jednotlivé svarové spoje a z nich byly dopočteny hodnoty hlavních hodnot napětí v jednotlivých svarových spojkách (napětí v tahu, ohybový moment, celkové napětí v normálovém směru, napětí ve smyku, krouticí moment, celkové tečné napětí a redukované napětí). Nejvyšší hodnota napětí se ukazovala hodnota celkového napětí v normálovém směru a to v místech, kde jsou malé venkovní výztuhy a výztuhy s otvory pro zavěšení, přivařeny ke spodní podstavě základového rámu viz obr. 27.



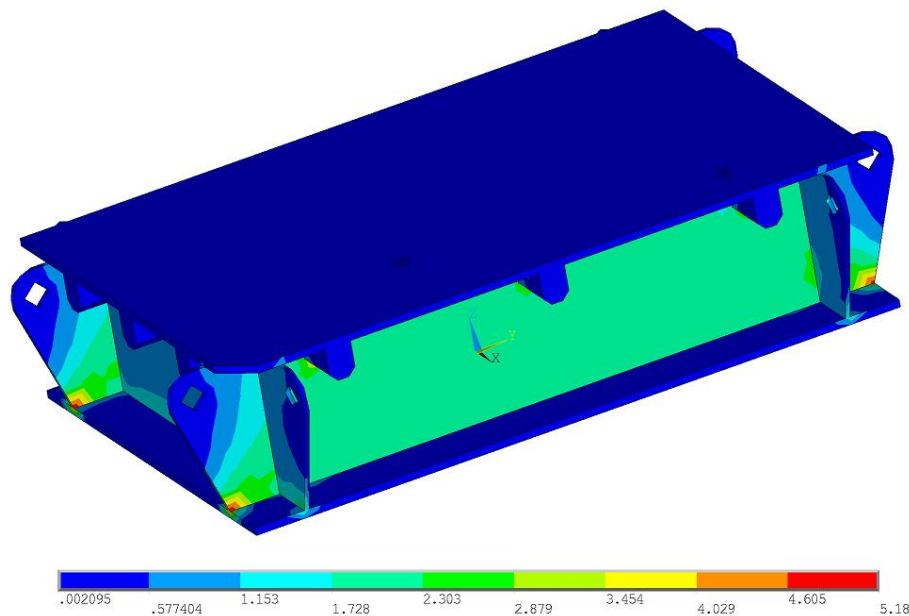
Obr. 27 nejvíce namáhané svarové spoje (model 5T)

V tabulce 11 jsou uvedeny hodnoty napětí v normálovém směru v nejvíce namáhaných svarových spojkách a počet zatěžovacích cyklů, které tyto svarové spoje při dané velikosti a namáhání vydrží, aniž by došlo ke vzniku fatálního defektu.

Kompletní tabulky stykových výslednic a hlavních napětí ve svarových spojích viz příloha č. 4

Tab. 11 Nejkritičtější hodnoty normálového napětí ve vyznačených svarových spojích

Číslo svaru	Napětí v normálovém směru σ_{wf} [MPa]	Počet cyklů N [mil]
10	12,053	201
11	8,476	577
12	11,918	207
14	10,338	318
15	8,987	484
16	13,046	158



Obr. 28 Detail místa s nejvyššími hodnotami ekvivalentního napětí

9.2 Ilustrativní výpočet jednoho ze svarových spojů

Jedná se o dvojici koutových svarových spojů, místo spojení označené číslem 16 viz obr. 27 nebo příloha č. 2

Napětí v tahu:

$$\sigma_n = \frac{F}{S} = \frac{F_x}{a \cdot l} = \frac{17241,74}{0,014 \cdot 0,102} = 12,07 \text{ MPa}$$

Ohybový moment:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6 \cdot M_y}{a^2 \cdot l} = \frac{6 \cdot 3,24}{0,014^2 \cdot 0,102} = 0,97 \text{ MPa}$$

Napětí v normálovém směru (maximální hodnota napětí)

$$\sigma_{wf} = \sigma_n + \sigma_o = 12,074 + 0,972 = 13,05 \text{ MPa}$$

Napětí ve smyku působící v rovnoběžném směru s plochou svarového spoje:

$$\tau_{s1} = \frac{F}{S} = \frac{F_z}{a \cdot l} = \frac{6743,05}{0,014 \cdot 0,102} = 4,72 \text{ MPa}$$

Napětí ve smyku působící v kolmém směru na plochou svarového spoje:

$$\tau_{s2} = \frac{F}{S} = \frac{F_y}{a \cdot l} = \frac{5065,71}{0,014 \cdot 0,102} = 3,55 \text{ MPa}$$

Krouticí moment:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{3 \cdot M_x}{a \cdot l^2} = \frac{3 \cdot 56,43}{0,014 \cdot 0,102^2} = 1,16 \text{ MPa}$$

Tečné napětí (maximální hodnota napětí)

Celkové tečné napětí působící v rovnoběžném směru s plochou svarového spoje

$$\tau_{wf1} = \tau_{s1} + \tau_k = 4,72 + 1,16 = 5,88 \text{ MPa}$$

Celkové tečné napětí působící v rovnoběžném směru s plochou svarového spoje

$$\tau_{wf2} = \tau_{s2} + \tau_k = 3,55 + 1,16 = 4,71 \text{ MPa}$$

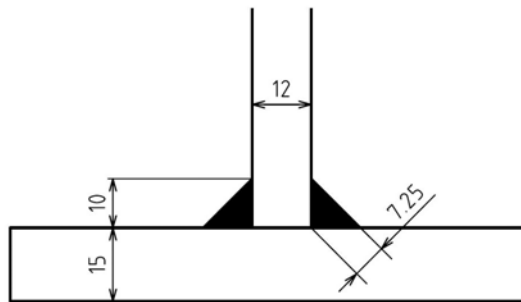
Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{wf}^2 + 3\tau_{wf1}^2 + 3\tau_{wf2}^2} = \sqrt{13,05^2 + 3 \cdot 5,88^2 + 3 \cdot 4,71^2} = 18,45 \text{ MPa}$$

9.3 Určení kategorie svarového spoje

Jedná se o vypovídající způsob zatěžování svarového spoje, který by měl nejvíce vystihovat konkrétně řešený případ. Jelikož je nyní počítán případ cyklického zatěžování ve směru osy z a y.

Zatěžování ve směru osy z: nejvíce tomuto odpovídá pro normálové zatěžování podle ČSN EN 1993-1-9 kategorie detailu 56 MPa. Vzdálenost l je v tomto případě 25mm a $t = 12$ mm (viz obr. 29).



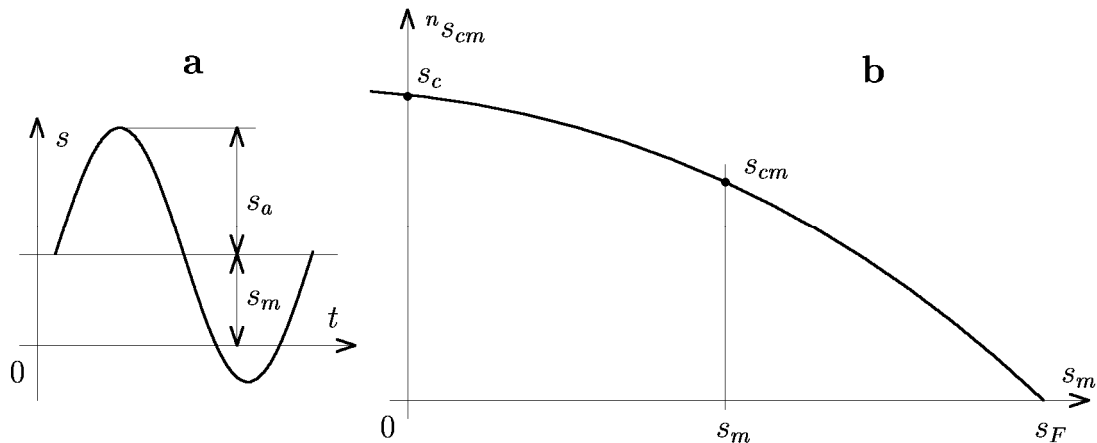
Obr. 29 - detail svarového spoje č. 16

Zatěžování ve směru osy y: nejvíce tomuto odpovídá pro normálové zatěžování podle ČSN EN 1993-1-9 kategorie detailu 56 MPa. Délka svarového spoje L je v tomto případě 102mm.

9.4 Vliv středního napětí [8] [9] [10]

Odhady počtu cyklů uvedené na předcházejících řádcích platily pouze pro procesy, jejichž cykly měly nulovou střední hodnotu s_m . To však obecně neplatí, a proto je třeba vliv středního napětí na poškození respektovat. Střední napětí ovlivňuje jak kritickou amplitudu napětí $s_{cm} = s_c(s_m)$, tak i jí odpovídající kritický počet cyklů $N_{cm} = N_c(s_m)$. Pro nulovou střední hodnotu ($s_m = 0$), přejdou tyto kritické hodnoty v běžnou mez únavy s_c a jí odpovídající počet cyklů na mezi únavy N_c .

Vliv středního napětí s_m na s_{cm} vyjadřuje tzv. Haighův diagram uvedený na obr. 5.



Obr. 30. Harmonický cyklus (a) a Haighův diagram vlivu středního napětí na kritické napětí [9]

Ať závislost s_{cm} a N_{cm} na s_m uvedenou v Haighově diagramu lze vyjádřit funkcemi

$$s_{cm} = s_c \left(1 - \frac{s_m}{s_F} \right)^{k_H} \quad \text{a} \quad N_{cm} = N_c \left[1 - \left(\frac{s_m}{R_e} \right)^2 \right] \quad [7]$$

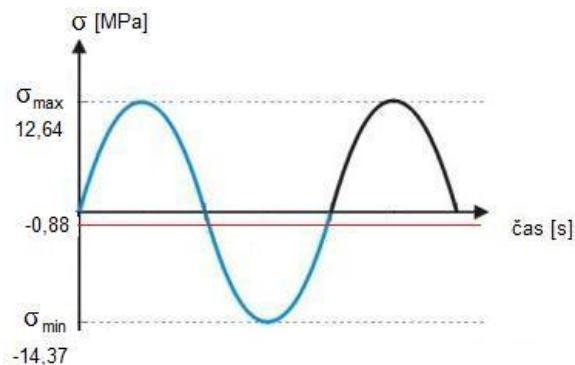
potom relativní poškození od jednoho cyklu lze definovat podobně jako $d_a = 1/N_{am}$, kde ovšem tentokrát N_{cm} je mezní počet cyklů odpovídající dané amplitudě i střední hodnotě.

Vezmeme – li hodnoty napětí v normálovém směru např. pro svarový spoj č. 2 (základový rám hmotnostní třídy 5 tun)

12,60 MPa pro kladnou část sinusového cyklu

-14,37 MPa pro zápornou část sinusového cyklu (viz příloha č. 4)

Dostáváme hodnotu středního napětí -0,88 MPa



Obr. 31 Asymetrie cyklu

$$s_{cm} = s_c \left(1 - \frac{s_m}{s_F}\right)^1 \rightarrow s_{cm} = 185 \left(1 - \frac{0,88}{370}\right)^1 = 184,556 \text{ MPa}$$

$$N_{cm} = N_c \left[1 - \left(\frac{s_m}{R_e}\right)^2\right] = 118 \left[1 - \left(\frac{0,88}{235}\right)^2\right] = 118 \text{ mil cyklů}$$

Vzhledem k tomu, že hodnota středního napětí je nízká v porovnání s hodnotou rozkmitu napětí, nebude bráno střední napětí v úvahu a cyklus bude vyhodnocován jako symetrický.

9.5 Stanovení dovoleného počtu cyklů

Dovolený počet cyklů je určován ze dvou základních vztahů:

$$\Delta\sigma_R^m \cdot N_R = \Delta\sigma_C^m \cdot 2 \cdot 10^6 \quad \text{pro } N \leq 1 \cdot 10^8 \quad m = 3$$

$$\Delta\tau_R^m \cdot N_R = \Delta\tau_C^m \cdot 2 \cdot 10^6 \quad \text{pro } N \leq 1 \cdot 10^8 \quad m = 5$$

Hodnoty napětí $\Delta\sigma_C$ a $\Delta\tau_C$ jsou rovny kategoriím detailu, tedy $\Delta\sigma_C = 56 \text{ MPa}$ a $\Delta\tau_C = 56 \text{ MPa}$, hodnoty napětí $\Delta\sigma_R$ a $\Delta\tau_R$ jsou rovny hodnotám normálového a smykového napětí.

$$N_R = \frac{\Delta\sigma_C^m \cdot 2 \cdot 10^6}{\Delta\sigma_{wf}^m} = \frac{56^3 \cdot 2 \cdot 10^6}{13,05^3} = 158 \text{ mil cyklů}$$

$$N_R = \frac{\Delta\tau_C^m \cdot 2 \cdot 10^6}{\Delta\tau_{wf1,2}^m} = \frac{56^5 \cdot 2 \cdot 10^6}{5,88^5} = 1,57 \cdot 10^5 \text{ mil cyklů}$$

Dle zadání musí základový rám a tedy i svarové spoje vydržet 500 použití, kdy při každém odlévání je forma rozkmitána zhruba na hodinu. To odpovídá přibližně 90 mil zatěžovacích

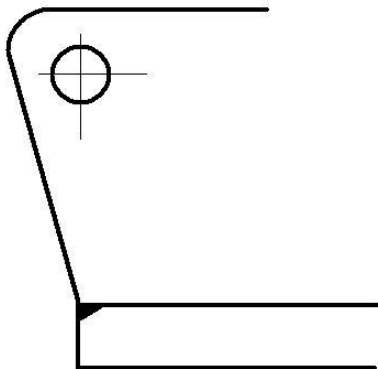
cyklů, což při těchto proporcích základového rámu všechny svarové spoje splňují (viz příloha č. 4).

Kompletní tabulka svarových spojů základového rámu pro odlitky třídy hmotnosti 5 tun s dopočítanými počty cyklů, kterým dané svarové spoje odolají bez vzniku fatálního defektu, viz příloha č. 4.

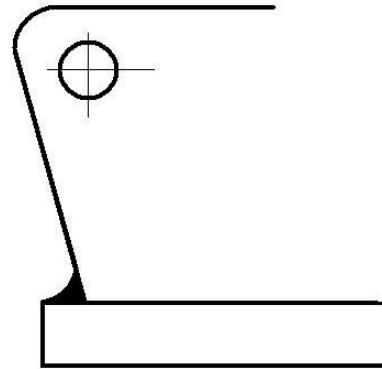
Tabulky nejvíce namáhaných svarových spojů základových rámu ostatních hmotnostních tříd viz příloha č. 4.

9.6 Návrh opatření na snížení hodnoty napětí v normálovém směru

Vysoké hodnoty napětí v normálovém směru v nejvíce namáhaných svarových spojích viz obr. 27 lze snížit jednoduchým opatřením, kdy spodní deska rámu bude vyrobena o 20mm širší a o 20mm delší. Po této úpravě bude možné realizovat svarový spoj dle obr. č. 32 b), což je z hlediska hodnoty napětí v normálovém směru výhodnější než jak je tomu v současnosti viz obr. č. 31 a).



Obr. 32 a) Současný stav výroby



b) Návrh bezpečnějšího řešení

10. TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

V současné době jsou všechny základové rámy vyráběny z tabulí plechu tloušťky 25mm vrchní a spodní tabule a 15mm je tloušťka bočnic a vnitřních výztuh. S ohledem na tuhost byly na základě provedených analýz navrženy úspory materiálu uvedené v tabulce 12.

Tab. 12 Porovnání navržených úspor se současným stavem výroby

Hmotnostní třída odlitku [t]	Současný stav výroby			Navržené úspory		
	tloušťka vrchní a spodní tabule [mm]	tloušťka bočnic a vnitřních výztuh [mm]	tloušťka výstuh s okem [mm]	tloušťka vrchní a spodní tabule [mm]	tloušťka bočnic a vnitřních výztuh [mm]	tloušťka výstuh s okem [mm]
1	20	15	15	15	10	10
3	20	15	15	10	8	10
5	20	15	15	10	8	12
10	20	15	15	15	10	10

Firma Schneeberger si základové rámy navrhuje sama, ale jejich vlastní výroba probíhá v kooperaci s firmou Strojírna Tyc, s. r. o. Tato firma nakupuje tabule plechu dvou jakostí. Tabule plechu s nižší jakostí pochází z Rumunska, Bulharska, apod., cena je zde 22kč/kg. Plechy s vyšší kvalitou (Německo, ČR, apod.) jsou na ceně 30kč/kg. Tyto ceny jsou takřka konstantní do tloušťky 80mm, pak kilogramová cena značně narůstá. Co se týká cen svařených dílů, jsou pro různé složitosti svařovaných dílců různé koeficienty. Pro svařovanou konstrukci, která je předmětem řešení této práce je cena bez žíhání stanovena na 113kč/kg včetně materiálu a přípravy dílů před svařením.

Pro firmu Schneeberger se všechny svařované konstrukce žíhají a u těchto velikostí svařovaných konstrukcí se dostáváme na úroveň 12kč za kilogram žíhaného dílce. Z toho vychází celková cena vyžíhané svařované konstrukce na 125kč/kg.

Tab. 13 Souhrnný přehled navržených úspor

Třída hmotnosti odlitku [t]	Současný stav výroby [kg]	Náklady současné výroby [Kč]	Nová varianta [kg]	Náklady nové varianty [Kč]	Úspora materiálu [kg]	Úspora materiálu [%]	Finanční úspora [Kč]
1	483	60375	376	47000	107	22,2	13375
3	788	98500	477	59625	311	39,5	38875
5	1133	141625	680	85000	453	40,0	56625
10	2690	336250	2086	260750	604	22,5	75500

11. ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo provést deformačně napěťovou analýzu základového rámu na velké odlitky a na základě výsledků analýz navrhnout optimální proporce těchto základových rámu používaných ve firmě Schneeberger Mineralgusstechnik. V úvodu práce je vypracována rešeršní studie, týkající se řešeného problému. Další část práce se týká výpočtového modelu a vlastního řešení zadaného problému.

V práci byly vytvořeny modely geometrie základového rámu formy ve čtyřech provedeních podle hmotnostní třídy odlitků (1, 3, 5 a 10 tun), které se na těchto základových rámech odlévají. Řešené základové rámy se liší jak rozměry nosné části, tak konstrukcí vnitřních výztuh.

Na základě provedených analýz byly navrženy optimální proporce základových rámu. Vzhledem k současnému stavu výroby bylo dosaženo značných úspor materiálu viz tab. 13. Výsledky provedených analýz jsou ale pouze orientační a je nutné je ověřit experimentálně. Zejména proto, že při výpočtech není brána v úvahu nehomogenita materiálu, přítomnost vměstků ve svarovém spoji, provařená oblast materiálu, tepelně ovlivněná oblast a geometrické imperfekce.

Základové rámy jsou dle požadavků firmy Schneeberger navrženy na 500 použití. Každá forma je kvůli dobrému zatečení materiálu do všech zákoutí formy rozkmitána zhruba na hodinu, což odpovídá přibližně 90 milionům zatěžovacích cyklů. Přesto v průběhu životnosti formy je dobré po každých 100 použitích základového rámu kontrolovat nejvíce namáhané svarové spoje, zda nedochází ke vzniku fatálních trhlin a jejich šíření. V práci bylo rovněž navrženo nové konstrukční řešení nejvíce namáhaných svarových spojů.

Každý základový rám je z konstrukčního hlediska originál, jedná se o kusovou výrobu těchto rámu, které vždy obsahují konstrukční prvky podle geometrie odlitku a částí formy. Základové rámy posuzované v této práci nesou geometrii některého z předchozích projektů a základové rámy pro budoucí projekty budou mít do jisté míry odlišnou geometrii, budou např. obsahovat vybrání a otvory na jiných místech, kde by mohlo dojít ke koncentraci napětí a k plastické deformaci. Z tohoto důvodu je vždy nutné provést kontrolu nově navrženého rámu podle navrženého sledu analýz.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Označení	Legenda	Jednotka
A_m	materiálová konstanta	[-]
a	zrychlení	[m.s ⁻²]
a_t	velikost trhliny	[m]
A	amplituda	[m]
a_{ij}	řádky matice	[-]
a_{ik}	řádky matice	[-]
a_j	koeficient bázové funkce	[-]
b	šířka pásu matice	[-]
B	označení matice	[-]
b_j	koeficient bázové funkce	[-]
C	matice tlumení	[-]
c_j	koeficient bázové funkce	[-]
D	matice materiálových parametrů	[-]
E	Youngův modul	[-]
e	energetická chyba	[J]
E	relativní energetická chyba	[J]
f_m	prvková matice vnějšího zatížení	[-]
f	frekvence	[Hz]
F	celková síla	[N]
F_d	síla od dynamického zatížení	[N]
F_s	síla od statického zatížení	[N]
G	modul pružnosti ve smyku	[Pa]
K	determinant matice	[-]
k	koeficient bezpečnosti	[-]
K_1	materiálová konstanta	[-]
K_2	materiálová konstanta	[-]
K_c	lomová houževnatost	[Pa]
K_m	mez statické únavy	[Pa]
\hat{K}	dynamická matice tuhosti	[-]
L_p	délka přímého prutu	[m]
M	celková matice hmotnosti	[-]
m	hmotnost	[kg]
N	počet zatěžovacích cyklů	[-]
N_c	počet zatěžovacích cyklů závislých na mezi únavy	[Pa]

N_{cm}	kritický počet cyklů	[-]
N_r	počet prvků	[-]
P_v	potenciálu vnějšího zatížení	[J]
P	potencionální energie	[J]
P_1	potenciál	[J]
R_e	mez kluzu	[Pa]
R_m	mez pevnosti	[Pa]
S	plocha	[m ²]
S_c	mez únavy	[Pa]
S_{cm}	kritická amplituda napětí	[Pa]
S_m	střední hodnota napětí	[Pa]
t	tloušťka	[m]
t_s	čas	[s]
\ddot{u}	zrychlení uzlových bodů	[m.s ⁻²]
u_1	posuv uzlových bodů	[m]
u_2	posuv uzlových bodů	[m]
u_3	posuv uzlových bodů	[m]
u_4	posuv uzlových bodů	[m]
\dot{u}	rychlost uzlových bodů	[m.s ⁻¹]
\ddot{u}_i	bázová funkce	[-]
\bar{U}	označení vlastního tvaru kmitání	[-]
U_x	posuv ve směru osy x	[m]
U_y	posuv ve směru osy y	[m]
U_z	posuv ve směru osy z	[m]
V	objem	[m ³]
\tilde{v}_j	bázová funkce	[-]
W	energie napjatosti	[J]
\tilde{w}_k	bázová funkce	[-]
x_1	souřadnice uzlových bodů	[m]
x_2	souřadnice uzlových bodů	[m]
x_α	souřadnice	[m]
y	výchylka	[m]
α	konstanta odezvy analyzované dynamické soustavy	[-]
β	konstanta odezvy analyzované dynamické soustavy	[-]
γ_{xy}	úhlové přetvoření	[-]
γ_{yz}	úhlové přetvoření	[-]
γ_{zx}	úhlové přetvoření	[-]
ΔK	změna součinitele intenzity napětí	[-]
$\Delta\sigma$	rozdíl napětí σ_i a σ_a	[Pa]
$\Delta\sigma_C$	normálové napětí dle kategorie detailu	[Pa]

$\Delta\sigma_R$	změna normálového napětí	[Pa]
$\Delta\tau_C$	smykové napětí dle kategorie detailu	[Pa]
$\Delta\tau_R$	změna smykového napětí	[Pa]
ε_{ac}	amplituda celkové deformace materiálu	[-]
ε_x	přetvoření	[-]
ε_y	přetvoření	[-]
ε_z	přetvoření	[-]
μ	Poissonovo číslo	[-]
ρ	hustota	[-]
σ_a	spojitá aproximace napětí	[Pa]
σ_a	amplituda napětí	[Pa]
σ_i	nespojité napětí mezi prvky	[Pa]
σ_N	smluvní mez únavy	[Pa]
σ_n	napětí v tahu	[Pa]
σ_o	ohybový moment	[N.m]
σ_{red}	redukované napětí	[Pa]
σ_{wf}	napětí v normálovém směru	[Pa]
σ_x	normálové napětí	[Pa]
σ_y	normálové napětí	[Pa]
σ_z	normálové napětí	[Pa]
τ_k	krouticí moment	[N.m]
τ_{S1}	napětí ve smyku působící v rovnoběžném směru s plochou sváru	[Pa]
τ_{S2}	napětí ve smyku působící v kolmém směru na plochou sváru	[Pa]
τ_{wf1}	celkové tečné napětí působící v rovnoběžném směru s plochou sváru	[Pa]
τ_{wf2}	celkové tečné napětí působící v kolmém směru na plochou sváru	[Pa]
τ_{xy}	smykové napětí	[Pa]
τ_{yz}	smykové napětí	[Pa]
τ_{zx}	smykové napětí	[Pa]
ω	úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

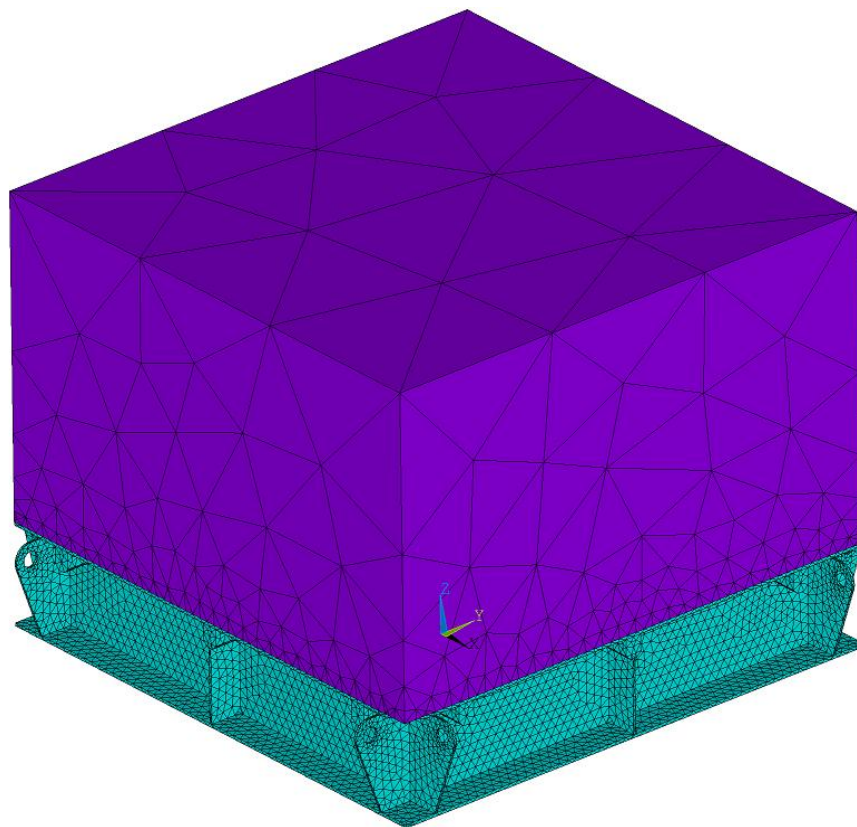
- [1] JANÍČEK, Přemysl. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky hledání souvislostí : Učební texty 1*. 1. vyd. Brno : AN CERM, 2007. 682 s. ISBN 978021435452.
- [2] PETRUŠKA, Jindřich. Počítačové metody mechaniky II : Metoda konečných prvků . *Studijní opory* [online]. 2003. Dostupný z WWW: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/index.php?option=com_content&task=view&id=79&Itemid=37>.
- [3] KOLÁŘ, Vladimír. *Výpočet plošných a prostorových konstrukcí metodou konečných prvků*. 2. přeprac. vyd. Praha : SNTL, 1979. 542 s
- [4] VOJTĚCH, Dalibor. *Materiály a jejich mezní stavy*. 1. vydání. Praha : VŠCHT Praha, 2010. 200 s. ISBN 978-80-7080-741-5.
- [5] FINK, Milan; ŘEZNÍČEK, Ladislav. *FEM/MKP - Základy použití metody konečných prvků pro technické výpočty v programu Autodesk Inventor Professional*. Trutnov : [s.n.], 2006. 60 s. Dostupné z WWW: <www.spstrutnov.cz/o-skole/projekty/.../skripta-fem-mkp.pdf>.
- [6] BURŠA, Jiří. *MKP* [online]. 2008 [cit. 2009-04-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/~jbursa/>>.
- [7] RŮŽIČKA, Milan; HANKE, Miroslav; ROST, Milan. *Dynamická pevnost a životnost*. Skriptum ČVUT, 1. vydání. Praha : České vysoké učení technické v Praze , 1989. 212 s.
- [8] BALDA, Miroslav: *Vícekanálové sledování kumulace poškození v reálném čase*. IN: *Dynamika strojů*, Kolokvium ÚT AVČR, Praha, 1996
- [9] BALDA, Miroslav: *Simulace diskrétních náhodných procesů se zadanými charakteristikami*. IN: *Zařazovací systémy*, Seminář ČsVTS ÚMMS SAV, Modra, Zochova, 1977
- [10] ŽDÁREK, Jiří; VEJVODA, Stanislav. *Normativně technická dokumentace A.S.I. : Hodnocení pevnosti zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER*. 1. vydání. Praha : [s.n.], 2001. 169 s. NTD ASI-III-Z-5/01-R05.
- [11] ONDRÁČEK, Emanuel, et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost II*. 4. přeprac. vyd. Brno : AN CERM, 2006. 262 s. ISBN 80-214-3260-8.
- [12] <http://www.svsfem.cz/content/produkty-firmy-ansys-inc>

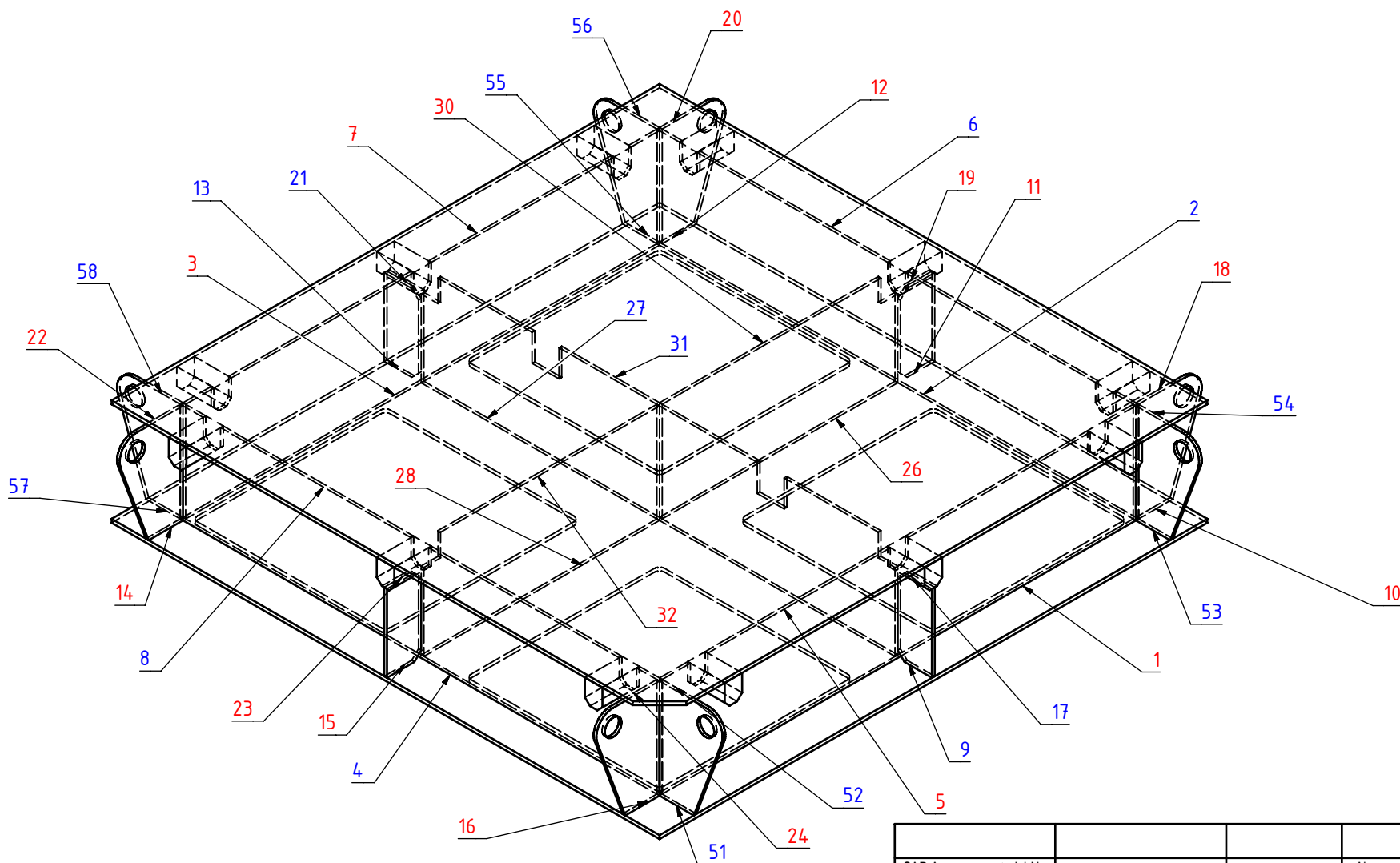
SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1 Volně síťované zatěžovací těleso
- Příloha č. 2 Pomocné výkresy základového rámu třídy hmotnosti 5T s označením
svarových spojů
- Příloha č. 3 Fotografie základového rámu projektu Siemens
- Příloha č. 4 Tabulky hodnot stykových výslednic pro základové rámy všech
hmotnostních tříd

Příloha č. 1

Volně síťované zatěžovací těleso simulující rozměry a hmotnost vlastního odlitku a formy připevněné k základovému rámu



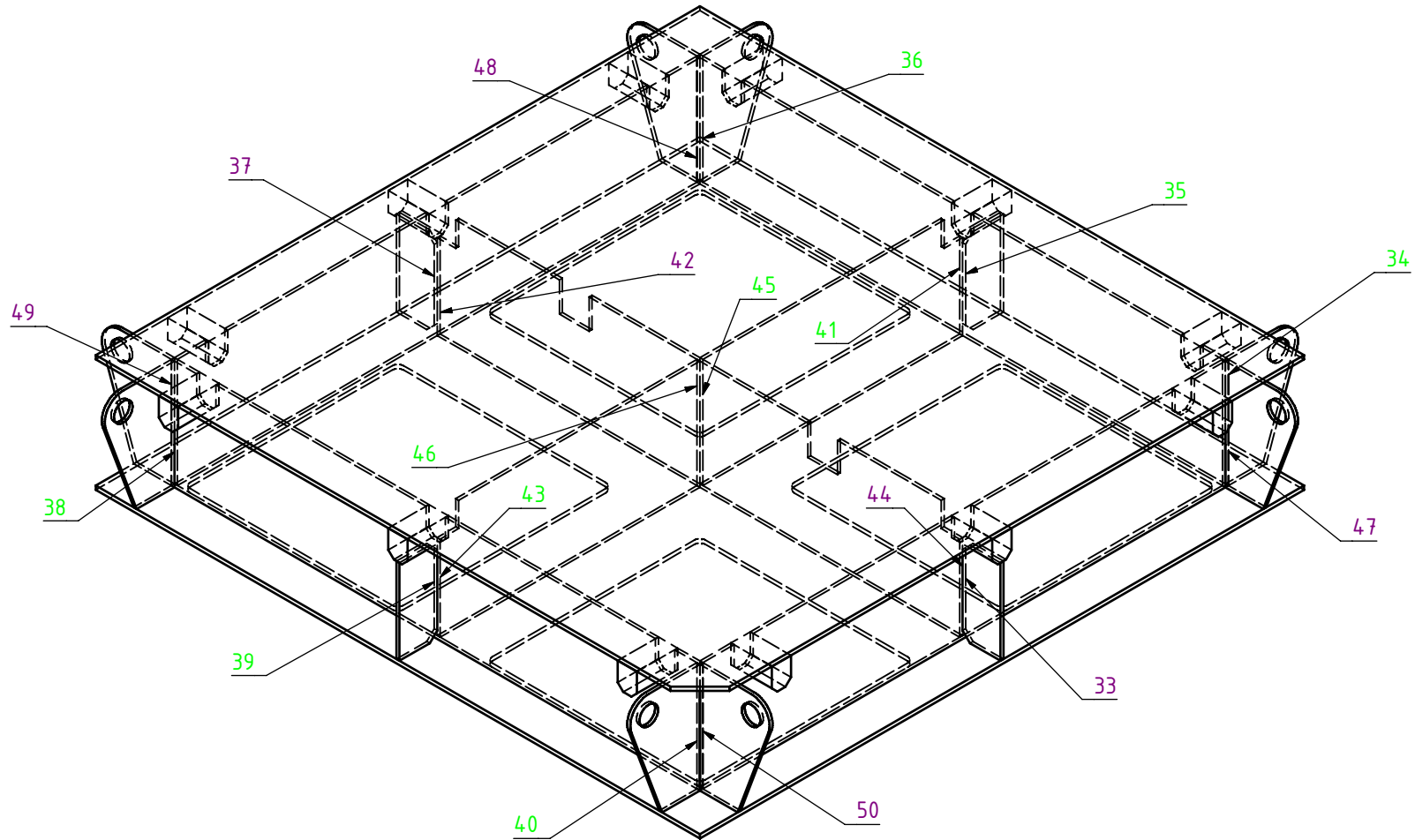


Allgemeintoleranzen nach SN EN 22768-1								
Toleranzklasse	Nennmass	≥ 0.5 ... 3	> 3 ... 6	> 6 ... 30	> 30 ... 120	> 120 ... 400	> 400 ... 1000	> 1000 ... 2000
mittel	Längenmasse	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2
	Radien und Fasenhöhe	± 0.2	± 0.5	± 1				

Jede unerlaubte Verwendung dieses Dokumentes wird gerichtlich verfolgt.

Ohne besondere Angabe Kanten entgraten und ca. 0.1mm gebrochen.

SAP-Ausgangsmaterial-Nr.		Werkstoff		Werkstoff-Nr.		Abmessungen Ausgangsmaterial		Gewicht		
Änd.						Datum	Visum	Massstab		
						Gezeichnet	19.08.2010	520_006_132	1:9	
						Geprüft	08.09.2010	520_006_132		
Normbezeichnung						Format		Ersatz für	Anzahl Blatt	Blatt-Nr.
						A3		Ersetzt durch	1	1
 SCHNEEBERGER Mineralgusstechnik s.r.o. CZ 350 02 Cheb						Benennung		Zeichnungs-Nr.		
						Platte1		WALT-ST102-FW-03-01-001		



Allgemeintoleranzen nach SN EN 22768-1								
Toleranzklasse	Nennmass	≥ 0.5 ... 3	> 3 ... 6	> 6 ... 30	> 30 ... 120	> 120 ... 400	> 400 ... 1000	> 1000 ... 2000
mittel	Längenmasse	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2
	Radien und Fasenhöhe	± 0.2	± 0.5	± 1				

Jede unerlaubte Verwendung dieses Dokumentes wird gerichtlich verfolgt.

Ohne besondere Angabe Kanten entgraten und ca. 0.1mm gebrochen.

SAP-Ausgangsmaterial-Nr.		Werkstoff		Werkstoff-Nr.		Abmessungen Ausgangsmaterial		Gewicht	
Änd.						Datum	Visum	Massstab	
						Gezeichnet	19.08.2010	520_006_132	1:5
						Geprüft	08.09.2010	520_006_132	
Normbezeichnung						Format	Ersatz für	Anzahl Blatt	Blatt-Nr.
						A3	Ersetzt durch	1	1
 SCHNEEBERGER Mineralgusstechnik s.r.o. CZ 350 02 Cheb						Benennung		Zeichnungs-Nr.	
						Platte1		WALT-ST102-FW-03-01-001	

Příloha č. 3



Příloha č.4

Hodnoty stykových výslednic pro základový rám třídy hmotnosti 5 tun

č. svaru	5T První polovina sinusového cyklu (kladná)							
	L[m]	a[m]	FX[N]	FY (TS2) [N]	FZ[N]	MX[N.m]	MY [N.m]	MZ [N.m]
47	0,295	0,00848	4511,942	4005,244	16338,34	85,28655	0,8902043	
48	0,295	0,00848	4618,264	4437,944	18898,48	135,8543	0,4196449	
49	0,295	0,00848	4426,561	4553,89	15724,45	131,0827	1,457963	
50	0,295	0,00848	4684,79	4087,347	15727,74	98,19706	0,2242137	
37	0,229	0,00848	2700,1	2829,822	13459,6	3,89729	0,2628511	
42	0,229	0,00848	3396,599	3739,305	13434,07	66,01931	0,1310269	
33	0,229	0,00848	2912,314	2880,964	14364,49	12,82663	0,2347431	
44	0,229	0,00848	3509,236	3640,434	13597,7	52,05134	0,1722697	
38	0,295	0,00848	7684,086	4304,502	17859,85	60,01211	2,353964	
40	0,295	0,00848	7458,931	3904,652	18145,15	56,77067	1,50171	
34	0,295	0,00848	6789,035	4209,936	16669,36	45,88455	2,762417	
35	0,229	0,00848	6478,769	3544,142	11367,4	94,3639	0,6694769	
36	0,295	0,00848	7085,651	3993,056	17075,93	60,48507	1,324375	
39	0,229	0,00848	6919,728	3575,16	12089,29	92,70355	0,5587119	
43	0,229	0,00848	8633,953	5210,617	14911,25	69,32732	0,9156499	
41	0,229	0,00848	8519,185	5170,753	14863,97	63,92519	0,4114268	
45	0,295	0,00848	7569,806	4184,29	19265,05	45,90157	0,2335627	
46	0,295	0,00848	7640,005	4117,348	19362,86	45,70784	0,1394944	
1	1,41	0,00848	61899,54	16655,99	88131,93	111,8632	26,87561	
5	1,41	0,00848	44352,84	13921,45	71041,43	-84,75916	15,94689	
3	1,41	0,00848	62104,97	16583,2	88645,92	137,9702	27,3259	
7	1,41	0,00848	48173,01	14519,41	77243,75	-64,46239	33,72415	
26	0,697	0,00848	31785,29	10254,1	44808,23	-498,6742	-0,6313975	
30	0,651	0,00848	26902,69	9489,218	40487,69	-314,453	0,5029892	
28	0,697	0,00848	32632,97	10047,63	45808,6	566,1457	-5,461108	
32	0,651	0,00848	28095,11	9862,356	40803,62	335,0839	-1,06711	
10	0,102	0,014	16717,23	5734,389	6386,669	-63,98068	1,153642	
18	0,102	0,014	4262,577	1484,598	3470,381	-6,222468	1,094472	
11	0,102	0,014	13234,47	4804,281	5339,448	-31,24136	-2,636877	
19	0,102	0,014	5125,11	1913,789	4506,747	16,46492	-0,02977218	
12	0,102	0,014	17076,44	5227,773	6636,552	-62,22146	-0,1327762	
20	0,102	0,014	4027,721	1411,39	3190,265	-6,449756	-0,864358	
14	0,102	0,014	16972,05	5731,934	6664,065	77,35352	-5,156558	
22	0,102	0,014	4179,393	1470,185	3544,354	7,196426	-0,8264357	
15	0,102	0,014	13334,18	4894,754	5432,688	25,62727	-1,166814	
23	0,102	0,014	4818,763	1782,355	4873,132	-17,94197	0,2591061	
16	0,102	0,014	17241,74	5065,714	6743,048	56,42649	3,237436	
24	0,102	0,014	3926,631	1529,698	3225,638	5,65163	-0,9453609	
2	1,41	0,00848	84578,83	33141,61	12802,23	-210,7917	93,51339	
6	1,41	0,00848	64536,01	29319,38	8044,496	-219,1151	-25,51354	
27	1,41	0,00848	36542,54	21076,75	5613,27	-26,68279	-0,3622492	
31	1,15	0,00848	25482,83	12738,63	4903,994	102,5871	0,5300679	
4	1,41	0,00848	86368,7	33668,96	12632,22	-194,1588	-92,01692	
8	1,41	0,00848	66464,83	29366,32	8300,38	-192,9272	31,85333	
51	0,102	0,014	8079,809	3172,635	1947,318	-5,354582	-5,358591	
52	0,102	0,00848	6134,294	2697,117	1400,866	-1,931559	1,098746	
9	0,102	0,014	3049,065	1503,349	643,56	-9,662858	-0,1467249	
17	0,102	0,00848	3113,811	1692,411	870,6403	-21,7691	-0,4240898	
53	0,102	0,014	8758,812	3123,966	2113,789	-13,95022	4,579153	
54	0,102	0,00848	6568,192	3087,094	1611,502	2,054656	-4,427298	
55	0,102	0,014	8725,949	3675,775	2285,587	21,25907	6,084731	
56	0,102	0,00848	6349,933	2893,74	1534,685	4,625439	-4,214737	
13	0,102	0,014	2923,616	1416,444	587,3631	7,789074	-0,03551894	
21	0,102	0,00848	2824,137	1692,501	837,1357	18,74666	-0,2237949	
57	0,102	0,014	8881,604	3597,005	2127,179	27,72913	-6,261448	
58	0,102	0,00848	6639,838	3091,02	1580,219	1,505019	4,585074	

Hodnoty hlavních napětí pro základový rám třídy hmotnosti 5 tun
5T První polovina sinusového cyklu (kladná)

č. svaru	napětí v tahu	ohybový moment	napětí v normálovém směru	napětí ve smyku I	napětí ve smyku II	kroučící moment	tečné napětí I	tečné napětí II	redukované napětí	počet cyklů
	σ_t [Mpa]	σ_o [Mpa]	σ_{wf} [Mpa]	τ_{s1} [Mpa]	τ_{s2} [Mpa]	τ_k [Mpa]	τ_{wf1} [Mpa]	τ_{wf2} [Mpa]	σ_{red} [Mpa]	N [mil]
47	1,80362	0,251783	2,05540595	6,531156	1,60107	0,34671	6,8779	1,947779	12,5507452	40448
48	1,84612	0,118691	1,96481554	7,554557	1,77404	0,55227	8,1068	2,326316	14,7396705	46305
49	1,76949	0,412367	2,18185905	6,285757	1,82039	0,53288	6,8186	2,353268	12,6828789	33815
50	1,87272	0,063416	1,93613358	6,287072	1,63389	0,39919	6,6863	2,033083	12,2583528	48394
37	1,39043	0,095771	1,48619899	6,931079	1,45723	0,02629	6,9574	1,483521	12,4107326	106995
42	1,74909	0,04774	1,7968334	6,917932	1,92557	0,44537	7,3633	2,370946	13,5184171	60544
33	1,49971	0,08553	1,58523823	7,397055	1,48356	0,08653	7,4836	1,570095	13,338693	88168
44	1,8071	0,062767	1,8698633	7,002194	1,87466	0,35114	7,3533	2,225802	13,4377728	53724
38	3,07167	0,66579	3,73745865	7,139371	1,7207	0,24396	7,3833	1,96466	13,7509648	6728
40	2,98166	0,42474	3,40640457	7,253418	1,56086	0,23078	7,4842	1,791646	13,7576669	8886
34	2,71388	0,781316	3,49519321	6,663479	1,6829	0,18653	6,85	1,869427	12,7854807	8226
35	3,33627	0,243927	3,58019665	5,853691	1,82507	0,63659	6,4903	2,461662	12,5446572	7654
36	2,83245	0,374583	3,20703101	6,826003	1,5962	0,24588	7,0719	1,842084	13,0575506	10648
39	3,56334	0,203569	3,76691266	6,225432	1,84104	0,62539	6,8508	2,466434	13,1620962	6571
43	4,44609	0,333621	4,77971209	7,678612	2,68323	0,46769	8,1463	3,15092	15,8656008	3217
41	4,38699	0,149905	4,53689589	7,654265	2,6627	0,43125	8,0855	3,093949	15,666126	3761
45	3,02599	0,06606	3,09204614	7,701091	1,67265	0,1866	7,8877	1,859244	14,3728245	11881
46	3,05405	0,039454	3,09350171	7,74019	1,64589	0,18581	7,926	1,831697	14,4256576	11864
1	5,17693	1,590372	6,76730411	7,370863	1,39301	0,01991	7,3908	1,41292	14,6852236	1133
5	3,70942	0,943662	4,65308585	5,941509	1,16431	-0,0151	5,9264	1,14923	11,444692	3486
3	5,19411	1,617018	6,81113117	7,41385	1,38693	0,02455	7,4384	1,411477	14,7769328	1112
7	4,02892	1,995637	6,02455815	6,460236	1,21432	-0,0115	6,4488	1,202852	12,8606211	1606
26	5,37771	-0,07558	5,30212814	7,581046	1,73488	-0,3631	7,2179	1,371736	13,7859336	2356
30	4,87325	0,064467	4,93771893	7,334089	1,71891	-0,2625	7,0716	1,456418	13,4449577	2918
28	5,52113	-0,65374	4,86738625	7,750298	1,69995	0,41228	8,1626	2,112222	15,3934636	3046
32	5,08925	-0,13677	4,95248227	7,391317	1,7865	0,27972	7,671	2,066219	14,6242647	2892
10	11,7067	0,346231	12,0529748	4,472457	4,01568	-1,3178	3,1547	2,697902	14,034467	201
18	2,985	0,328473	3,31347089	2,430239	1,03963	-0,1282	2,3021	0,911474	5,4194215	9655
11	9,26784	-0,79138	8,47645648	3,739109	3,36434	-0,6435	3,0956	2,720881	11,0819216	577
19	3,58901	-0,00894	3,58007738	3,155985	1,34019	0,33912	3,4951	1,679308	7,61081106	7655
12	11,9583	-0,03985	11,9184425	4,647445	3,66091	-1,2815	3,3659	2,379363	13,8932097	207
20	2,82053	-0,25941	2,56112175	2,234079	0,98837	-0,1328	2,1012	0,855526	4,69049133	20908
14	11,8852	-1,54759	10,3376026	4,666712	4,01396	1,59321	6,2599	5,607169	17,8534852	318
22	2,92675	-0,24803	2,67871588	2,482041	1,02954	0,14822	2,6303	1,177762	5,66495538	18273
15	9,33766	-0,35018	8,98747679	3,804403	3,4277	0,52783	4,3322	3,95553	13,5653298	484
23	3,37448	0,077763	3,45224683	3,412557	1,24815	-0,3695	3,043	0,878606	6,48179737	8537
16	12,074	0,971619	13,0456671	4,722022	3,54742	1,16219	5,8842	4,709605	18,4554147	158
24	2,74974	-0,28372	2,46601984	2,25885	1,07122	0,1164	2,3753	1,187621	5,21901088	23421
2	7,0737	5,533682	12,6073836	1,070707	2,77178	-0,0375	1,0332	2,73427	13,5859231	175
6	5,39743	-1,50977	3,88766033	0,672797	2,45211	-0,039	0,6338	2,413119	5,81278412	5978
27	3,05621	-0,02144	3,03477783	0,469463	1,76274	-0,0047	0,4647	1,757994	4,37371465	12566
31	2,61309	0,038459	2,65154615	0,502871	1,30626	0,02744	0,5303	1,333701	3,63464782	18841
4	7,2234	-5,44513	1,77826749	1,056488	2,81588	-0,0345	1,0219	2,781334	5,43164525	62460
8	5,55875	1,88493	7,44367753	0,694197	2,45604	-0,0343	0,6599	2,421705	8,62024167	852
51	5,65813	-1,60822	4,04990896	1,363668	2,22173	-0,1103	1,2534	2,111448	5,87275916	5288
52	7,092	0,898787	7,99078411	1,619573	3,1182	-0,0657	1,5539	3,052519	9,9523862	688
9	2,1352	-0,04404	2,0911645	0,450672	1,05277	-0,199	0,2517	0,853745	2,59799805	38409
17	3,59995	-0,34691	3,25303767	1,006567	1,95663	-0,7402	0,2663	1,216407	3,90307586	10203
53	6,13362	1,374296	7,50791747	1,480244	2,18765	-0,2873	1,1929	1,900326	8,45409416	830
54	7,59364	-3,62158	3,97205631	1,863094	3,56906	0,06987	1,933	3,638926	8,16771523	5605
55	6,11061	1,82615	7,9367583	1,600551	2,57407	0,43786	2,0384	3,011934	10,1327565	703
56	7,3413	-3,4477	3,89359943	1,774284	3,34552	0,15728	1,9316	3,502801	7,94743935	5950
13	2,04735	-0,01066	2,03669019	0,411319	0,99191	0,16043	0,5717	1,152335	3,01867785	41574
21	3,26505	-0,18307	3,08198246	0,967832	1,95674	0,63745	1,6053	2,594193	6,11710381	11998
57	6,21961	-1,87919	4,34042457	1,489621	2,51891	0,57112	2,0607	3,090033	7,76042491	4295
58	7,67647	3,750643	11,4271112	1,826927	3,5736	0,05118	1,8781	3,624775	13,437919	235

Hodnoty stykových výslednic pro základový rám třídy hmotnosti 5 tun

č. svaru	5T Druhá polovina sinusového cyklu (záporná)							
	l[m]	a[m]	FX[N]	FY[N]	FZ[N]	MX[N.m]	MY[N.m]	MZ[N.m]
47	0,295	0,00848	5035,141	4301,996	17744,93	85,76753	1,155639	
48	0,295	0,00848	5111,921	4747,628	20044,73	136,7867	0,7570449	
49	0,295	0,00848	4901,775	4858,609	17026,78	129,0581	-1,798247	
50	0,295	0,00848	5167,244	4392,629	16962,34	98,02728	-0,5309359	
37	0,229	0,00848	3331,701	3708,325	14813,48	3,285428	0,2462587	
42	0,229	0,00848	4356,034	5043,082	14845,53	60,4142	-0,08086835	
33	0,229	0,00848	3565,163	3778,002	15843,27	-6,485192	0,2506155	
44	0,229	0,00848	4474,568	4966,45	15078,81	49,33127	0,2004938	
38	0,295	0,00848	8088,716	8088,716	19093,26	44,76166	2,584393	
40	0,295	0,00848	7866,488	7866,488	19302	42,20493	-1,766921	
34	0,295	0,00848	7205,183	7205,183	17801,65	30,47692	-3,029627	
35	0,229	0,00848	6871,976	6871,976	12609,77	72,98499	-0,6660612	
36	0,295	0,00848	8485,783	8485,783	20684,1	-154,0835	0,9766958	
39	0,229	0,00848	7306,345	7306,345	13349,37	72,79854	-0,5392166	
43	0,229	0,00848	9208,8	9208,8	16032,99	-57,36025	-0,9376688	
41	0,229	0,00848	9109,77	9109,77	15922,59	-51,01902	-0,3846401	
45	0,295	0,00848	9255,751	9255,751	20769,76	35,85886	-0,2131115	
46	0,295	0,00848	9359,378	9359,378	20927,17	38,52112	-0,09898592	
1	1,41	0,00848	88480,1	25865,12	89937,48	181,7511	42,57091	
5	1,41	0,00848	66454,71	23526,11	71956,3	-135,4217	32,02905	
3	1,41	0,00848	88949,18	25611,32	90422,42	208,649	42,42738	
7	1,41	0,00848	72674,82	24753,64	78135,81	-112,2261	55,89581	
26	0,697	0,00848	45730,25	16103,46	45649,89	-247,0658	-2,232258	
30	0,651	0,00848	39586,94	15765,34	41277,65	-195,3012	1,121009	
28	0,697	0,00848	46838,93	15734,71	46640,74	340,4503	-8,471929	
32	0,651	0,00848	40991,35	16246,19	41624,94	215,9405	-1,862188	
10	0,102	0,014	17582,31	6071,111	6538,918	-61,69796	0,9214265	
18	0,102	0,014	6577,764	2413,2	3746,828	-9,554083	1,332229	
11	0,102	0,014	14018,84	5079,223	5452	-29,02463	-2,856438	
19	0,102	0,014	7307,74	2991,81	4667,066	18,8978	-0,1522672	
12	0,102	0,014	17997,33	5552,098	6792,634	-59,3304	0,1389217	
20	0,102	0,014	6199,784	2266,573	3447,05	-11,3682	-0,7614321	
14	0,102	0,014	17851,89	6057,822	6824,11	76,12919	-5,260801	
22	0,102	0,014	6507,749	2360,149	3795,721	11,06198	-0,938975	
15	0,102	0,014	14113,75	5182,331	5543,54	23,09608	-0,9650581	
23	0,102	0,014	7079,524	2722,83	4984,277	-23,09209	0,1345966	
16	0,102	0,014	18153,97	5372,765	6895,34	5,389431	3,161561	
24	0,102	0,014	6034,194	2447,735	3498,105	0,7858538	-1,673506	
2	1,41	0,00848	104661,3	39496,42	15698,07	-228,1496	94,94222	
6	1,41	0,00848	104524,3	2370,201	4997,436	12,07446	-3,293101	
27	1,41	0,00848	70525,49	32283,41	9720,066	3,597652	-0,5081958	
31	1,15	0,00848	57150,33	26959,05	8910,722	297,4527	0,6792249	
4	1,41	0,00848	106406,9	40000,53	15525,18	-187,5652	-92,58283	
8	1,41	0,00848	82181,12	35902,04	9954,263	-220,426	38,70469	
51	0,102	0,014	9797,705	3754,483	2346,636	-2,191548	-4,661748	
52	0,102	0,00848	7589,533	3250,995	1796,481	-0,9729185	-0,116557	
9	0,102	0,014	5420,605	2272,172	1232,597	-9,927716	-0,1113855	
17	0,102	0,00848	5908,64	2737,153	1230,21	-26,40483	-0,7226281	
53	0,102	0,014	10468,82	3639,04	2511,395	-11,54294	3,6416	
54	0,102	0,00848	8248,98	3703,785	2045,391	4,82329	-4,111907	
55	0,102	0,014	10478,89	4254,514	2717,411	18,47712	5,503103	
56	0,102	0,00848	8029,717	3479,886	1967,253	2,70869	-3,881352	
13	0,102	0,014	5316,183	2106,029	1136,567	7,353164	-0,07776143	
21	0,102	0,00848	5321,193	2797,895	1222,012	22,10703	-0,405027	
57	0,102	0,014	10527,64	4132,6	2513,737	23,78275	-5,462005	
58	0,102	0,00848	8338,302	3697,398	2000,263	-1,723196	4,382634	

Hodnoty hlavních napětí pro základový rám třídy hmotnosti 5 tun
5T Druhá polovina sinusového cyklu (záporná)

č. svaru	napětí v tahu	ohybový moment	napětí v normálovém směru	napětí ve smyku I	napětí ve smyku II	kroutcí moment	tečné napětí I	tečné napětí II	redukované napětí	počet cyklů
	σ_x [Mpa]	σ_y [Mpa]	σ_{wf} [Mpa]	τ_{s1} [Mpa]	τ_{s2} [Mpa]		τ_k	τ_{wf1} [Mpa]		
47	2,01277	0,32686	2,33962668	7,093432	1,7197	0,348662	7,4421	2,0684	13,581696	27425
48	2,04346	0,21412	2,25758154	8,012764	1,89784	0,556065	8,5688	2,4539	15,602437	30526
49	1,95946	-0,50861	1,45084363	6,806356	1,9422	0,524646	7,331	2,4668	13,475598	115009
50	2,06558	-0,15017	1,91540686	6,780596	1,75593	0,3985	7,1791	2,1544	13,122947	49982
37	1,71567	0,08973	1,80539911	7,628265	1,90962	0,022164	7,6504	1,9318	13,785572	59686
42	2,24316	-0,02946	2,21369358	7,644769	2,59696	0,407562	8,0523	3,0045	15,049981	32377
33	1,8359	0,09131	1,92720879	8,15856	1,9455	-0,04375	8,1148	1,9017	14,564151	49069
44	2,3042	0,07305	2,37724871	7,764898	2,55749	0,332795	8,0977	2,8903	15,080799	26144
38	3,23342	0,73096	3,96438118	7,632419	3,23342	0,181965	7,8144	3,4154	15,293941	5637
40	3,14458	-0,49975	2,64483053	7,715862	3,14458	0,171571	7,8874	3,3162	15,053922	18985
34	2,88023	-0,85689	2,02333666	7,116106	2,88023	0,123895	7,24	3,0041	13,726653	42402
35	3,53875	-0,24268	3,29607104	6,493455	3,53875	0,492366	6,9858	4,0311	14,35336	9809
36	3,39214	0,27625	3,66838877	8,268348	3,39214	-0,62638	7,642	2,7658	14,546631	7115
39	3,76243	-0,19647	3,56596761	6,874315	3,76243	0,491108	7,3654	4,2535	15,157254	7746
43	4,74211	-0,34164	4,40046711	8,256257	4,74211	-0,38696	7,8693	4,3552	16,187763	4122
41	4,69111	-0,14015	4,55096965	8,199406	4,69111	-0,34418	7,8552	4,3469	16,202238	3726
45	3,69993	-0,06028	3,63965644	8,30259	3,69993	0,145773	8,4484	3,8457	16,484538	7285
46	3,74136	-0,028	3,71335977	8,365514	3,74136	0,156596	8,5221	3,898	16,650832	6860
1	7,39998	2,51915	9,91912777	7,521869	2,16321	0,032342	7,5542	2,1956	16,853747	360
5	5,5579	1,89533	7,45322943	6,018023	1,96759	-0,0241	5,9939	1,9435	13,216035	848
3	7,43921	2,51065	9,94986557	7,562426	2,14199	0,037128	7,5996	2,1791	16,926463	357
7	6,07812	3,30765	9,38576728	6,534843	2,07026	-0,01997	6,5149	2,0503	15,100806	425
26	7,73704	-0,26722	7,46982049	7,723446	2,72452	-0,17992	7,5435	2,5446	15,682403	843
30	7,17092	0,14368	7,31460068	7,477185	2,85579	-0,16303	7,3142	2,6928	15,35405	897
28	7,92462	-1,01417	6,91045191	7,891086	2,66214	0,247921	8,139	2,9101	16,489086	1064
32	7,42532	-0,23867	7,18665119	7,540094	2,94289	0,180259	7,7204	3,1232	16,115887	946
10	12,3125	0,27654	12,5890806	4,579074	4,25148	-1,27076	3,3083	2,9807	14,763936	176
18	4,60628	0,39983	5,00610594	2,623829	1,68992	-0,19678	2,427	1,4931	7,0300181	2800
11	9,81711	-0,85727	8,95984054	3,817927	3,55688	-0,59781	3,2201	2,9591	11,732632	488
19	5,11746	-0,0457	5,07176655	3,268254	2,09511	0,389228	3,6575	2,4843	9,1853178	2692
12	12,6032	0,04169	12,6448655	4,756746	3,88802	-1,222	3,5347	2,666	14,788478	174
20	4,34159	-0,22852	4,1130644	2,413901	1,58724	-0,23414	2,1798	1,3531	6,0550698	5048
14	12,5013	-1,57887	10,9224517	4,778789	4,24217	1,567993	6,3468	5,8102	18,477524	270
22	4,55725	-0,28181	4,27544198	2,658068	1,65277	0,227838	2,8859	1,8806	7,3399431	4494
15	9,88358	-0,28963	9,59394515	3,882031	3,62908	0,475698	4,3577	4,1048	14,126601	398
23	4,95765	0,0404	4,998045	3,49039	1,90674	-0,47562	3,0148	1,4311	7,6414286	2813
16	12,7129	0,94885	13,661712	4,828669	3,76244	0,111003	4,9397	3,8734	17,460074	138
24	4,22563	-0,50225	3,72337335	2,449653	1,7141	0,016186	2,4658	1,7303	6,409857	6804
2	8,75329	5,61823	14,3715207	1,312899	3,30326	-0,0406	1,2723	3,2627	15,599094	118
6	8,74183	-0,19487	8,54695869	0,417958	0,19823	0,002149	0,4201	0,2004	8,5848952	563
27	5,89836	-0,03007	5,86828562	0,812932	2,7	0,00064	0,8136	2,7006	7,6356346	1738
31	5,86037	0,04928	5,9096507	0,913733	2,76446	0,07957	0,9933	2,844	7,8834953	1702
4	8,89928	-5,47862	3,42066277	1,298439	3,34542	-0,03338	1,2651	3,312	7,0292962	8775
8	6,87317	2,29036	9,16353154	0,832519	3,00265	-0,03922	0,7933	2,9634	10,592633	456
51	6,86114	-1,39908	5,46205392	1,643303	2,62919	-0,04514	1,5982	2,5841	7,5847471	2155
52	8,77443	-0,09534	8,67908738	2,076953	3,75855	-0,03308	2,0439	3,7255	11,379634	537
9	3,79594	-0,03343	3,76251286	0,863163	1,59116	-0,20448	0,6587	1,3867	4,607251	6594
17	6,83111	-0,59112	6,23999553	1,422274	3,16449	-0,89786	0,5244	2,2666	7,428011	1446
53	7,33111	1,09292	8,42402361	1,75868	2,54835	-0,23774	1,5209	2,3106	9,691263	588
54	9,53683	-3,36359	6,17324713	2,364723	4,28203	0,164009	2,5287	4,446	10,797882	1493
55	7,33816	1,65159	8,9897498	1,902949	2,97935	0,380564	2,2835	3,3599	11,41604	483
56	9,28334	-3,17499	6,1083488	2,274386	4,02318	0,092105	2,3665	4,1153	10,243016	1541
13	3,72282	-0,02334	3,69947946	0,795915	1,47481	0,151449	0,9474	1,6263	4,9308018	6937
21	6,15195	-0,33132	5,82063597	1,412796	3,23471	0,751719	2,1645	3,9864	9,7780381	1781
57	7,3723	-1,63926	5,73303972	1,76032	2,89398	0,489841	2,2502	3,3838	9,0778905	1864
58	9,6401	3,58504	13,225146	2,31255	4,27465	-0,05859	2,254	4,2161	15,603547	152

Hodnoty stykových výslednic pro základový rám třídy hmotnosti 1 tuna

č. svaru	1T První polovina sinusového cyklu (kladná)							
	l[m]	a[m]	FX[N]	FY (TS2) [N]	FZ[N]	MX[N.m]	MY[N.m]	MZ[N.m]
10	0,102	0,01132	7043,805	33141,61	2784,23	-20,87754	0,01073774	
12	0,102	0,01132	6453,94	29319,38	2544,718	-21,5356	0,5437011	
14	0,102	0,01132	7033,926	21076,75	2783,123	20,69405	-31,63784	
16	0,102	0,01132	7249,379	12738,63	2832,728	32,0305	1,292158	
4	0,62	0,01132	18178,76	33668,96	2846,041	9,211923	-26,61472	

č. svaru	1T Druhá polovina sinusového cyklu (záporná)							
	l[m]	a[m]	FX[N]	FY (TS2) [N]	FZ[N]	MX[N.m]	MY[N.m]	MZ[N.m]
10	0,102	0,01132	7684,086	4304,502	17859,85	60,01211	2,353964	
12	0,102	0,01132	7458,931	3904,652	18145,15	56,77067	1,50171	
14	0,102	0,01132	6789,035	4209,936	16669,36	45,88455	2,762417	
16	0,102	0,01132	6478,769	3544,142	11367,4	94,3639	0,6694769	
4	0,62	0,01132	7085,651	3993,056	17075,93	60,48507	1,324375	

Hodnoty hlavních napětí pro základový rám třídy hmotnosti 1 tuna

č. svaru	napětí v tahu	ohybový moment	napětí v normálovém směru	napětí ve smyku I	napětí ve smyku II	kroucí moment	tečné napětí I	tečné napětí II	redukované napětí	počet cyklů
	σ_n [Mpa]	σ_o [Mpa]	σ_{wf} [Mpa]	τ_{s1} [Mpa]	τ_{s2} [Mpa]	τ_k	τ_{wf1} [Mpa]	τ_{wf2} [Mpa]	σ_{red} [Mpa]	N [mil]
10	6,1004339	0,004929	6,10536304	2,41134	28,70298	-0,53181	1,87953	28,17117	49,282031	1543
12	5,589569	0,249585	5,83915402	2,203906	25,39266	-0,54857	1,65534	24,84409	43,52014	1764
14	6,091878	-14,5233	-8,4314134	2,410382	18,25396	0,527133	2,93751	18,78109	33,987701	586
16	6,2784755	0,593163	6,87163826	2,453343	11,03256	0,815902	3,26925	11,84846	22,370543	1082
4	2,5901573	-2,00997	0,58019177	0,405511	4,797242	0,006351	0,41186	4,803593	8,3707239	1798371

č. svaru	napětí v tahu	ohybový moment	napětí v normálovém směru	napětí ve smyku I	napětí ve smyku II	kroucí moment	tečné napětí I	tečné napětí II	redukované napětí	počet cyklů
	σ_n [Mpa]	σ_o [Mpa]	σ_{wf} [Mpa]	τ_{s1} [Mpa]	τ_{s2} [Mpa]	τ_k [Mpa]	τ_{wf1} [Mpa]	τ_{wf2} [Mpa]	σ_{red} [Mpa]	N [mil]
10	6,6549626	1,080583	7,73554536	15,46789	3,728004	1,528669	16,9966	5,256672	31,770835	759
12	6,4599624	0,689357	7,14931958	15,71498	3,381705	1,446101	17,1611	4,827806	31,694549	961
14	5,879785	1,268082	7,14786741	14,43685	3,646103	1,168802	15,6056	4,814905	29,176201	962
16	5,6110727	0,307322	5,91839484	9,844973	3,069478	2,403701	12,2487	5,473179	23,978834	1694
4	1,0095821	0,100018	1,10959999	2,433023	0,568941	0,0417	2,47472	0,610641	4,5522116	257096

Hodnoty stykových výslednic pro základový rám třídy hmotnosti 3 tuny

č. svaru	3T První polovina sinusového cyklu (kladná)							
	l[m]	a[m]	FX[N]	FY (TS2) [N]	FZ[N]	MX[N.m]	MY[N.m]	MZ[N.m]
16	0,102	0,01132	12592,3	3921,515	4932,089	49,54897	3,612377	
15	0,102	0,01132	10135,8	3733,736	3831,007	6,024811	1,767507	
14	0,102	0,01132	13498,74	4696,001	5227,963	51,71542	0,7159495	
10	0,102	0,01132	13349,35	4318,138	4878,447	-43,72548	0,3306566	
11	0,102	0,01132	10060,49	3446,495	3791,072	-17,58605	1,471212	
12	0,102	0,01132	12166,13	4487,556	4607,643	-51,56575	-3,38676	

č. svaru	3T Druhá polovina sinusového cyklu (záporná)							
	l[m]	a[m]	FX[N]	FY (TS2) [N]	FZ[N]	MX[N.m]	MY[N.m]	MZ[N.m]
16	0,102	0,01132	7866,488	7866,488	19302	42,20493	-1,766921	
15	0,102	0,01132	7205,183	7205,183	17801,65	30,47692	-3,029627	
14	0,102	0,01132	6871,976	6871,976	12609,77	72,98499	-0,6660612	
10	0,102	0,01132	8485,783	8485,783	20684,1	-154,0835	0,9766958	
11	0,102	0,01132	7306,345	7306,345	13349,37	72,79854	-0,5392166	
12	0,102	0,01132	9208,8	9208,8	16032,99	-57,36025	-0,9376688	

Hodnoty hlavních napětí pro základový rám třídy hmotnosti 3 tuny

č. svaru	napětí v tahu	ohybový moment	napětí v normálovém směru	napětí ve smyku I	napětí ve smyku II	kroučící moment	tečné napětí I	tečné napětí II	redukováno napětí	počet cyklů
	σ_n [Mpa]	σ_o [Mpa]	σ_{wf} [Mpa]	τ_{s1} [Mpa]	τ_{s2} [Mpa]	τ_k [Mpa]	τ_{wf1} [Mpa]	τ_{wf2} [Mpa]	σ_{red} [Mpa]	N [mil]
16	10,9058	1,65825	12,564078	4,27154	3,39631	1,26214	5,5337	4,6585	17,743297	177
15	8,77832	0,81137	9,5896913	3,31792	3,23368	0,15347	3,4714	3,3871	12,74881	398
14	11,6909	0,32866	12,01952	4,52779	4,06707	1,31733	5,8451	5,3844	18,274033	202
10	11,5615	0,15179	11,71327	4,22508	3,73981	-1,1138	3,1113	2,626	13,672182	219
11	8,7131	0,67536	9,3884538	3,28334	2,98491	-0,448	2,8354	2,5369	11,470369	424
12	10,5367	-1,5547	8,9820442	3,99055	3,88654	-1,3135	2,677	2,573	11,047077	485

č. svaru	napětí v tahu	ohybový moment	napětí v normálovém směru	napětí ve smyku I	napětí ve smyku II	kroučící moment	tečné napětí I	tečné napětí II	redukováno napětí	počet cyklů
	σ_n [Mpa]	σ_o [Mpa]	σ_{wf} [Mpa]	τ_{s1} [Mpa]	τ_{s2} [Mpa]	τ_k [Mpa]	τ_{wf1} [Mpa]	τ_{wf2} [Mpa]	σ_{red} [Mpa]	N [mil]
16	6,81294	-0,8111	6,0018338	16,7169	6,81294	1,07507	17,792	7,888	34,239549	1625
15	6,2402	-1,3907	4,8494541	15,4175	6,2402	0,77633	16,194	7,0165	30,950467	3080
14	5,95162	-0,3058	5,6458637	10,921	5,95162	1,85912	12,78	7,8107	26,549761	1952
10	7,34929	0,44835	7,7976393	17,9139	7,34929	-3,9249	13,989	3,4244	26,135351	741
11	6,32781	-0,2475	6,0802858	11,5615	6,32781	1,85437	13,416	8,1822	27,888551	1563
12	7,97547	-0,4304	7,5450378	13,8857	7,97547	-1,4611	12,425	6,5144	25,443055	818

Hodnoty stykových výslednic pro základový rám třídy hmotnosti 10 tun

č. svaru	10T První polovina sin cyklu (kladná)							
	l[m]	a[m]	FX[N]	FY (TS2) [N]	FZ[N]	MX[N.m]	MY[N.m]	MZ[N.m]
16	0,102	0,01132	6393,25	2329,098	2923,136	26,42214	0,9942625	
15	0,102	0,01132	4938,068	1670,585	2233,791	8,192792	-0,1887736	
14	0,102	0,01132	6279,421	2165,117	2871,551	18,40595	-0,6896556	
10	0,102	0,01132	6270,855	2193,47	2862,825	-20,86043	0,6980015	
11	0,102	0,01132	5083,832	1776,135	2311,048	-9,257248	1,341821	
12	0,102	0,01132	6208,932	2235,648	2834,163	-25,44224	-1,360445	

č. svaru	10T Druhá polovina sin cyklu (záporná)							
	l[m]	a[m]	FX[N]	FY (TS2) [N]	FZ[N]	MX[N.m]	MY[N.m]	MZ[N.m]
16	0,102	0,01132	3396,599	3739,305	13434,07	66,01931	0,1310269	
15	0,102	0,01132	4684,79	4087,347	15727,74	98,19706	0,2242137	
14	0,102	0,01132	2700,1	2829,822	13459,6	3,89729	0,2628511	
10	0,102	0,01132	4618,264	4437,944	18898,48	135,8543	0,4196449	
11	0,102	0,01132	4511,942	4005,244	16338,34	85,28655	0,8902043	
12	0,102	0,01132	4426,561	4553,89	15724,45	131,0827	1,457963	

Hodnoty hlavních napětí pro základový rám třídy hmotnosti 10 tun

č. svaru	napětí v tahu	ohybový moment	napětí v normálovém směru	napětí ve smyku I	napětí ve smyku II	kroučící moment	tečné napětí I	tečné napětí II	redukované napětí	počet cyklů
	σ_n [Mpa]	σ_o [Mpa]	σ_{wf} [Mpa]	τ_{s1} [Mpa]	τ_{s2} [Mpa]	τ_k [Mpa]	τ_{wf1} [Mpa]	τ_{wf2} [Mpa]	σ_{red} [Mpa]	N [mil]
16	5,53701	0,45641	5,9934215	2,53164	2,01716	0,67304	3,2047	2,69021	9,4044008	1631
15	4,27672	-0,0867	4,1900604	1,93462	1,44684	0,20869	2,1433	1,65554	6,2897054	4775
14	5,43842	-0,3166	5,1218381	2,48697	1,87514	0,46885	2,9558	2,34399	8,3022088	2614
10	5,431	0,32042	5,7514208	2,47941	1,8997	-0,5314	1,948	1,36833	7,076749	1846
11	4,40296	0,61596	5,0189189	2,00153	1,53826	-0,2358	1,7657	1,30245	6,2953981	2778
12	5,37737	-0,6245	4,752865	2,45459	1,93623	-0,6481	1,8065	1,28815	6,1121248	3271

č. svaru	napětí v tahu	ohybový moment	napětí v normálovém směru	napětí ve smyku I	napětí ve smyku II	kroučící moment	tečné napětí I	tečné napětí II	redukované napětí	počet cyklů
	σ_n [Mpa]	σ_o [Mpa]	σ_{wf} [Mpa]	τ_{s1} [Mpa]	τ_{s2} [Mpa]	τ_k [Mpa]	τ_{wf1} [Mpa]	τ_{wf2} [Mpa]	σ_{red} [Mpa]	N [mil]
16	2,9417	0,06015	3,0018429	11,6349	3,2385	1,68169	13,317	4,92019	24,771494	12985
15	4,05736	0,10292	4,1602848	13,6213	3,53993	2,50134	16,123	6,04127	30,11015	4878
14	2,33848	0,12066	2,4591391	11,657	2,45083	0,09927	11,756	2,5501	20,980563	23618
10	3,99974	0,19264	4,1923809	16,3674	3,84357	3,46057	19,828	7,30415	36,838508	4767
11	3,90766	0,40865	4,3163079	14,1502	3,46882	2,17248	16,323	5,6413	30,22232	4368
12	3,83372	0,66928	4,5029905	13,6185	3,94399	3,33903	16,958	7,28302	32,281198	3847