

**Západočeská univerzita v Plzni**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra konstruování strojů**



**DISERTAČNÍ PRÁCE**

**Západočeská univerzita v Plzni**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra konstruování strojů**

Studijní program:           Strojní inženýrství

Studijní obor:               Stavba strojů a zařízení

**DISERTAČNÍ PRÁCE**

**KONSTRUKCE VYFUKOVACÍCH LISŮ S OHLEDEM**  
**NA POŽADOVANÉ VLASTNOSTI**  
THE BLOW MOULDING MACHINES DESIGN WITH REGARD TO  
REQUIRED PROPERTIES

**ING. ONDŘEJ CHROMEČEK**

Školitel: Doc. Ing. Václava Lašová Ph.D., KKS

Počet stran:           85

Počet příloh:         03

PLZEŇ 2015

### **Prohlášení**

Předkládám k posouzení tuto disertační práci, jejíž rámcové téma je „Konstrukce vyfukovacích lisů s ohledem na požadované vlastnosti“.

Tato práce je koncipována podle požadavků Studijního a zkušebního řádu ZČU Plzeň, tj. obsahuje teoretickou část, experimentální část, aplikaci známých metod na strojní součást, novou metodiku pro posuzování únavové životnosti a seznam souvisejících publikací.

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne .....

.....  
podpis

### **Upozornění**

Podle zákona o právu autorském č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR), § 17, zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků, nebo jakékoliv nakládání s nimi, možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora, autorů citovaných prací a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

## Anotace

Při konstrukci vyfukovacích automatů je nutné provést rozbor funkčních uzlů stroje s ohledem na požadované vlastnosti. Při navrhování dílů vyfukovacích lisů a posuzování jejich pevnosti nelze vždy vycházet z klasického statického výpočtu, který není dostačující pro cyklické namáhání. Výpočtová metoda musí přihlížet k celému komplexu provozních vlivů a vlastností materiálu. Problematikou určení životnosti při cyklickém zatížení se zabývá teorie únavy materiálu.

V současné době existuje celá řada postupů, přístupů a experimentálních metod pro vyhodnocování únavové životnosti, ale jakožto konstruktér lisů na tváření plastů, kde jsou základní mechanismy zatěžovány míjivým ohybem, mi chybí rychlý postup pro predikci životnosti součástí.

A proto se v této práci zaměřím na vytvoření metody predikce životnosti, která by mohla sloužit pro konstruktéry všech lisů, kde jsou součásti namáhané cyklickým míjivým ohybem.

U většiny strojů jsou součásti dimenzovány na trvalou pevnost, tedy na  $10^7$  cyklů a já tedy také budu posuzovat strojní konstrukci na trvalou pevnost. Zvláště u lisů je tato pevnost brána jako podmínka funkčnosti a poškození v oblasti časové pevnosti je velice nežádoucí.

Výsledkem mé práce je pak ucelený metodický postup vložený do aplikace v Excelu, který může snadno používat každý pouze se základními vědomostmi v oblasti materiálové únavy. Vstupními daty jsou velikost zatížení, použitý materiál a jeho mez pevnosti, geometrie součásti a kritické místo koncentrace napětí. Výstupem je pak koeficient bezpečnosti pro daný díl, který charakterizuje, zda je daný díl dimenzován na trvalou pevnost či nikoli.

Tento program bude sloužit k rychlému a samozřejmě ke spolehlivému vyhodnocení únavové životnosti strojních součástí ze znalosti materiálu a geometrie, bez nutnosti použití dalších softwarů či nepřehledného množství grafů.

Dále v této práci můžete najít studium vyfukovacích automatů včetně technologie vyfukování, rozbor funkčních uzlů stroje s ohledem na požadované vlastnosti, teoretické základy problematiky materiálové únavy, metodiku predikce únavové životnosti od nejstarších způsobů až po nejmodernější, které využívající moderní výpočetní techniku pro vyhodnocování dat z metody konečných prvků. Tyto metodiky jsou zde aplikovány na strojní součást, která byla podrobena analýze a vyhodnocení jak pro stávající řešení, tak i pro nové optimalizované řešení strojního dílu. Toto je velmi přínosné pro rychlou orientaci při řešení podobných problémů při zatížení cyklickým ohybem a pro vhodný výběr metodiky, kterou chce výpočtář použít pro daný problém. Poté je metodika ověřena v praktickém provozu na vyfukovacích strojích firmy GDK spol. s r.o. typové označení: GM 2001.E, GM 5001.E.

## Klíčová slova

životnost, teorie únavy materiálu, cyklické zatížení, tvarová pevnost, NSA, LESA, Ansys, predikce životnosti, vyfukovací stroj, lis

## **Annotation**

During the blow moulding machines designing there is necessary to make analyses of the main machines mechanisms with regard to required properties. For the machine parts design and its strength evaluation we can't use the common static calculation methods, which aren't suitable for the cyclic loading. The calculating method must keep all rules of operating influences and the material properties. This issue of the lifetime prediction during cyclic loading is included in the theory of the material fatigue.

At the present there are a lot of procedures and experimental methods for lifetime prediction, but as the machine designer of the presses for shaping the plastic melt, where all basic mechanisms are loaded by cyclic deflection, I miss the fast method for the lifetime prediction of the machine parts.

Therefore I focus my view on making the procedure for the prediction of the parts lifetime in my thesis, which can be helpful for all presses designers for calculating of parts with the cyclic deflection repeated loading.

Most of the machines are designed for the permanent strength, it means more then  $10^7$  cycles and therefore I will evaluate the machine constructions for that strength. Specially for the presses there is this requirement necessary and the damage of a part is very unsuitable.

The result of my thesis will be the compact method put to the Excel application, which can be used by all designer with the basic knowledge in this issue. Input datas are the loading, the material with the strength level, part's dimensions and the critical point. The output value is the safety coefficient, which indicated if the machine part is designed for the permanent strength.

This program will be useful for the fast and very exact evaluation of the machine parts fatigue prediction with the knowledge of the material and geometry, without using of another softwares and the high quantity of the graphs.

In this thesis you can find the main information regarding the blow moulding machines including the blow moulding technology, the analyses of the machine mechanisms, theoretical bases of the material fatigue issue, classis and modern methods of the fatigue lifetime prediction, which use high technologies for an evaluation datas from the finite elements method. These procedures are applied on the machine part, which was analysed and evaluated for the original and the new modified solution of the design. That is very useful for the fast orientation during solving of the similar problem with the cyclic deflection repeated loading and for a choose and a determination of the suitable method, which the designer wants to use for his actual problem. Then this method is verified in the operation on the blow moulding machines in GDK Company, on machines GM 2001.E and GM 5001.E.

## **Key Words**

lifetime, theory of the fatigue, cyclic loading, shaped strength, nominal stress analysis, local elastic stress analysis, Ansys, lifetime prediction, blow moulding machine, press

# Obsah

	str.
1. Cíle doktorského studia a disertační práce .....	3
2. Vyfukovací lis – přehled .....	3
2.1 Popis technologie extruzního vyfukování.....	3
2.2 Přehled typů strojů.....	8
3. Požadované vlastnosti - rozbor.....	11
4. Rozbor funkčních uzlů stroje s ohledem na požadované vlastnosti.....	13
4.1 Popis mechanismu vyfukování .....	13
4.2 Popis mechanismu zavírání formy.....	15
5. Cyklicky namáhané díly – možnosti jejich posouzení.....	17
5.1 Wöhlerova křivka .....	17
5.2 Smithův a Haighův diagram .....	18
5.3 Typy cyklického namáhání.....	19
6. Metody posouzení cyklicky namáhaných dílů.....	21
6.1 Tvarová pevnost .....	21
6.2 Moderní metody predikce životnosti .....	25
6.2.1 Přístup predikce přes nominální napětí (NSA) .....	25
6.2.2 Přístup predikce přes lokální elastická napětí (LESA) .....	26
6.2.3 Přístup predikce přes lokální elasto-plastická napětí a deformace (LPSA) .....	26
6.2.4 Přístup predikce přes lomovou mechaniku (FMA).....	26
6.2.5 Predikce životnosti přístupem NSA a LESA .....	27
6.3 Přehled dostupných komerčních programů pro predikci životnosti .....	29
6.3.1 Únavový modul programu ANSYS .....	29
6.3.2 Program SKALA .....	31
6.3.3 Únavový modul programu I-DEAS .....	32
6.3.4 Únavový modul programu COSMOS/M.....	32
6.3.5 Program pro predikci životnosti SYSLIFE.....	33
6.3.6 Programový balík pro predikci životnosti MSC/FATIGUE .....	33
7. Případová studie bočnice lisu – řešení známými postupy .....	35
7.1 Analýza a vyhodnocení stávajícího řešení mechanismu pro vyfukování výrobku .....	35
7.1.1 Analýza zatížení .....	35
7.1.2 Analýza s funkčním zámkem mechanismu.....	35
7.1.3 Analýza s nefunkčním zámkem mechanismu.....	41
7.2 Analýza a vyhodnocení optimalizovaného řešení mechanismu pro vyfukování .....	48
7.2.1 Analýza zatížení a konstrukčních změn.....	48
7.2.2 Analýza s funkčním zámkem mechanismu.....	48
7.2.3 Analýza s nefunkčním zámkem mechanismu.....	54
7.3 Porovnání výsledků životnosti mechanismu.....	61
7.4 Porovnání použitých metod .....	61
8. Uplatnění nové metody posuzování obdobně zatěžovaných konstrukcí .....	62
8.1 Vývojový diagram .....	71
8.2 Aplikace metodiky na bočnici rámu mechanismu vyfukování .....	74
8.3 Aplikace metodiky na kliku mechanismu zavírání forem .....	76
9. Vyhodnocení přínosu nové metodiky .....	78
9.1 Verifikace výsledků na bočnici rámu vyfukování .....	79
9.2 Verifikace výsledků na páce mechanismu zavírání forem.....	80
10. Závěr.....	82
Literatura .....	84
Software .....	85
Přílohy	
Grafy pro stanovení skutečné meze únavy .....	Příloha č.1
Výpočet únavy materiálu pro cyklické míjivé zatížení ohybem.....	Příloha č.2
Výkresová dokumentace .....	Příloha č.3

## Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat všem pedagogickým pracovníkům naší fakulty, kteří mi během studia předávali své znalosti a velice mi pomáhali při realizaci této práce. Nejvíce bych chtěl poděkovat mé školitelce Doc. Ing. Václavě Lašové, Ph.D. za poskytnutí cenných informací při tvorbě této práce a za čas strávený při konzultacích.

## Důležité značky a zkratky

$\sigma_{Pt}$	[MPa]	mez pevnosti materiálu
$\sigma_{kt}$	[MPa]	mez kluzu materiálu
$\sigma_C$	[MPa]	mez únavy hladkého vzorku v tahu - tlaku
$\sigma_C^*$	[MPa]	skutečná mez únavy v tahu - tlaku
$\sigma_{hC}$	[MPa]	mez únavy při míjivém zatížení v tahu - tlaku
$\sigma_{OC}$	[MPa]	mez únavy v ohybu
$\sigma_{ohC}^*$	[MPa]	skutečná mez únavy při míjivém ohybu
$\sigma_n$	[MPa]	nominální napětí
$\sigma_h$	[MPa]	horní napětí při cyklickém namáhání
$\sigma_d$	[MPa]	dolní napětí při cyklickém namáhání
$\sigma_a$	[MPa]	amplituda
$\sigma_A$	[MPa]	mezní amplituda
$\sigma_m$	[MPa]	střední napětí
$\sigma_M$	[MPa]	mezní střední napětí
$\sigma_F$	[MPa]	fiktivní napětí
$\sigma_{MKP}$	[MPa]	napětí zjištěné MKP
$\sigma_{kor}$	[MPa]	korigované napětí
$\alpha$	[-]	součinitel tvaru
$\beta$	[-]	součinitel vrubu
$\beta_N$	[-]	součinitel tvaru pro počet cyklů N
$\nu$	[-]	součinitel napjatosti
$\nu$	[-]	součinitel velikosti
$\nu_\beta$	[-]	součinitel velikosti dán poměrem zdánlivého a skuteč. tvar. součinitele
$n$	[-]	počet opakování
$\psi$	[-]	součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí
$\xi$	[-]	součinitel citlivosti materiálu
$\mu$	[-]	korekční součinitel na počet cyklů
$k$	[-]	koeficient bezpečnosti
$\eta_P$	[-]	součinitel jakosti povrchu
$\eta_c$	[-]	celková účinnost

## 1. Cíle doktorského studia a disertační práce

Cílem mého doktorského studia a navazující disertační práce je studium vyfukovacích automatů včetně technologie vyfukování, rozbor funkčních uzlů stroje s ohledem na požadované vlastnosti, studium teoretických poznatků v oblasti materiálové únavy a jejich aplikace na strojní zařízení. Dále vytvoření nového metodického postupu při posuzování materiálové únavové životnosti pouze ze znalosti materiálu a geometrie dané součásti.

V současnosti existuje celá řada postupů, přístupů a experimentálních metod pro vyhodnocování únavové životnosti, ale jakožto konstruktér vyfukovacích strojů, tedy lisů na tváření plastů, kde jsou základní mechanismy zatěžovány míjivým ohybem, mi chybí rychlý postup pro predikci životnosti součástí. Tato metoda by mohla sloužit pro konstruktéry nejen vyfukovacích automatů, ale i vstřikovacích lisů a všech lisů, kde jsou součásti namáhané cyklickým míjivým ohybem.

U většiny strojů jsou součásti dimenzovány na trvalou pevnost, tedy na  $10^7$  cyklů, a proto budeme také posuzovat strojní konstrukci na trvalou pevnost. Zvláště u lisů je tato pevnost brána jako podmínka funkčnosti a poškození v oblasti časové pevnosti je velice nežádoucí.

Chtěl bych, aby tato nová metodika nebyla přímo závislá na MKP výsledcích, neboť by to předpokládalo vypočtení lokálního napětí součásti pomocí velmi speciálního programu, který je pro nespočet strojírenských firem neekonomický. Proto by tento metodický postup měl vycházet ze znalosti geometrie strojní součásti a ze znalosti zatížení.

Poté je nutné tuto novou metodiku otestovat v praktickém provozu na strojní součásti (stroj: vyfukovací automat firmy GDK spol. s r.o. typové označení: GM 2001.E, GM 5001.E) namáhanou cyklickým ohybovým zatížením. Tímto by se ověřily teoretické poznatky, které by se staly základem k vytvoření nového vlastního metodického postupu určeného pro posuzování únavové životnosti strojních součástí.

Přínosem této práce bude shrnutí informací týkajících se problematiky hodnocení únavové životnosti strojních součástí, porovnání několika různých přístupů k řešení materiálové únavy, vytvoření přehledného výčtu komerčních programů určených pro stanovování životnosti a vymyšlení vlastní metody sloužící k predikci životnosti.

Důležitým aspektem při tvorbě tohoto metodického přístupu by měly být jednoduchost a srozumitelnost pro běžného uživatele.

Výsledkem by pak měl být metodický postup, který by snadno mohl aplikovat i konstruktér se základními vědomostmi v oblasti materiálové únavy. Sloužit bude k rychlému a samozřejmě ke spolehlivému vyhodnocení únavové životnosti strojních součástí ze znalosti materiálu a geometrie, bez nutnosti použití dalších softwarů či nepřehledného množství grafů.

## 2. Vyfukovací lisy – přehled

### 2.1 Popis technologie extruzního vyfukování

V průběhu 20. století pronikly do každodenního života obyvatel na celém světě syntetické makromolekulární látky tzv. polymery. Pro své specifické vlastnosti se staly nenahraditelnými v celé řadě odvětví. Různé aplikace plastů využívají jejich snadné zpracovatelnosti, nízké měrné hmotnosti, odolnosti proti korozi, dobrých tepelně izolačních i elektroizolačních vlastností a také příznivé ceny.



Není snad oboru lidské činnosti, kam by plasty nepronikly. Stačí se jen rozhlédnout kolem sebe na předměty z plastů a pokusit se říci, z jakého materiálu by se ten či onen výrobek mohl realizovat, pokud by plasty nebyly k dispozici. Řada výrobků by byla nerealizovatelná a pokud by se vyrobily z klasických materiálů (kovy, dřevo, keramika), tak jen s velmi sníženými nároky na vzhled, tvar, životnost, hmotnost, výrobními náklady atd. Proto můžeme plasty z hlediska použití zařadit mezi významné konstrukční materiály.

Z celkového objemu používaných plastů připadá cca 70% na plasty tzv. masové spotřeby. To jsou zejména polyetylén (PE), polyvinylchlorid (PVC), polypropylén (PP) a polystyrén (PS). Z 18% tvoří spotřebu reaktoplasty. Jen asi 9% spotřeby činí konstrukční termoplasty jako ABS, dále polyamidy (PA), polyacetály (POM), polykarbonát (PC) a plexisklo (PMMA). Jen asi 1-2% se odhaduje podíl speciálních vysokovýkonných plastů se špičkovými vlastnostmi, především teplotní odolností, tuhostí, pevností a houževnatostí.

Polymery jsou základem velkých průmyslových odvětví jako je výroba a zpracování plastů, gumárenský a chemický průmysl. Jejich největší objem míří do stavebnictví 30% a do obalové techniky 25%, elektrotechnika spotřebovává 15%. Na barvy, laky a lepidla je zapotřebí cca 10% vyrobených plastů. V posledních desetiletích se projevil nárůst používání plastů v dopravě, zejména pak v automobilovém průmyslu.

Vývoj plastů neustále pokračuje. V současné době se vyvíjejí nové typy vodivých plastů, paměťových medií, biologických senzorů i tzv. inteligentních plastů, které mění své vlastnosti na povel daný okolním prostředím. Mnohé z takových materiálů se určitě objeví v dohledné době v praktických aplikacích.

## **Přehled technologií zpracování plastů**

- **Vstříkování**

Vstříkování je nejrozšířenější technologií zpracování plastů. Je to proces, při kterém je přesně určená dávka roztavené hmoty vstříknuta velkou rychlostí z pracovní tlakové komory do uzavřené tvarové dutiny kovové formy, kde hmota ochlazením ztuhne ve finální výrobek. Potom se forma v dělicí rovině rozevře, výrobek se vyjme a celý proces se po otevření formy opakuje. Výrobky zhotovené vstříkováním se vyznačují velmi dobrou rozměrovou i tvarovou přesností a vysokou reprodukovatelností mechanických a fyzikálních vlastností. Se vstříkovanými výrobky se setkáváme ve všech oblastech lidské činnosti. Jsou to jak předměty spotřebního charakteru, např. přepravky, hračky, tak předměty technické povahy, např. přístrojová deska, nárazníky automobilů nebo skříně elektrospotřebičů.

- **Vytlačování**

Druhou nejrozšířenější technologií je extruze, neboli vytlačování, charakterizované jako technologický proces kontinuálního tváření materiálu v plastickém stavu přes nástroj (vytlačovací hlavu) do požadovaného tvaru, který se fixuje snížením teploty plastu. Používá se hlavně ve výrobě desek, fólií, trubek, hadic, opláštění vodičů nebo různých tuhých či těsnících profilů. Rovněž také k výrobě polotovarů pneumatik v gumárenském průmyslu. Velké uplatnění nachází při výrobě granulátů a směsí polymerů či barvicích koncentrátů.

- **Vyfukování**

Pro výrobu dutých těles se používá technologie vyfukování. Základem této technologie je tvarování vhodného polotovaru přetlakem vzduchu v chlazené formě do tvaru uzavřeného tělesa. Polotovarem pro vyfukování může být předlisek ve tvaru ampulky zhotovený

vstříkovaním nebo polotovary ve tvaru trubky (parison) vyrobený vytlačováním. Takto lze vyrábět láhve, kanystry, hračky a technické předměty různých tvarů a velikostí.

- Tvarování za tepla

Polotovary ve formě desek, vyrobené např. technologií vytlačování lze v dalším procesu zpracovávat tvarováním. Předehřáté desky nebo fólie se tvarují do formy pod tlakem, přetlakem nebo mechanicky. Touto metodou se vyrábějí kryty osvětlovacích těles, nádoby miskového tvaru či díly skříní ledniček. Velký význam má tato technologie v obalové technice, např. pro výrobu kelímků a misek určených k balení potravin.

- Kalandrování

Za nejproduktivnější metodu výroby desek a fólií se považuje kalandrování, používané např. při výrobě podlahovin z měkčeného PVC, kdy je materiál tvářen v mezeře mezi dvěma válci, otáčející se s rozdílnými obvodovými rychlostmi.

- Odlévání

V malosériové, kusové a na přesnost nenáročné výrobě se uplatňuje technologie odlévání, při které se materiál ve formě tekutiny vlévá do formy, ve které dojde ke změně do tuhé fáze. Tato metoda má své uplatnění např. při zpracování vytvrditelných pryskyřic.

- Doplnkové technologie

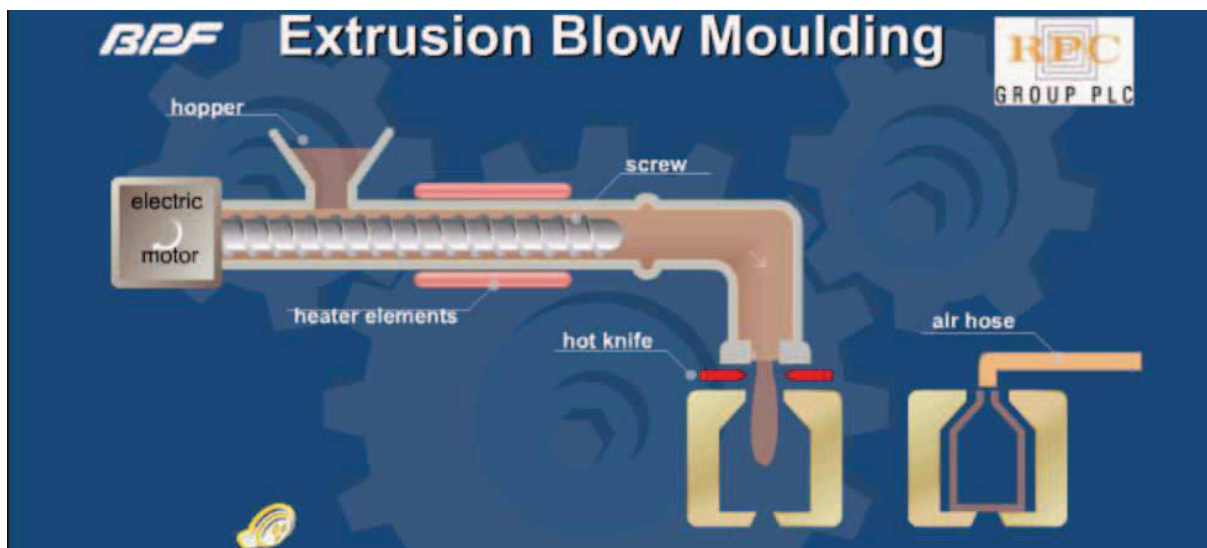
Jedním z představitelů těchto technologií je obrábění plastů. Využívá se v případech, kdy je nutné dodatečné mechanické opracování (odstranění přetoků, vtokových kanálů nebo udělení přesných rozměrů výrobku). Uplatní se také při výrobě malého počtu kusů plastových dílů, kdy se ušetří investice do náročných forem. K dalším doplnkovým technologiím patří lepení, svařování a povrchové úpravy plastů.

**Vyfukování plastů vytlačováním** je proces, který se používá pro výrobu dutých plastových produktů, jako jsou láhve, kanystry, výrobky do lékařství nebo výrobky do automobilového průmyslu. Princip je založen na vytlačování roztaveného materiálu v podobě duté trubky do chlazené dutiny formy, kde je posléze vyfouknut pomocí stlačeného vzduchu do požadovaného tvaru formy.

V podstatě existují dva základní typy extruze, kontinuální a přerušovaná. Kontinuální extrudéry dodávají konstantní množství taveniny v závislosti na otáčkách vytlačovacího šneku, který je umístěn ve válci vytlačovacího zařízení. Volba správné geometrie šneku a válce v závislosti na typu materiálu má zásadní vliv na celkovou technologii.

Diskontinuální extruze je proces, kde mimo rotačního pohybu šneku je konán také přímočarý pohyb, kterým se vstříkne materiál do dutiny formy.

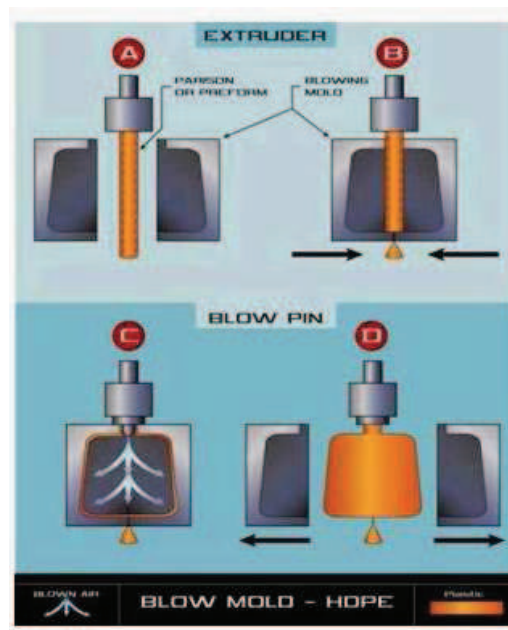
Na začátku extrudéru je materiál v tuhém stavu v podobě granulí pod plastikační teplotou. Třením se materiál dostane na plastikační teplotu a přeměňuje se v taveninu. Na konci je pak materiál dokonale roztavenou na homogenní hmotu. Základní podmínkou funkčnosti vytlačování je, že tření materiálu oproti válci musí být větší než oproti šneku.



Obr. 2.1–1 Technologie vyfukování pomocí kontinuálního vytlačování (www.rpc.com)

Rotační pohyb šneku je realizován pomocí motoru s převodovkou. Veškerou sílu z extruze taveniny absorbuje axiální ložisko, které musí splňovat vysoké nároky na únosnost. Plastický materiál je taven ve válci pomocí topných těles a po natopení vytlačovací jednotky a spuštění také pomocí tření mezi válcem a materiálem. Proto jsou pro přesnou regulaci teploty tato topná tělesa vybavena chladicí jednotkou pro kompenzaci vlivu tření.

Z extrudéru je materiál dopravován do vytlačovací hlavy, kde je tvářen do tvaru trubky, aby posléze mohl být vyfouknut v dutině formy. Velmi žádaným příslušenstvím je zařízení pro plynulou regulaci tloušťky stěny této vytlačované trubky zvané parizon. Poté je tavenina uříznuta a ve formě přesunuta do prostoru s vyfukovacím zařízením. Zde je parizon rozfouknut do požadovaného tvaru dutiny pomocí vyfukovacích trnů, které mimo to ještě naseknou horní část, která je technologický odpad a v další operaci je odstraněna.

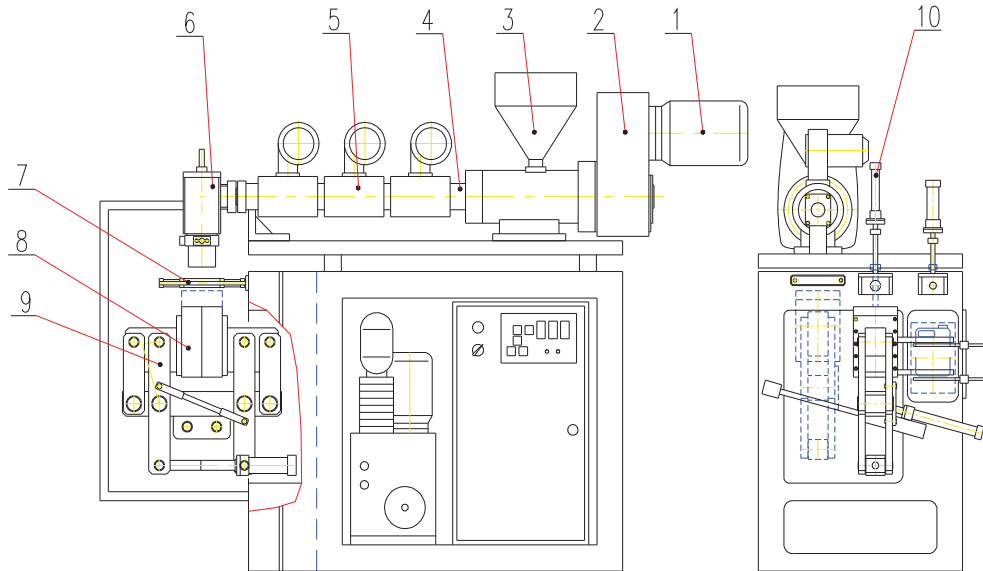


Obr. 2.1–2 Vyfukování kanystru  
(www.blowmoulding.com)

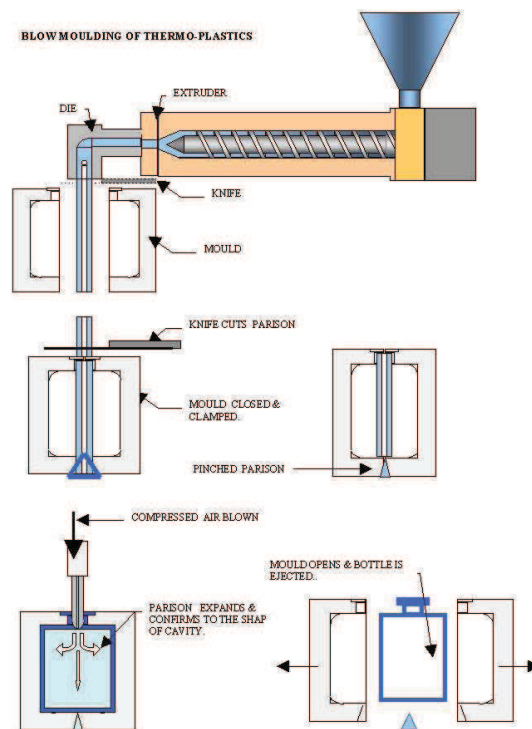
Srdcem stroje je mechanismus zavírání forem, který má za úkol otevírání a zavírání formy, ale také pohyb formy z prostoru pod vytlačovací hlavou do prostoru pod vyfukovacími trny. Zavřením formy dojde také k naseknutí spodní části parizonu. Tento spodní přetok je poté oddělen od výrobku a s horním odpadem poté drcen na opětovné zpracování.

Vyfukovací stroj se skládá z elektromotoru (1), který přes převodovou skříň (2) uděluje rotační pohyb šneku, který je umístěn v pracovním válci (4) vytlačovací jednotky. Materiál ve formě granulí se vkládá do násypky (3) a pomocí topení (5) je zahříván na teplotu zpracování. Dále je dopravován rotačním pohybem šneku do vytlačovací hlavy (6). Zde je materiál formován do tvaru trubky zvané parizon a vytlačován do prostoru formy. Jakmile parizon dosáhne požadované délky, forma (8), připevněna k mechanismu zavírání forem (9), se

uzavře. Po oddělení parisonu nožem (7) se přesune do prostoru pod vyfukovací trn (10), kde se plast tvaruje přetlakem stlačeného vzduchu dle dutiny chlazené formy. Poté se forma otevře a výrobek s přetoky je dopraven k oddělovači přetoků. Po oddělení je výrobek již hotov a nepotřebuje již žádné další úpravy.



Obr. 2.1–3 Schématický popis vyfukovacího stroje



Obr. 2.1–4 Schématický popis technologie vyfukování  
([www.blowmoulding.com](http://www.blowmoulding.com))



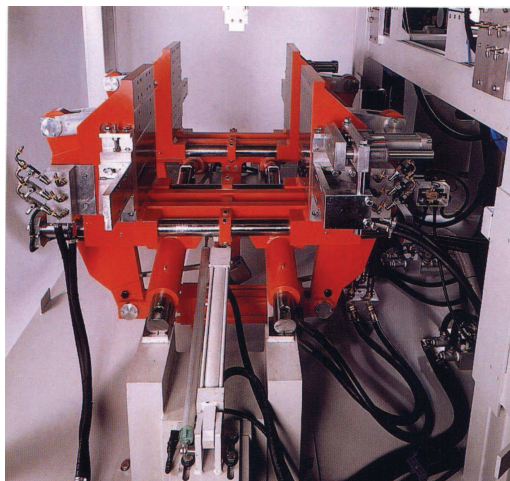
## 2.2 Přehled typů strojů

Na trhu strojů pro zpracování plastů má největší zastoupení Evropa. Nejvýznamnějšími evropskými producenty jsou Německo, Itálie, Francie, Rakousko a Švýcarsko. Ve světě je to potom USA, Japonsko, Kanada a Tchaj-wan. Z ekonomických důvodů se ale část světové produkce strojů přesouvá do Asie, především do Číny a Indie. Mnoho firem zakládá své pobočky v Číně a vyrábí zde své „ekonomické“ stroje pod jinou značkou, ale s léty nabitým know-how. V České republice plastikářský průmysl zabírá 8% z celkové české průmyslové výroby. 75% z této části připadá na vstřikování plastů, 10% vytlačování, 5% vyfukování a 10% na ostatní technologie. Na našem trhu působí více než 350 firem zabývajících se zpracováním plastů a zaměstnávají okolo 50000 lidí.

Největšími výrobci vyfukovacích automatů u nás jsou firmy GDK spol. s r.o. a Chodos Chodov, jenž zabírají největší podíl na tuzemském trhu. Mezi největší konkurenty patří německé (Hesta, Bekum, Kautex, Stahl, MBK, Dekuma), italské (Magic, BM Bologna, Jomar Italia, Automa), španělské (Urola, Plamasa), asijské (Kingswel, SMC, ASB, Jonh Huah) a americké firmy (Jomar Comporation).

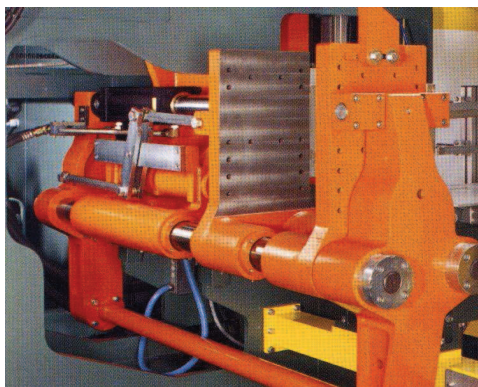
Firmy zabývající se vývojem vyfukovacích strojů používají v zásadě stejnou technologii, liší se pouze provedení stroje zejména použitý typ mechanismu zavírání forem a druh jeho pohonu. Obecně lze říci, že se vyfukovací stroje dělí na stroje elektrické, hydraulické a pneumatické.

Stroje Italské firmy BM jsou poháněny hydraulickými lineárními motory, které realizují jak posuvné pohyby celého mechanismu zavírání forem tak pohyb formy. Celý mechanismus je veden pomocí vodících tyčí, které jsou skloněné, aby nedocházelo ke kontaktu parizonů při výrobě více výlisků při jednom provozním cyklu. Pohyb forem je zde řešen mechanismem s jedním motorem a dvěma táhly. Tlak v hydraulickém motoru vyvozuje sílu, která pomocí táhel umožňuje přímočarý pohyb formy po vodících tyčích.



Obr. 2.2–1 Mechanismus zavírání forem u stroje firmy BM ([www.technespa.com](http://www.technespa.com))

Další italská firma Jomar Italia má stroje poháněné také hydraulickými systémy. Mechanismus zavírání forem je zde řešen pomocí jednoho hydraulického motoru, který vyvozuje sílu, jenž pohybuje po vodících tyčích s jednou polovinou formy přímo a pomocí systému klíček a dlouhého táhla i s druhou polovinou.



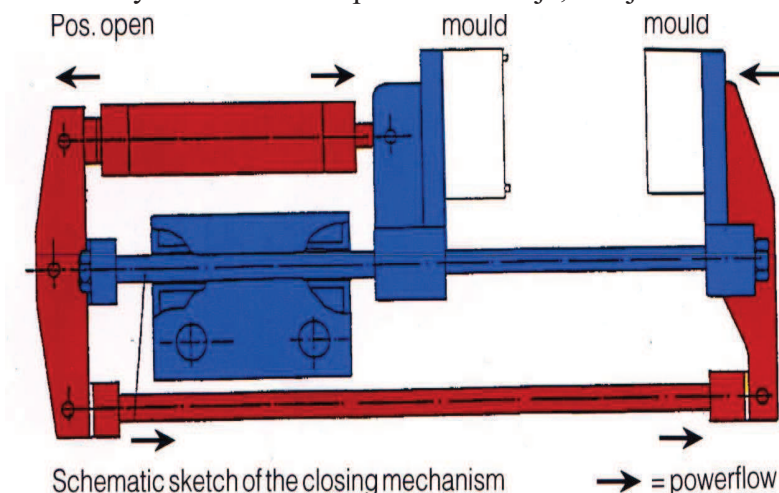
Obr. 2.2–2 Mechanismus zavírání forem u stroje firmy Jomar ([www.jomar.com](http://www.jomar.com))

Firma Automa má mechanismus zavírání forem řešen opět pomocí jednoho hydraulického motoru, který přes táhla vyvozuje zavírací sílu formy. Celý mechanismus je veden šikmými vodícími dráhami.

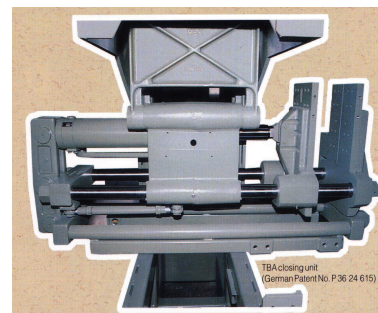
Německý výrobce Stahl má pohonný systém hydraulický a pohyb formy po vodících tyčích je zajištěn pohybem hydraulického lineárního motoru. Celý mechanismus je veden vodorovnými vodícími tyčemi, což znamená, že při výrobě více výlisků musí

být zvedána celá vytlačovací jednotka, aby nedošlo ke kontaktu parizonů.

Další německý zástupce firma MBK má pohonnou jednotku také hydraulickou a princip mechanismus zavírání forem je zřejmý z obrázku 2.2–3. Celý mechanismus se pohybuje po vodících tyčích a závisí na provedení stroje, zda jsou vodorovné či šikmé.



Obr. 2.2–3 Schéma pohybu mechanismu zavírání forem u stroje firmy MBK ([www.mbk-koetke.de](http://www.mbk-koetke.de))



Obr. 2.2–4 Mechanismus zavírání forem u stroje firmy MBK ([www.mbk-koetke.de](http://www.mbk-koetke.de))

Mezi světovou špičku vyfukovacích automatů patří německá firma Bekum. Pohyb formy je realizován pomocí jednoho hydraulického motoru, který vyvozuje zavírací sílu přes odlévaná táhla. Pohyb obou polovin formy je vymezen dráhami s valivými hnízdy. Celý mechanismus se pohybuje po vodorovných vodících dráhách a tedy musí být v každém cyklu realizováno zvedání vytlačovací jednotka.

Firma SMC Comporation Limited vyrábí stroje, které jsou poháněny hydraulickými motory. Pohyb formy je veden pomocí vodících tyčí nebo pomocí vodících drah. Celý mechanismus zavírání forem se potom pohybuje po šikmých vodících tyčích u menších modelů nebo po vodorovných vodících dráhách u větších typů.

Stroje českého výrobce Chodosu Chodov jsou poháněny hydraulickými a pneumatickými systémy. Stlačený vzduch je pracovní medium pro oddělovače přetoků. Zavírání a otevírání formy je realizováno pomocí hydraulického motoru, který vyvozuje pohyb forem přes mechanismus s klikami.

Významný výrobce vyfukovacích strojů v České republice je firma GDK z Kolové u Karlových Varů. Stroje této firmy se staly během posledních let velmi atraktivním kompromisem k velmi drahým, ale také k velmi kvalitním německým strojům a za použití nejmodernějších technologií se celosvětově prosadily.

U těchto strojů je kombinován elektrický a pneumatický pohonný systém. Pneumatické lineární pohony realizují pohyby nože a oddělovače přetoků. U malých modelů dokonce i pohyb zavírání, otevírání formy a



Obr. 2.2–5 Vyfukovací stroj firmy GDK GM 5001



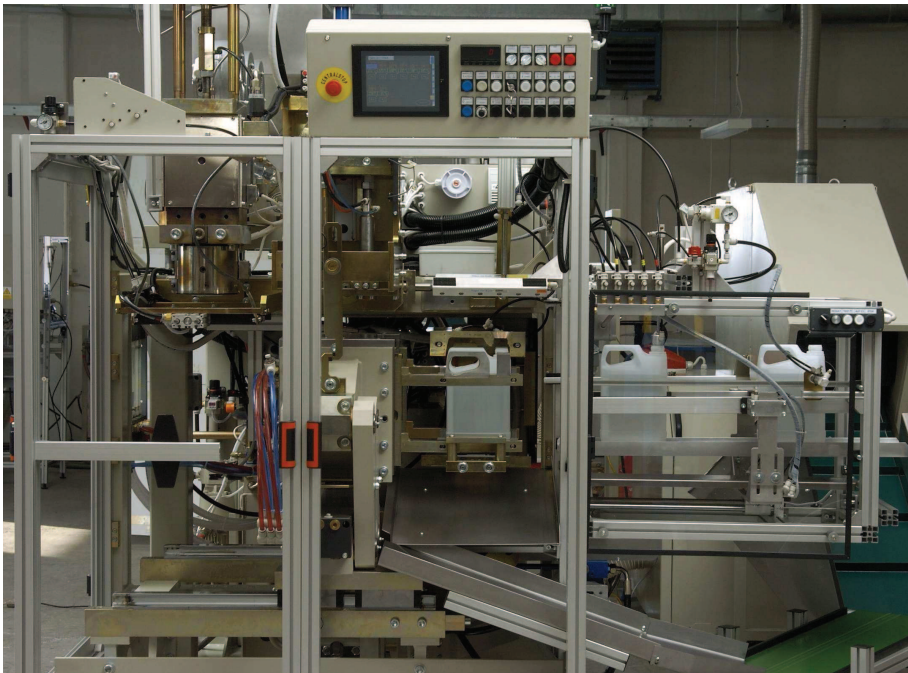
pohyb celého mechanismu. Tento systém bez použití hydrauliky je unikátní. U větších modelových typů zajišťuje elektrický motor pohyb celého mechanismu zavírání forem a druhý uskutečňuje otevírání a zavírání formy přes mechanismus s klikami.

Obecně je trendem ve výrobě vyfukovacích automatů, osazovat mechanismy elektrickými pohonnými jednotkami namísto hydraulických válců, které jsou už nyní plně nahraditelné v mnoha aplikacích.

Všichni výrobci strojů se snaží nahradit hydraulické systémy elektrickými hlavně z důvodu nižší spotřeby stroje. V potravinářském průmyslu je velkou výhodou absence oleje v elektrickém provedení. Významnou výhodou je také komfort obsluhy, neboť elektrické pohony se servodrivery lze velmi snadno nastavovat dle parametrů výroby.

Lze říci, že středem vývoje vyfukovacích automatů je evropský trh, hlavně Německo, Itálie a Česká Republika. Také americký trh disponuje řadou vývojových center, ale oproti evropskému lze říci, že nedosahuje výšky technické úrovně.

Na asijském trhu lze najít mnoho podprůměrných výrobců, kteří pouze kopírují stroje evropské staré 20-30 let, ale také několik výrobců, kteří disponují vlastním vývojem a kvalitou se přibližují evropské úrovni. Velký vzestup zaznamenává čínský trh, kde sice neupoutají vysokou kvalitou ani použitou moderní technologií, ale v poměru ke své ceně jsou tyto stroje velmi žádané. Za velice nízké ceny lze získat technologické zařízení, které pro nenáročné aplikace naprosto vyhovuje.



Obr. 2.2–6 Čelní pohled na vyfukovací stroj firmy GDK

### 3. Požadované vlastnosti - rozbor

Požadavky k vnějším vlastnostem TS vztaž. k transf. procesům životních etap TS	Požadov. hodnota a příp. tolerance	Podmín- ka	Přá- ní
<b>(1) Pož. k (hlav. i asist.) prac. funkcím/účinkům</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Uzavřít a otevřít formu: <ul style="list-style-type: none"> <li>- Síla zavírání</li> <li>- Tuhost</li> <li>- Otevření formy</li> <li>- Doba zavírání (otevírání) formy</li> </ul> </li> <li>• Umožnit synchronizaci obou polovin formy</li> <li>• Umožnit pohyb celého mechanismu <ul style="list-style-type: none"> <li>- Rychlost</li> </ul> </li> <li>• Umožnit upnutí formy k mechanismu:</li> <li>• Umožnit zajetí vyfukovacích trnů do formy</li> </ul>	<i>zejména:</i> dle velikosti stroje velká dle velikosti stroje do 1 s vždy od vytlačov. hlavy k vyfukov. trnům 1 m/s bez omezení vždy	X X X X X X X X	X
<b>(2) Pož. k ost. pracovním/provoz. vlastnostem:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Prostředí</li> <li>• Četnost použití</li> <li>• Životnost</li> <li>• Údržba</li> <li>• Základ</li> </ul>	čisté velmi velká min. $10^7$ cyklů - minimální - žádná plochá betonová podlaha	X	X X X X X
<b>(3) Pož. k vlastnostem pro plánování:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Konkurenceschopnost k produktům na trhu</li> <li>• Plánována inovace pro kombinaci vstřikování - vyfukování</li> </ul>	Hesta, Magic vysoká	X	X
<b>(4) Pož. k vlastnostem pro konstruování, Tg. a Org. přípr. výroby a výrobu:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Vhodnost pro konstruov., Tg. a Org. přípr. vyr.</li> <li>• Náročnost na vyrobení a montáž</li> <li>• Druh výroby</li> </ul>	vysoká výrobní hala kusová	X X	X
<b>(5) Pož. k vlastnostem pro distribuci:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Skladovací prostor</li> <li>• Manipulace při dopravě a instalaci</li> </ul>	minimální jeřábem	X	X
<b>(6) Pož. k vlastnostem pro likvidaci:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Demontovatelnost</li> <li>• Recyklovatelnost</li> </ul>	jednoduchá jednoduchá		X X

Tab. 3–1 Specifikace požadavků k vnějším vlastnostem TS



Požadavky k vnějším vlastnostem TS vztaž. k operát. transf.syst./procesů živ. etap TS	Požadov. hodnota a příp. tolerance	Podmín- ka	Přá- ní
<b>(1) Pož. k vlastnostem k člověku:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Bezpečnost ve všech život. etapách, ergonomie: <ul style="list-style-type: none"> <li>- Zakrytování pracovního prostoru</li> <li>- Zastavení stroje při otevření branky</li> <li>- Seřizování a regulace</li> <li>- Přístupnost k pracovnímu prostoru</li> <li>- Bezpečnost proti poranění</li> <li>- Povrch ovládacích prvků</li> </ul> </li> <li>• Příjemnost pro člověka (estetičnost, apod.): <ul style="list-style-type: none"> <li>- Tvarový design</li> <li>- Barevné řešení</li> <li>- Povrch</li> </ul> </li> </ul>	<i>zejména:</i> ze všech stran vždy jednoduché ze všech stran vysoká protiskluzový <i>zejména:</i> uspokojivý oranž., šedá barva vhodný pro čištění antikorozi	X X X  X  X X X	   X X  X X X
<b>(2) Pož. k vlastnostem k materiál. a energ. okolí:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Použití ekologicky nezávadných materiálů</li> <li>• Zachycení úniku škodlivých látek při provozu</li> </ul>	výhradně maximální	X X	
<b>(3) Pož. k vlastnostem k informačnímu okolí:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Porušení patentových a licenčních práv</li> <li>• Dodržování předpisů a norem</li> </ul>	žádné vysoké	X	X
<b>(4) Pož. k vlastnostem k ostatním TS:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Náročnost na technické prostředky v živ. etapách</li> </ul>	minimální		X
<b>(5) Pož. k vlastnostem k informacím:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Výrobní a montážní dokumentace</li> <li>• Návod k obsluze</li> <li>• Návod pro údržbu a opravy</li> </ul>	standardní forma stručné stručné	X	X X
<b>(6) Pož. k vlastnostem k časov. řízení procesů:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Čas na vývoj a výrobu</li> <li>• Čas na jeden výrobní cyklus</li> <li>• Čas na výměnu formy</li> </ul>	6 měsíce max. 30 s max. 2 hod	X X X	
<b>(7) Pož. k vlastnostem k ekon. řízení procesů:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Přibližná cena konkurenčního výrobku</li> <li>• Náklady na práci</li> <li>• Náklady na provoz</li> </ul>	5 000 000,- Kč minimální minimální	X	X X

Tab. 3–2 Specifikace požadavků k vnějším vlastnostem TS

Požadavky k vnitřním vlastnostem TS	Požadovaná hodnota a příp. tolerance	Podmínka	Přání
<b>(1) Pož. ke konstrukčním znakům:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Funkční princip</li> <li>• Druh ovládání</li> <li>• Druh pohonu</li> </ul>	mechanic., elektrický elektronický elektrický	X	X X
<b>(2) Pož. k elementár. konstr. vlastnostem:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Ovládací prvky</li> <li>• Spojovací prvky</li> <li>• Pohonné prvky</li> </ul>	nákup od firmy Omron normalizované nákup od firmy TG Drives		X X X
<b>(3) Pož. k obecným konstr. vlastnostem:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Odolnost povrchů proti poškození</li> <li>• Odolnost povrchů proti korozi</li> </ul>	vysoká vysoká		X X

Tab. 3–3 Specifikace požadavků k vnitřním vlastnostem TS

## 4. Rozbor funkčních uzlů stroje s ohledem na požadované vlastnosti

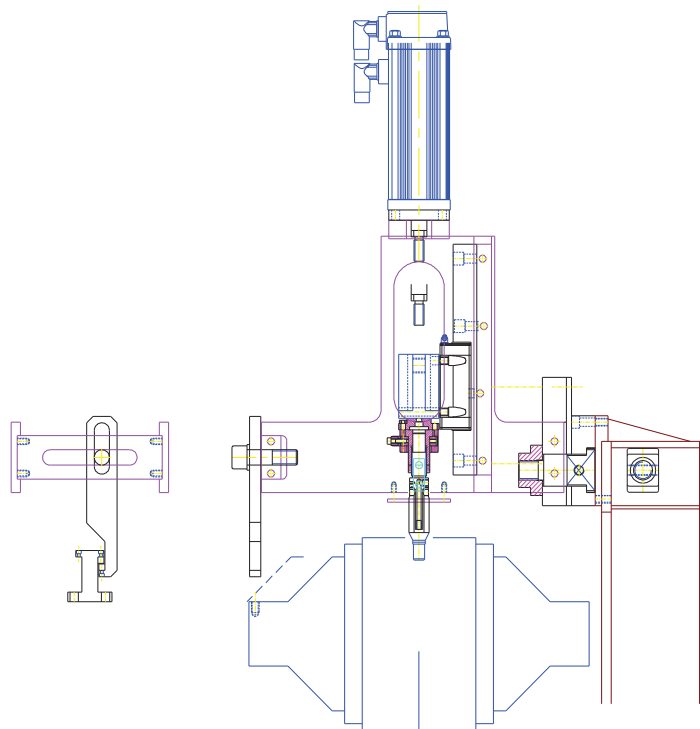
### 4.1 Popis mechanismu vyfukování

Mechanismus vyfukování výrobků na vyfukovacím automatu pro výrobu dutých plastových předmětů je zařízení, které slouží k pohybu vyfukovacích trnů do prostoru formy, kde posléze dochází pomocí stlačeného vzduchu k vyfouknutí plastového produktu do požadovaného tvaru dutiny formy a zároveň k naseknutí horního přetoku výrobku, který je v další operaci odstraněn z produktu a využíván k dalšímu zpracování jako recyklát.

Důležitými parametry tohoto zařízení jsou zdvih vyfukovacích trnů do formy a ven a razící síla, která umožňuje nasekávání přetoků libovolného průměru a libovolného typu materiálu.

V této aplikaci se velmi výhodně uplatňují elektrické aktuátory, které mohou operátoři libovolně nastavovat jak zdvih pístnice, tak hlavně razící sílu, která je závislá na sekaném průměru, tloušťce stěny výrobku a typu materiálu.

Mechanismus je složen ze šroubovaného rámu, vedení pomocí valivých ložisek s cirkulací kuliček pro posuv trnů do formy a pohonu, který prošel vývojem a hydraulické válce byly nahrazeny elektrickými servopohony.



Obr. 4.1–1 Mechanismus vyfukování

Důležitou partií tohoto zařízení jsou sekací kroužky, které jsou vyhotoveny z nástrojové oceli a následně kaleny, ale na menší tvrdost než sekací desky forem. Důvodem je rychlá a málo nákladná výměna těchto razících kroužků oproti velice nákladné výrobě a výměně sekacích desek formy. Proto je velice výhodné přizpůsobit velikost razící síly na parametry výrobku a tím snižovat opotřebení funkčních dílů.

Cílem tohoto strojního uzlu je optimálně naseknout horní přetok, tak aby při další operaci byl tento odpad oddělen od výrobku a dále zpracován. K tomu dochází pouze při vhodném nastavení pracovních podmínek a je velice závislé na tuhosti a pevnosti celého zařízení.

Z tohoto důvodu je mechanismus vybaven zámek, který přichází v činnost pouze v pozici, kdy trny zajíždí do formy a má za úkol zvýšit tuhost celého uzlu při sekání přetoků a tím zvýšit stabilitu tohoto procesu.

Velice důležitou strojní součástí tohoto mechanismu jsou bočnice rámu vyfukování, které přenášejí veškeré zatížení z nasekávání přetoků do rámu stroje. Jedná se o profilovaný díl z plechu, který po roce provozu, tj. cca po 3 mil. cyklů, praskl. A proto tuto součást, která je cyklicky zatěžována, musíme optimalizovat.

Vyhodnocení těchto strojních součástí musíme provádět metodami pro posuzování únavové životnosti.

## 4.2 Popis mechanismu zavírání formy

Mechanismus zavírání forem je zařízení, které realizuje pohyb (otevírání a zavírání) formy. Musí být dimenzován na trvalou pevnost, neboť je vyžadována životnost přes  $10^7$  cyklů. Zajišťuje také pohyb z místa pod vytlačovací hlavou k místu pod vyfukovacími trny. Předpokladem je umožnění upnutí formy (nástroje) k tomuto mechanismu dle schématu daného výrobcem vyfukovacího stroje.

Důležitými parametry tohoto zařízení jsou rychlost pohybu a zavírací síla, která je dána délkou střížné hrany formy a v podstatě tvar a velikost produktu definuje velikost zavírací síly, potažmo velikost samotného stroje. Zavírací síla se definuje dle empirické hodnoty pro daný materiál, tj. pro HDPE 100 kg/cm, pro PP 120 kg/cm.

V této aplikaci se velmi výhodně uplatňují elektrické pohony, kde mohou operátoři libovolně nastavovat jak otevření formy, tak hlavně zavírací sílu, která je závislá na daném produktu. Pro úzké výrobky je vhodné omezit zdvih otevření, neboť tím dojde ke zkrácení mrtvého strojního času a tím k navýšení produktivity strojního zařízení. Zavírací síla je nastavuje dle délky střížné hrany a tímto se výrazně prodlužuje životnost lisovacího nástroje.

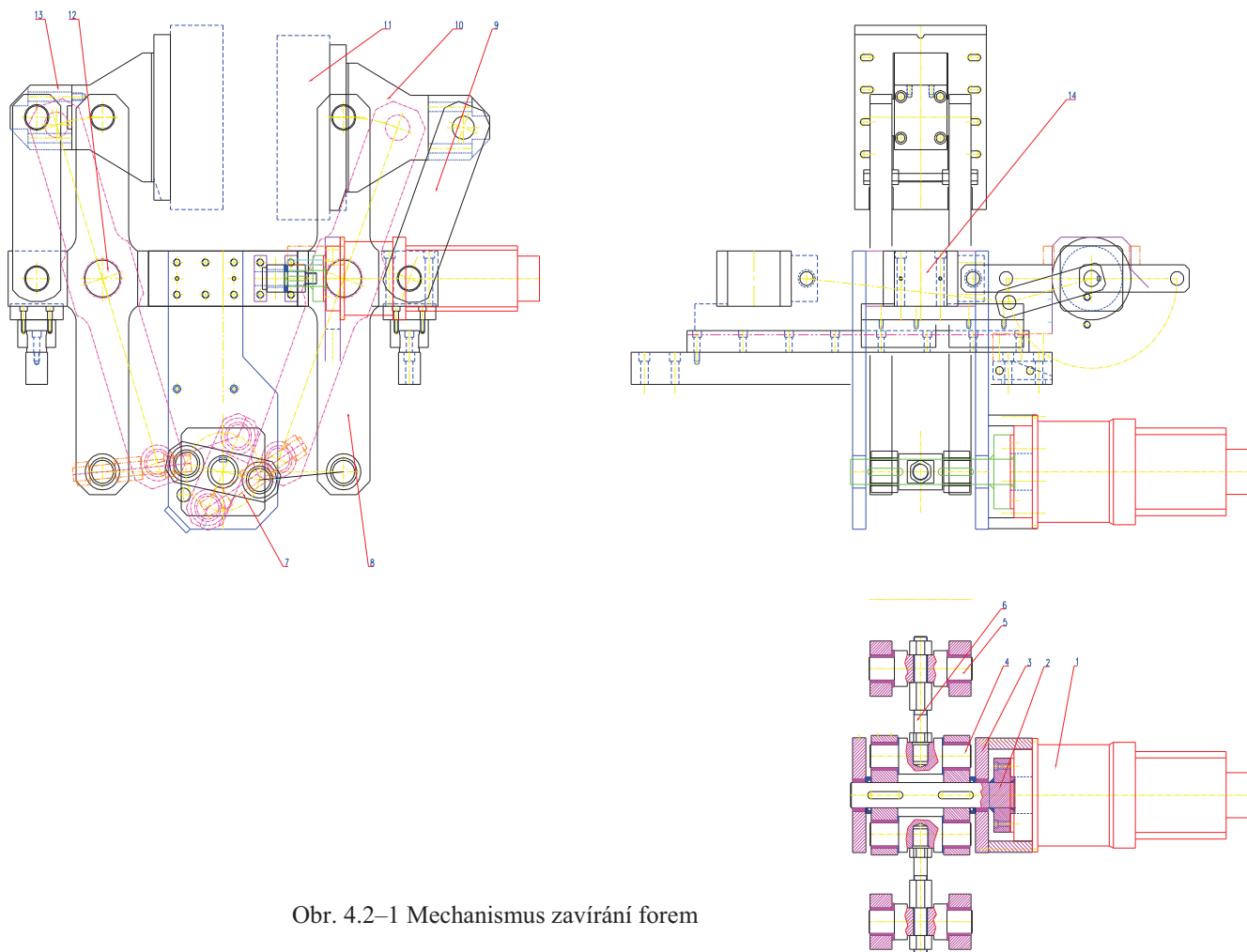
Mechanismus je složen z páru upínacích desek, které umožňují upnutí formy a jsou poháněny přes ramena klikovým mechanismem, který v sobě kloubí jak výhodné rozložení rychlosti, tj. v úvratích se mechanismus samovolně tlumí, tak výhodné působení síly, která v úvratích roste dle úhlu natočení kliky. Tyto parametry přesně odpovídají požadavkům na lisovací proces.

Tento princip mechanismu zavírání formy vyfukovacího stroje je založen na použití klikového mechanismu s rotačním servopohonem.

Tento pohon (poz.1) pohání hřídel zavírání forem (poz.2), která je pevně spojena pomocí dvou per s párem klik pohonu (poz.7). Otáčením těchto dvou klik pohonu dochází k pohybu klik zavírání forem (poz.8) a tím pádem i kliček zavírání forem (poz.9). Tyto součásti (poz.7 a poz.8) jsou spojeny pomocí čepů (poz.4 a poz.5) a ojnice (poz.6) se závitem, která umožňuje seřízení obou polovin mechanismu a zároveň synchronizuje pohyb obou polovin formy. Pohybem klik zavírání forem (poz. 8) po kružnici dochází k zavírání a otevírání upínacích desek (poz.10) a formy (poz.11). Pohon (poz.1) je přimontován k jedné bočnici zavírání forem (poz.3) a hřídel (poz.2) je uložena v samomasných ložiskách, která jsou zalisována v obou bočnicích. Takto uložená hřídel potom nezatěžuje pohon radiálními silami.

Toto řešení ze své kinematiky umožňuje otevření jedné poloviny formy více než druhé, a proto je vhodné tuto výhodu využít pro půlformu s vodícími kolíky. Tímto dojde ke zvětšení prostoru mezi otevřenými polovinami formy pro vyjmutí výrobku. Aplikací tohoto patentu bude dále dosaženo příznivého průběhu rychlosti uzavírání formy v závislosti na dráze. Dalším efektem bude postupný náběh uzavírací síly, tj. bez nepříznivých rázů.

Hlavní výhodou uvedeného řešení je snížení nároků na výkon pohonu až o 75%. Souvisejícími přínosy jsou výrazné snížení ceny pohonu (na základě informací od potenciálních dodavatelů až o 60%) a optimalizovaná kinematika tohoto mechanismu. Dále vyhovující zástavbové rozměry z hlediska možnosti připojení navazujících mechanismů stroje a periferních zařízení.



Obr. 4.2–1 Mechanismus zavírání forem

Velice důležitou strojní součástí tohoto mechanismu jsou ramena zavírání forem, které přenášejí veškeré zatížení z klikového mechanismu do upínacích desek. Jedná se o konstrukční díl z plechu, na který jsou kladeny požadavky jak pevnostní tak i deformační. Tento díl musí vydržet cyklické zatěžování míjivým ohybem a nesmí být překročen průhyb ramena přes 1 mm na dolním čepu.

A proto musíme provádět vyhodnocení těchto strojních součástí metodami pro posuzování únavové životnosti.

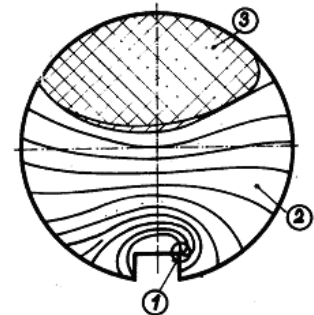
## 5. Cyklicky namáhané díly – možnosti jejich posouzení

Při navrhování a konstruování strojních součástí musíme dbát na znalost provozního zatížení a mechanických vlastností materiálu. Provozní namáhání můžeme rozdělit na tyto tři základní druhy s ohledem na časovou proměnnost:

- statické zatížení, u kterého se provozní namáhání během provozu nemění
- cyklické zatížení, kdy se provozní namáhání mění periodicky a rychlost změny napětí je pozvolná
- zatížení dynamické (rázové), které se vyznačuje velmi rychlou změnou napětí

Při výpočtech součástí se postupuje tak, že nalezneme v kritickém průřezu maximální redukované napětí a porovnáme jej s dovoleným namáháním pro daný druh materiálu. Konstrukce je vyhovující, když poměr těchto hodnot dosahuje námi určené míry bezpečnosti. Avšak tento způsob pevnostního výpočtu můžeme aplikovat pouze pro určitý způsob zatížení, tj. pouze v případě statického namáhání, nebo když počet cyklů nepřekročí hodnotu  $10^3$ . U většiny strojů a strojních zařízení je zatížení cyklického charakteru s velkým počtem změn, kdy napětí kolísá kolem určité střední hodnoty. U jejich částí se vyskytují náhlé změny průřezu, tzv. vruby, koncentrátoři napětí, které způsobují lokální změny napjatosti. Toto má za následek, že při velkém počtu změn namáhání může dojít ke vzniku trhliny i u součástí s velkou mírou statické bezpečnosti.

Lom vzniklý při cyklickém namáhání je křehkého vzhledu, na rozdíl při statickém přetížení. První trhlina 1 vzniká v místech lokální koncentrace napětí v povrchové vrstvě materiálu. V oblasti 2 je lom jemnozrný a místně leskle hladký s charakteristickými čarami okolo výchozího místa. Když trhlina postoupí tak, že zeslabený průřez již nepřenese zatížení, nastane náhlý statický lom, který je hrubozrný s místním náznakem trvalé deformace 3.



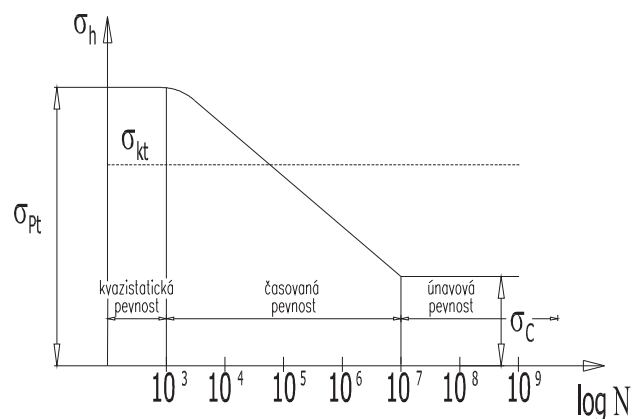
Obr. 5-1 Únavový lom

Při navrhování strojních komponent a posuzování jejich pevnosti nelze vždy vycházet z klasického výpočtu, který není dostačující při cyklickém namáhání. Výpočtová metoda musí přihlížet k celému komplexu provozních vlivů a vlastností materiálu. Problematikou určení životnosti při cyklickém zatížení se zabývá teorie únavy materiálu [1].

### 5.1 Wöhlerova křivka

Wöhlerova křivka je nejstarším podkladem pro hodnocení únavové pevnosti strojních součástí, kterou koncem 19. století určoval Wöhler. Důvodem byly časté poruchy náprav kolejových vozidel a to i při vysoké míře statické bezpečnosti. Tato křivka nám zobrazuje závislost horního napětí střídatého cyklu zatížení na počtu změn zatížení.

Při počtu cyklů menším než  $10^3$  má křivka téměř vodorovný průběh a pevnost součásti nezávisí na počtu změn namáhání. Tato část křivky se nazývá oblast kvazistatické pevnosti.



Obr. 5.1-1 Wöhlerova křivka

Je-li počet změn zatížení v rozsahu  $10^3$  až  $10^7$  mluvíme o oblasti časové pevnosti. Čím menším napětím zatěžujeme součást stroje, tím větší počet cyklů snese bez vzniku trhliny.

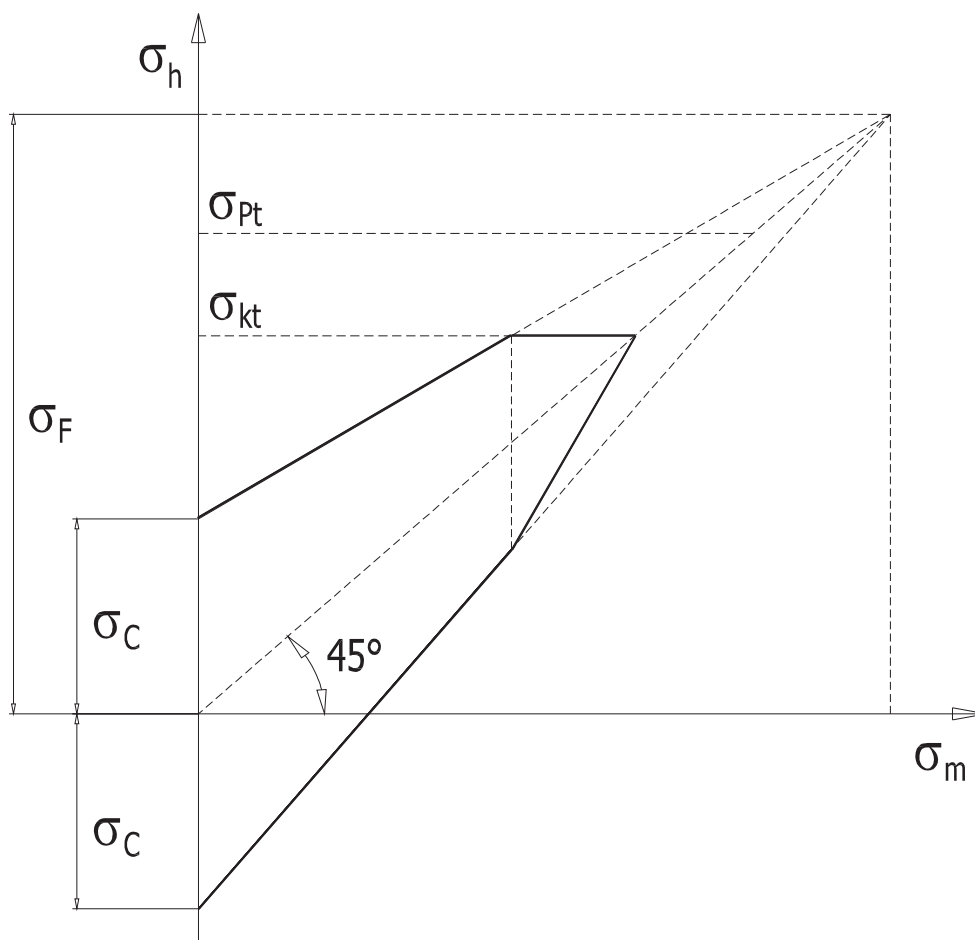
Jestliže se součást neporuší ani po počtu cyklů větší než  $10^7$ , můžeme tvrdit, že nedojde k lomu ani při větším počtu cyklů namáhání. Tato část křivky se nazývá oblast trvalé pevnosti. Mezní napětí při počtu cyklů  $10^7$  se nazývá mez únavy.

K určení meze únavy  $\sigma_C$  se používá charakteristická hodnota materiálu, která je snadno zjistitelná. Většinou se z dostatečnou přesností vztahuje na mez pevnosti  $\sigma_{Pt}$  nebo někdy i na mez kluzu  $\sigma_{kt}$ . Ze zkoušek vyplývá, že mez únavy je různá pro jednotlivé druhy ocelí a pro různé typy cyklického namáhání.

## 5.2 Smithův a Haighův diagram

Pro svojí jednoduchost zobrazení závislosti amplitudy na středním napětí a pro svou názornost se v praxi velmi často používají diagramy Smithův a Haighův.

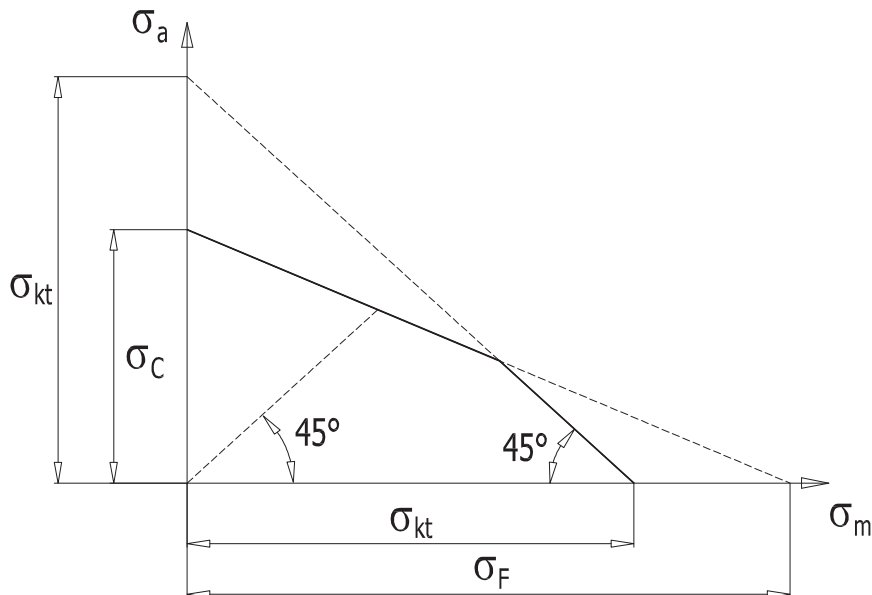
Vynášíme-li závislost středního napětí na horním a dolním napětí na mezi únavy, vzniká Smithův diagram. Střední napětí je v tomto diagramu znázorněno přímkou svírající s kladnou osou  $x$  úhel  $45^\circ$ . Křivky horního a dolního napětí obdržíme vynesáním mezního výkmitu napětí ve svislém směru na obě strany od bodů středního napětí. Jelikož se v praxi zpravidla nepřipouští napětí větší než je mez kluzu, omezuje se diagram přímkou rovnoběžnou s osou  $x$  ve vzdálenosti meze kluzu [1, str. 42]. Provozní cyklus je zobrazen dvěma body, které musí ležet uvnitř plochy omezené uvedenými křivkami, a tedy nedojde k poškození. Tvar diagramu záleží na druhu materiálu.



Obr. 5.2–1 Smithův diagram



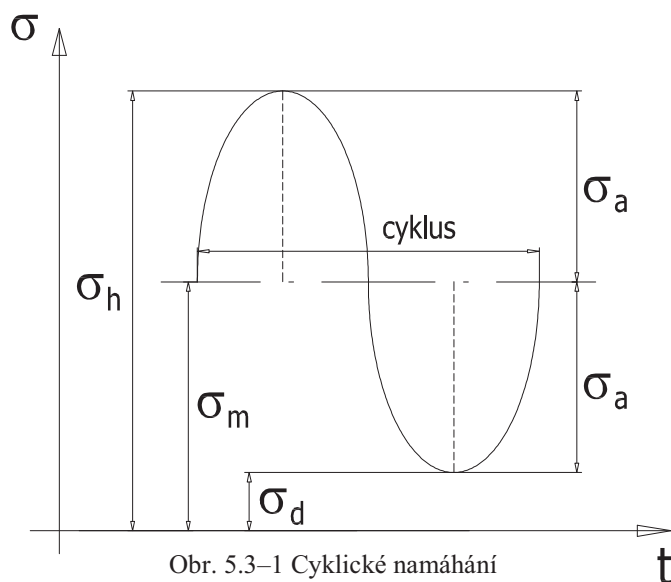
Vynášíme-li na osu y amplitudu napětí na mezi únavy v závislosti na středním napětí, vzniká Haighův diagram. Používá se pro posuzování trvalé životnosti při neomezeném počtu cyklů. Jelikož se v praxi zpravidla nepřipouští napětí větší než je mez kluzu, i zde je diagram omezen křivkou mezi kluzu. Daná strojní část vyhovuje, když bod daný středním napětím a amplitudou je v ploše uzavřené křivkami diagramu.



Obr. 5.2–2 Haighův diagram

### 5.3 Typy cyklického namáhání

Napětí v průřezu strojní součásti se mění periodicky během každého cyklu zatížení v určitých mezích a může mít nejrůznější průběh. Zpravidla si však tento průběh idealizujeme na sinusový o určité střední hodnotě  $\sigma_m$  a amplitudě  $\sigma_a$ .



Obr. 5.3–1 Cyklické namáhání

$$\text{horní napětí...} \sigma_h = \sigma_m + \sigma_a \quad (1)$$

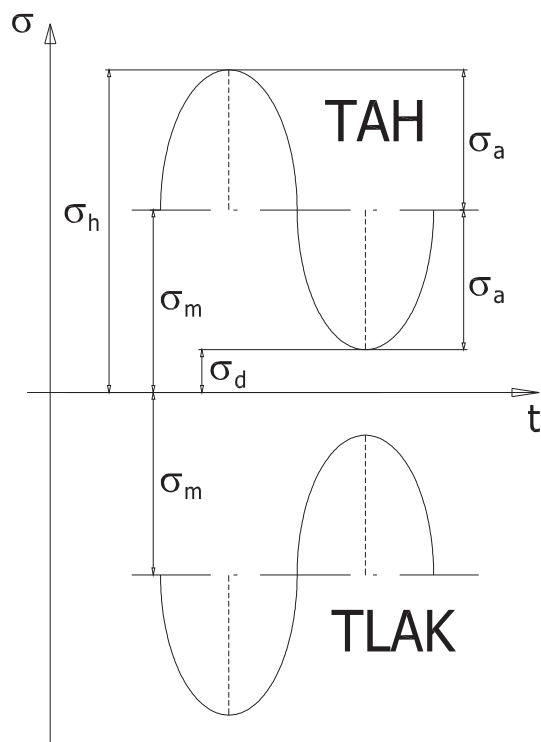
$$\text{dolní napětí...} \sigma_d = \sigma_m - \sigma_a \quad (2)$$

$$\text{střední napětí...} \sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2} \quad (3)$$

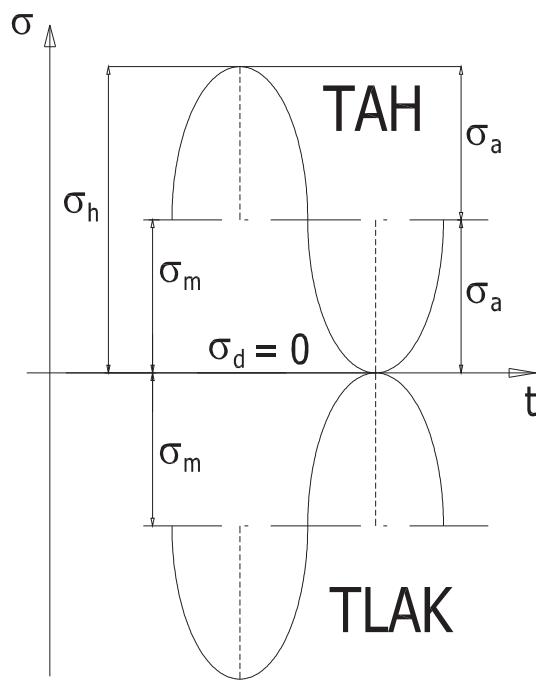
$$\text{amplituda...} \sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} \quad (4)$$



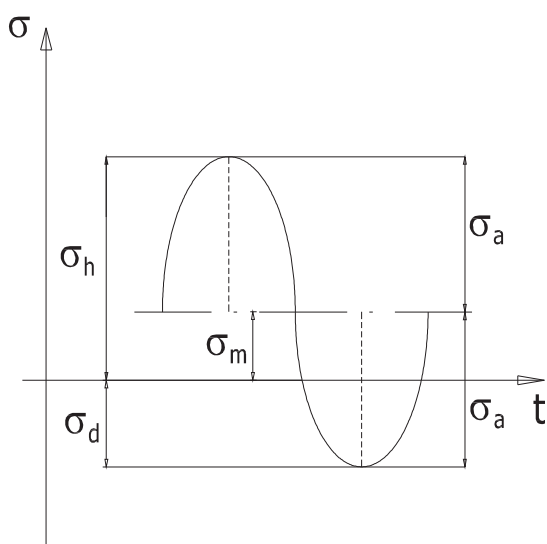
Jestliže jsou obě napětí, horní napětí  $\sigma_h$  i dolní napětí  $\sigma_d$ , tahová či tlaková, jde o napětí pulzující (obr. 5.3–2). Je-li jedno krajní napětí nulové, jedná se o namáhání míjivé (opakované) (obr. 5.3–3). Je-li nulové dolní napětí, jde o míjivé namáhání v tahu, je-li nulové horní, jde o namáhání míjivé v tlaku. Při zatížení střídavém dochází k pravidelné změně tahového a tlakového napětí (obr. 5.3–4). Když je střední hodnota nulová, mluvíme o souměrně střídavém namáhání (obr. 5.3–5).



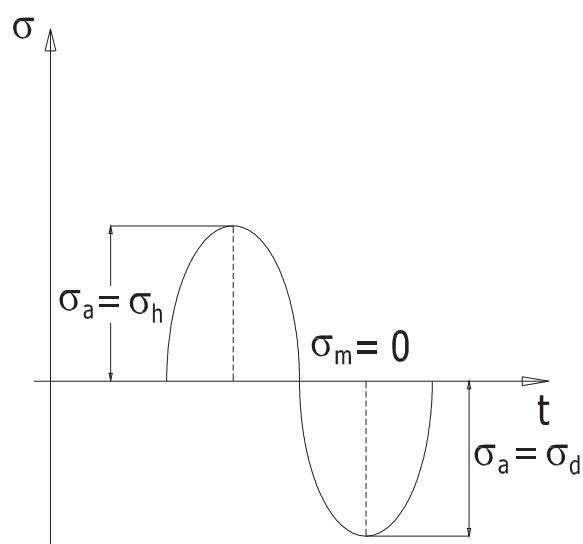
Obr. 5.3–2 Pulzující zatížení



Obr. 5.3–3 Míjivé zatížení



Obr. 5.3–4 Střídavé zatížení



Obr. 5.3–5 Střídavé souměrné zatížení

## 6. Metody posouzení cyklicky namáhaných dílů

### 6.1 Tvarová pevnost

Základní pevnostní diagram nemůže být podkladem pro tvarovou pevnost konstrukcí, neboť platí jen pro hladkou tyč o průměru 8-10 mm s broušeným povrchem, která je namáhána cyklickým tahem a tlakem. Konstrukce se liší v mnoha směrech od zkušebních tyčí, a proto se také musí lišit skutečný pevnostní diagram od základního. Kdybychom zkoušeli přímo strojní části a napodobili přitom charakter zatížení, obešel by se výpočet bez základních diagramů pro materiál. Sestavoval by se rovnou skutečný diagram. Pokud však zkušební metodika bude omezena na jednoduché vzorky materiálu, je nezbytné najít alespoň přibližné metody přepracování základních pevnostních diagramů na skutečné. Tuto problematiku řeší tvarová pevnost těles [10, str. 115]. Nejvýraznější rozdíly obou pevnostních diagramů jsou dány účinkem velikosti, tvaru a vlivem kvality povrchu.

#### Vliv velikosti:

Vliv velikosti má značný rozptyl, což je vysvětlitelné, neboť souvisí s vlastnostmi povrchové vrstvy. Ukazuje to také fakt, že účinek velikosti na mez únavy lze podstatně ovlivnit technologickými úpravami povrchu.

Označíme-li u hladké tyče s broušeným povrchem mez únavy v tahu – tlaku  $\sigma_C$ , vypočte se mez únavy stejné tyče namáhané ohybem za pomoci součinitele vlivu velikosti  $\nu_\sigma$  podle vztahu:

$$\sigma_{0C} = \sigma_C \cdot \nu_\sigma \quad (5)$$

Pro výpočet základního faktoru velikosti  $\nu_\sigma$  je nezbytné vytvořit teoretickou představu o účinku povrchové vrstvy materiálu. V podstatě jsou dvě nejdůležitější teorie, umožňující výpočet vlivu velikosti při únavovém namáhání konstrukcí: model mechanický a model stochastický. U mechanického modelu jde v podstatě o představu, že celý průřez části při vysokocyklickém namáhání je elastický, pouze v povrchové vrstvě vznikají lokální plastické deformace spojené s poškozováním materiálu. Změna průběhu napětí v průřezu, tj. rozdíl mezi skutečným napětím na povrchu a napětím teoretickým, je tím větší, čím je průřez menší. Podle probíraného modelu je součinitel velikosti větší než jedna, ale pokud je průřez ve směru gradientu napětí velký (nad 50 mm) blíží se jedné, neboť mizí rozdíl průběhu napětí v povrchové vrstvě v porovnání s namáháním tahem – tlakem.

Ve skutečnosti však je relativní faktor velikosti  $\nu_\sigma^*$  u velkých těles menší než jedna, definujeme-li základní mez únavy pro tyče malého průměru. Tento rozdíl je možno vysvětlit tím, že u velkých těles je vždy větší nehomogenost materiálu a větší pravděpodobnost porušení únavou. Jde tedy o jev, který vysvětluje druhá skupina teorií faktoru velikosti, vycházející ze stochastických modelů. V podstatě jde o klasickou představu podle teorie nejslabšího místa na povrchu těles. Druhou představou je vliv nerovnoměrné napjatosti jednotlivých zrn materiálu, charakterizované určitou křivkou hustoty pravděpodobnosti napětí. Přitom předpokládá, že po určitém počtu cyklů zatížení v jednotlivě nepříznivě orientovaných zrnech vznikají únavové mikrotrhlínky.

Z teorie nejslabšího místa pro rovnoměrně rozdělené napětí odvodil Frenkl a Kotorová faktor velikosti, který lze v určitém zjednodušení vyjádřit vztahem:

$$\nu_\sigma^* \approx 1 - \sqrt{\text{konst} \cdot \log \frac{V}{V_0}} \quad (6)$$

V tomto vztahu značí  $V$  objem tělesa a  $V_0$  objem malé zkušební tyče, k němuž součinitel velikosti vztahujeme. Ve skutečnosti není ovšem možno zanedbávat odlišné vlastnosti povrchu a vnitřku tělesa. Správněji by bylo dosazovat objem povrchové vrstvy a pro stálou tloušťku této vrstvy, nezávislou na rozměrech průřezu, uplatňovat jen charakteristický rozměr tělesa. V této interpretaci by uvedený součinitel velikosti vyplýval ze vztahu:

$$v_{\sigma}^* \approx 1 - \sqrt{\text{konst} \cdot \log \frac{h}{h_0}} \quad (7)$$

Konstanta vyhodnocená podle zkoušek u konstrukční oceli má hodnotu  $2 \cdot 10^{-2}$ .

Druhá stochastická teorie pochází od Afanasjeva a byla dále rozpracována Volkovem. Faktor velikosti se určí z grafu (Příloha č.1) nebo vztahem:

$$v_{\sigma}^* = \frac{(\sigma_C)_h}{(\sigma_C)_{h_0}} \quad (8)$$

Rozhodnout, která teorie je správná, lze pouze na základě experimentálních výsledků. Pro výpočty tvarové pevnosti konstrukcí použijeme faktoru velikosti [10, str. 117-123]:

$$v \approx v_{\sigma} \cdot v_{\sigma}^* \quad (9)$$

### **Vliv jakosti povrchu:**

Většina lomů začíná v povrchové vrstvě nosné části, a proto má jakost povrchu, hlavně jeho opracování, velký vliv na skutečnou mez únavy. Vezme-li se pro výpočet mez únavy standardní tyče s broušeným povrchem předepsané kvality jako srovnávací hodnota, pak mez únavy skutečné části s odlišnou kvalitou povrchu se vypočte pomocí součinitele povrchu  $\eta_p$  (Příloha č.1). Tento součinitel udává poměr meze únavy součásti daného opracování k mezi únavy vzorku s leštěným povrchem a zahrnuje především vliv geometrické nedokonalosti povrchu a povrchových vrubů nikoliv vliv změn metalurgických charakteristik a pochodů, které mění chemické složení a strukturu povrchových vrstev. Při výpočtech vztahujeme s dostatečnou přibližností součinitele jakosti povrchu všech druhů zatížení na zatížení střídavým ohybem za rotace. Velmi podstatný vliv na tvarovou pevnost strojních částí mají úpravy povrchu, ať již mechanické, jako je válečkování nebo kuličkování, či chemické a metalurgické [9, str. 19].

### **Vliv vrubu:**

Vliv vrubu na pevnost částí se obvykle určoval na základě tvarového součinitele  $\alpha$  a vrubové citlivosti materiálu  $\eta_m$ :

$$\beta = 1 + \eta_m(\alpha - 1) \quad (10)$$

Tento způsob příliš nevyhovuje, neboť nepřihlíží k mnoha vlivům, které se při působení vrubu na mez únavy části uplatňují a také výsledky pokusů uvedený vztah nepotvrzují. Proto podáváme zlepšení výpočtu na základě podrobnějšího rozkladu jednotlivých vlivů. Hledáme opravné součinitele, kteří by při zachování jednoduché představy a běžných technických výpočtů umožňovali vystihnout co nejlépe skutečnou pevnost strojních částí určitého tvaru při provozním zatížení. Pokusy ukazují, že součinitel vrubového účinku  $\beta$  je určen řadou činitelů, z nichž nejdůležitější jsou:

1. Poměr místního zvýšení největšího hlavního napětí  $\sigma_{\max}$  k jeho průměrné jmenovité hodnotě  $\sigma_n$  v sledovaném nejmenším průřezu. Tento poměr  $\alpha = \sigma_{\max}/\sigma_n$  se jmenuje tvarový součinitel (Příloha č.1).

2. Napjatost v jednotlivých bodech uvažovaného průřezu části, tj. velikost a poměr hlavních napětí. I když je součást namáhána základním jednoosým napětím normálním  $\sigma_1$  jako je hladká tyč, vzniká v místě změny tvaru napjatost víceosá, jejíž vliv na pevnost se charakterizuje bezrozměrným součinitelem napjatosti  $v$ , který se vypočte ze vztahu:

$$v_3 = \sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right)^2 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1} - \frac{\sigma_3}{\sigma_1} - \frac{\sigma_2 \cdot \sigma_3}{\sigma_1^2}} \quad (11)$$

Tento součinitel je závislý na vlivu velikosti součásti tak, že čím větší je součást, tím bližší je v hodnotě pro dvojosou napjatost na povrchu válcových tyčí a pro napjatost jednoosou u tyčí

plochých, tj.  $v_2 = \sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1}}$  a v druhém případě  $v_1 = 1$ .

3. Odlišné vlastnosti povrchové vrstvy v místě změny tvaru části od hladké tyče dané výrobními podmínkami.

4. Velikost součásti, která není míněna jako rozdíl mezi pevností tyče hladkých malého a velkého průřezu, nýbrž jako míra uplatnění  $v_\beta$  vrubu při zvětšování všech rozměrů části. Vliv velikosti je určen poměrem zdánlivého a skutečného tvarového součinitele, tj.  $v_\beta = \alpha / \alpha_{\text{skut}}$ . Tento vztah lze předepsat pro určitý způsob namáhání takto:

$$v_\beta = \frac{1}{1 - c_{1,2,\dots} \cdot \frac{s}{h} \cdot \frac{h}{\rho}} \quad (12)$$

Konstanty  $c_1, c_2, \dots$  jsou závislé na způsobu zatížení. Poměr  $s/h$  určuje vliv velikosti, čím je  $h/s$  větší, tím menší je  $v_\beta$ , a to tak, že pro  $h/s \rightarrow \infty$  je  $v_\beta = 1$ . Poměr  $h/\rho$  určuje měrnou ostrot vrubu, čím menší je tento poměr, tím menší je součinitel  $v_\beta$ . Pro  $\rho \rightarrow \infty$  je  $h/\rho = 0$  a  $v_\beta = 1$ .

5. Počet změn zatížení  $n$  a charakter časového průběhu provozního zatížení. Čím větší bude počet změn namáhání, tím více se projeví vrubový účinek. Proto se provádí korekce na počet cyklů  $\mu$  (Příloha č.1) jako poměr vrubového účinku při daném počtu změn  $n$  a účinku na mezi únavy.

6. Provozní teplota, při čemž se uvažuje nejčastější trvalý stav.

7. Druh a vlastnosti materiálu. Tyto vlastnosti lze charakterizovat deformační křivkou, tj. schopností kovu plasticky se deformovat bez vzniku trhlin. Změní se mechanická charakteristika materiálu a zvýší se zpevněním tvrdost a mez únavy. Je tedy možné zavést opravného součinitele  $\psi$ , který lze odečíst z diagramu pro hodnoty  $\alpha \cdot \sigma_n / \sigma_{kt} > 1$ . Pro  $\alpha \cdot \sigma_n / \sigma_{kt} < 1$  je  $\psi = 1$ . Mimo schopnost zpevňovat se bez vzniku trhlin v daném průřezu, jsou kovy charakterizovány místní citlivostí  $\xi$  na vnitřní poruchy a nedokonalosti ve stavbě krystalické atomové mřížky při zatížení. Tato citlivost je určena uspořádáním mřížky a tvrdostí a závisí na způsobu spojení a prostoupení strukturních složek v polykrystalických materiálech. Pro praktické výpočty je možno položit pro perlitické oceli  $\xi = 0,9 \div 1$ , podle tvrdosti. Také závisí

na velikosti zrna materiálu vzhledem k rozměrům součásti, zvláště ve vztahu k povrchové vrstvě a zakřivení kořene vrubu.

Na základě rozboru jednotlivých vlivů lze psát pro určení součinitele vrubového účinku vztah:

$$\beta = \left[ 1 + \left( \alpha \cdot \frac{v}{v_{\beta}} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi \quad (13)$$

Je třeba si uvědomit, že volba jednotlivých součinitelů i posouzení výsledků jsou nejlépe možné, porozumí-li konstruktér jednotlivým vlivům a odhadne-li správně vliv výroby a provozních podmínek na vlastnosti materiálu [9, str. 23-36].

Shrneme-li účinek všech nejdůležitějších faktorů, dostaneme pro strojní součásti, namáhané cyklicky, přepočtení základní meze únavy na skutečnou mez únavy podle vztahu [10, str. 116]:

$$\sigma_C^* = \sigma_C \cdot \frac{v \cdot \eta_p}{\beta} \quad (14)$$

### Výpočet míry bezpečnosti:

Zjištěné stavy únavové pevnosti jsou stavy mezními. Jsou založeny na výsledcích rozsáhlých zkoušek, ze kterých do výpočtu zavádíme obvykle dolní mez rozptylu. Přitom uvažujeme řadu srovnávacích faktorů, které zpřesňují podmínky výpočtu. Proto může být v praxi uvažována míra bezpečnosti při dostatku podkladů nižších, než u běžných statických výpočtů. Často zaváděná míra bezpečnosti  $k = 1,5$  je ovšem hodnota směrná. Její velikost musí v každém případě určit konstruktér po zhodnocení působících zatížení, metod výpočtu, použitého materiálu, rozsahu experimentálních podkladů a podle důležitosti navrhované strojní části stroje. Proto kolísá v běžné praxi volená hodnota míry bezpečnosti od  $k = 1,3$  u jednoduchých strojních částí s dostatečným počtem podkladů až do  $k = 5$  při nedostatečných podkladech.

Abychom mohli určit míru bezpečnosti musíme znát pro vyšetřovaný druh zatížení diagram mezních stavů (Smith, Haigh). Pro určení míry bezpečnosti je výhodnější Haighův diagram. Mohou nastat tyto případy:

- Střední napětí  $\sigma_m$  se nemění, amplituda napětí roste do maximální hodnoty  $\sigma_A$ . Míra bezpečnosti je  $k = \frac{\sigma_A}{\sigma_a}$
- Amplituda  $\sigma_a$  zůstává konstantní, střední napětí roste do mezní hodnoty  $\sigma_M$ . Míra bezpečnosti je  $k = \frac{\sigma_M}{\sigma_m}$
- Může nastat případ, že se současně mění jak amplituda, tak střední napětí a to nezávisle. Pak bezpečnosti musíme určit jak podle amplitudy  $k_a = \frac{\sigma_A}{\sigma_a}$ , tak i podle středního napětí  $k_m = \frac{\sigma_M}{\sigma_m}$ . Pak rozhoduje menší z obou hodnot.

- d) Obvykle neznáme závislost změny  $\sigma_a$  na  $\sigma_m$ . Předpokládáme proto přibližně, že obě napětí rostou stále úměrně. Potom platí, že  $\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_A}{\sigma_M}$ . Míra bezpečnosti je potom pro amplitudu i střední napětí stejná  $k = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{\sigma_M}{\sigma_m}$ .

Upravený diagram je ještě omezen mezí kluzu a můžeme tedy míru bezpečnosti určit přímo analyticky bez rýsování diagramu, známe-li rovnice přímek.

$$\text{Z podobnosti trojúhelníka plyne } \frac{\sigma_M}{\sigma_F} = \frac{\sigma_C^* - \sigma_A}{\sigma_C^*}.$$

$$\text{Potom rovnice přímky únavy bude } \frac{\sigma_M}{\sigma_F} + \frac{\sigma_A}{\sigma_C^*} = 1.$$

Můžeme psát, že  $\sigma_M = k \cdot \sigma_m$  a  $\sigma_A = k \cdot \sigma_a$ .

$$\text{Dosazením do rovnice dostaneme } k \cdot \frac{\sigma_m}{\sigma_F} + k \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_C^*} = 1.$$

Pak vztah pro výpočet míry bezpečnosti bude vypadat takto [8, str.171-173]:

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_C^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}} \quad (15)$$

## 6.2 Moderní metody predikce životnosti

Konkrétní výpočtové postupy predikce životnosti, které jsou dnes nejvíce užívány a které se aplikují ve výpočtových programech, lze rozdělit do následujících skupin:

- Přístup predikce přes nominální napětí (NSA)
- Přístup predikce přes lokální elastická napětí (LESA)
- Přístup predikce přes lokální elasto-plastická napětí a deformace (LPSA)
- Přístup predikce přes lomovou mechaniku (FMA)

### 6.2.1 Přístup predikce přes nominální napětí (NSA)

Metodika NSA (Nominal Stress Analysis) je historicky nejstarší cestou navrhování konstrukcí na únavu. Vytvořila se společně s hodnocením tzv. tvarové pevnosti součástí, založené na vztahování špiček napětí ve vrubech k hladině nominálních namáhání, která bylo možno určit na základě klasických analytických postupů užívaných v pružnosti a pevnosti. Během celých desetiletí tak vznikla v průmyslu i v normových podkladech rozsáhlá databáze podkladů a informací jak o účincích a vlivu vrubů na napjatost, tak o únavové odolnosti těles s vruby. Tyto hodnotné podklady je možno mnohdy vzít za základ i při modernějších typech jejich aplikace a při využití výsledků MKP v tomto přístupu.



### 6.2.2 Přístup predikce přes lokální elastická napětí (LESA)

Nedostatek experimentálních podkladů v prvních fázích návrhu konstrukce, možnost využití korelace mezi statickými a cyklickými charakteristikami materiálu a aplikace numerických metod analýzy napětí (zejména MKP) formoval v 70. letech první postupy výpočtů, které vycházely z analýzy namáhání v exponovaných lokálních místech konstrukce, nejčastěji ve vrubech. V těchto lokalitách je možno vycházet z fiktivních elastických hodnot tenzoru napětí, nebo určovat stav elasto-plastický. Metodika LESA je modifikací přístupu nominálního napětí NSA. Zatímco u přístupu NSA se pracovalo s nominálními napětími a únavová křivka se přizpůsobila pro daný vrub (vede to k posuvu Wöhlerovy křivky k nižším hodnotám napětí), u metody LESA je možno k výpočtu poškození užít jedinou únavovou křivku napětí a to pro hladký nevrubovaný vzorek. Naopak se přizpůsobí lokální elastické špičky napětí tak, aby respektovaly skutečný součinitel vrubu kritického místa.

### 6.2.3 Přístup predikce přes lokální elasto-plastická napětí a deformace (LPSA)

Je-li součást podrobena harmonickému namáhání s amplitudou napětí a poměrné deformace ve vztažném (nominálním) místě  $\sigma_{an}$ ,  $\epsilon_{an}$ , dojde k jejímu porušení v kritickém místě (ve vrubu), kde se vyskytují lokální amplitudy napětí a poměrné deformace označené jako  $\sigma_{av}$ ,  $\epsilon_{av}$ . Protože základem metody je deformační chování lokálního objemu materiálu, používá se únavové křivky deformace (Mansonovy-Coffinovy křivky) pro tvrdé zatěžování, tj. pro zatěžování s řízenou amplitudou poměrné deformace. K porušení dojde po takovém počtu půlcyklů  $2N$ , který odpovídá bodu na Mansonově-Coffinově únavové křivce pro použitý materiál (tedy pro zkušební vzorky bez vrubu při symetricky střídavém zatěžování) a to při namáhání parametry, jaké byly vypočteny v kritickém místě součásti (ve vrubu)  $\sigma_{av}$ ,  $\epsilon_{av}$ .

Obvykle není numericky dostupné určení elasto-plastické odezvy v kritickém lokálním objemu materiálu (v kořeni vrubu) pro každý extrém zatížení, neboť by to vyžadovalo provádět při složitém časovém průběhu zatěžování elasto-plastickou analýzu napjatosti v reálném čase. Byly proto nalezeny přibližné vztahy a metody, které je možno užít při výpočtu lokálních hodnot.

### 6.2.4 Přístup predikce přes lomovou mechaniku (FMA)

Makroskopická i mikroskopická pozorování únavového porušování poukazují na vytváření, růst a propojování mikrotrhlin až do vzniku dominantní trhliny, která vede k závěrečnému porušení. Šíření těchto mikro- a makrotrhlin lze popisovat modely lineární elastické lomové mechaniky (Linear Elastic Fracture Mechanics, LEFM), případně modely elasto-plastické lomové mechaniky (Elasto-plastic Fracture Mechanics, EPFM).

Následuje postup přenesení modelových výsledků na kritické místo konstrukce, a to s uvážením konkrétní konfigurace trhliny v tělese (pomocí korekční funkce) a zahrnutím dalších faktorů jako je vliv středního napětí kmitu, otevíracího napětí na čele trhliny v důsledku předchozích přetěžujících kmitů, vlivu odlišné tloušťky materiálu či teploty aj.

Integrací rovnice šíření získáme růstové křivky trhliny, které při dosažení kritické hodnoty délky trhliny nebo lomového napětí determinují zbytkovou životnost kritického místa konstrukce.

## 6.2.5 Predikce životnosti přístupem NSA a LESA

Jak již bylo uvedeno, jsou postupy NSA a LESA založeny na kumulaci únavových poškození od kmitů nominálních napětí v kontrolovaném řezu nebo z lokálních elastických napětí v oblasti koncentrátorů (vrubů). Toto poškození je určováno vůči únavové křivce napětí (Wöhlerově křivce). Oba přístupy se liší právě tím, zda je uvažována buďto:

Wöhlerova křivka platná pro danou vrubovitost kritického místa konstrukce a kmitavá napětí v nominálním (vztažném) průřezu součásti, nebo

Wöhlerova křivka odpovídající hladké nevrubované tyči a korigované hodnoty elastických napětí v lokálních oblastech konstrukce (v kritických vrubech).

Ačkoli nejsou podrobněji diskutovány faktory ovlivňující únavové charakteristiky, uvažují se v algoritmech výpočtu korekční součinitelé zohledňující základní faktory působící na únavovou pevnost, jako je vliv středního napětí kmitu, jakost povrchu a faktor velikosti atp.

Dosavadní klasický postup posuzování životnosti daného místa metodou nominálních napětí NSA předpokládá znalost nominálního (středního) napětí v tomto místě součásti a její typickou vrubovitost, hodnocenou součinitelem vrubu  $\beta$ . Zpravidla se předpokládá stejná únavová křivka takového místa konstrukce, jakou by mělo zkušební těleso se stejným součinitelem tvaru  $\alpha$ .

Byl hledán postup, který by kromě koncentrace respektoval též gradient napětí. Podle teorie slabého článku a kritérií podobnosti napjatosti dvou částí, je možno stanovit mez únavy posuzovaného vrubu podle tzv. exponovaného objemu. Protože se velikost kritického objemu pro nestandardní vruby v praxi určuje jen velmi obtížně a provádění napěťové integrace nad tímto objemem není dostupně programově zvládnuto, byl pro zohlednění gradientu napětí zvolen následující postup.

Pomocí vhodného řezu je v posuzovaném místě části určen průběh tzv. hodnotícího napětí. Podle použité hypotézy redukováných napětí je jako hodnotící napětí uvažována hodnota buďto největšího hlavního napětí nebo hypotéza maximálních smykových napětí. Z průběhů napětí je určena jak extrémní tak nominální (střední) hodnota napětí v řezu. Tím lze definovat součinitel tvaru  $\alpha$  v daném řezu. Dále je vyhodnocen gradient poklesu napětí v kořeni koncentrátoru. Při praktickém vyhodnocování gradientu napětí je možno diskutovat celou řadu numerických vlivů. Například výsledky vypočtených konkrétních hodnot tenzoru napětí v kořeni vrubu získané MKP a z něho odvozovaných veličin jsou závislé na velikosti sítě a na typu použitého prvku. Vztažením gradientu napětí k extrémní hodnotě napětí v daném řezu získáme poměrný gradient napětí  $\gamma$  [1/mm]. Poměrný gradient napětí podmiňuje velikost součinitele vrubu.

K určení součinitele vrubu se osvědčilo použití vztahu 
$$\beta = \left[ 1 + \left( \alpha \cdot \frac{v}{v_\beta} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$$

Při známém součiniteli vrubu lze potom uskutečnit posun meze únavy známé pro hladkou nevrubovanou zkušební tyč a odhadnout tak mez únavy pro část s vrubem. Aby bylo možno rekonstruovat celou únavovou křivku vrubovaného vzorku, byl definován zobecněný součinitel vrubu pro obecný počet kmitů N:

$$\beta_N = \frac{\sigma_A(N)}{\sigma_A^*(N)} \quad (16)$$



Závislost součinitele vrubu na počtu kmitů do poruchy byla uvažována rovnice podle Heywooda:

$$\beta_N = 1 + (\beta - 1) \cdot \mu(N) \quad (17)$$

Korekční činitel  $\mu$  k počtu kmitů se určí z grafu (Příloha č.1).

Při známém součiniteli  $\beta_N$  lze získat celou únavovou křivku a použít ji k výpočtu únavových poškození.

Výpočet napětí v konstrukci metodou konečných prvků však poskytuje možnost získat nejenom integrální informaci o nominálním napětí v kontrolovaném místě (v řezu částí), ale právě možnost určení lokálních špiček tenzoru napětí a jeho změn v nejbližším místě koncentrátoru.

Metoda lokálních elastických napětí LESA je analogická metodě nominálních napětí. Rozdílnost spočívá v tom, že pro výpočet únavových poškození jsou uvažována nikoli nominální napětí v dílu, nýbrž lokální elastická napětí ve vrubu získaná z MKP. Ke kontrolovanému místu je jakoby přiřazena odpovídající fiktivní únavová křivka tohoto místa. Tato křivka je odvozena ze základní únavové křivky napětí určené na hladké (nevrubované) zkušební tyči. Postup odvození únavové křivky respektuje konkrétní velikost koncentrace i gradient napětí ve vrubu a s počtem cyklů proměnnou citlivost materiálu ke vrubům (součinitel  $\beta_N$ ).

Protože se výpočtem MKP získávají nikoli napětí nominální  $\sigma_n$ , nýbrž elastická napětí lokální  $\sigma_{MKP}$ , je potřebné provádět konstrukci fiktivní únavové křivky pro každé lokální místo. Obvykle je známa pouze křivka pro hladký nevrubovaný vzorek (křivka s mezí únavy  $\sigma_C$ ). Tato křivka je korigována na danou vrubovitost směrem dolů k nižším hodnotám napětí, podobně, jak tomu bylo u metodiky nominálních napětí NSA (křivka s mezí únavy  $\sigma_C^*$ ). Poté následuje posun směrem nahoru v poměru součinitele koncentrace elastických napětí  $\alpha$ .

Tento postup lze zjednodušit tak, že v principu metody LESA se pracuje pouze s jedinou únavovou křivkou platnou pro hladký (nevrubovaný) vzorek a uvedené posunutí je pouze fiktivní. Je realizováno korekcí elastických špiček napětí z hodnoty  $\sigma_{MKP}$  na hodnotu  $\sigma_{kor}$ . Je zřejmé, že pokud máme dostat podle všech křivek stejnou životnost danou konkrétním počtem kmitů  $N$ , musí se křivka platná pro hladký vzorek (v koncepci podle nominálního napětí NSA) posunout směrem nahoru v poměru součinitelů  $\alpha/\beta_N$ . Pro hodnotu napětí platí ve vrubu získanou MKP výraz:

$$\sigma_{MKP} = \alpha \cdot \sigma_n = \frac{\sigma_{kor} \cdot \alpha}{\beta_N} \quad (18)$$

Odtud vyjádříme velikost korigovaného napětí a získáme tak vztah, podle kterého musíme hodnoty napětí získané MKP přepočítat:

$$\sigma_{kor} = \frac{\sigma_{MKP} \cdot \beta_N}{\alpha} \quad (19)$$

Pro výpočet únavových poškození budou tedy uvažovány korigované amplitudy napětí z výsledků MKP a to vůči křivce platné pro nevrubovaný vzorek [12, str. 12-20].

## 6.3 Přehled dostupných komerčních programů pro predikci životnosti

### 6.3.1 Únavový modul programu ANSYS

Únavový modul programu Ansys přebírá geometrii a napjatost z MKP.

#### *Napětí a deformace*

Hodnoty lokálních extrémů hodnot cyklu napětí nebo deformací lze převzít z MKP nebo je může zadat přímo uživatel. Modul je schopen přejímat výsledky MKP. Při výpočtu rozkmitu a amplitudy srovnávacího napětí se vychází z Trescovy hypotézy maximálních smykových napětí.

#### *Únavové křivky*

Zadání S-N křivky se provádí manuálně. Při zadávání je nutno dát pozor na fakt, že v únavovém modulu není zahrnut vliv středních napětí. Tzn. že není v prováděném výpočtu zohledněno, zda se jedná o souměrně střídavý cyklus nebo střídavý či pulsující cyklus. Pokud je známo jakým způsobem je daná součást namáhána a je žádáno zohlednit vliv tohoto zatížení ve výpočtu životnosti, je nutno toto zahrnout do křivky životnosti, jenž je zadávána. Obdobným způsobem lze zohlednit ve výpočtu životnosti i bezpečnost proti počtu cyklů.

#### *Historie zatěžování*

Program umožňuje následující operace:

- načíst nebo zadat historii zatěžování,
- dekompozice metodou Rainflow (metoda stékání deště).

#### *Metodiky*

V modulu jsou k dispozici následující přístupy predikce životnosti:

- teorie kumulace poškození dle Palmgren-Minerova pravidla.

#### *Výsledky*

Tabulková data

Tento modul provádí hodnocení životnosti podle postupu předepsaného normou ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III (and Section VIII, Division 2).

Po provedení elastických výpočtů hodnocené součásti pro jednotlivé zatěžovací stavy, odpovídající průběhu cyklického zatěžování, je nutno aktivovat menu pro vyhodnocení výsledků výpočtů.

Pokud jsou uchované výsledky nějaké dříve počítané součásti v souboru *Názevpráce.RST*, stačí výsledný soubor načíst do systému ANSYS a je možno rovnou vstoupit do únavového modulu. Obdobný postup lze aplikovat i v případě, že jsou známé stavy napjatosti (např. z jiného FEM systému) a je možno tedy rovnou zadávat do modulu FATIGUE.

Dále je nutno nastavit počet míst (lokací) na modelu, v kterých bude únava vyhodnocována, počet množin stavů napjatostí (událostí) a maximální počet stavů napjatosti (zatížení) v jednotlivých množinách událostí.

### Zadání materiálových charakteristik pro únavu:

Nejprve **S – N křivku**. Při zadávání je nutno dát pozor na fakt, že v únavovém modulu použitým způsobu výpočtu životnosti není zahrnut vliv středních napětí, tedy vlastně předpětí jednotlivých zátěžných cyklů. Tzn. že není v prováděném výpočtu zohledněno, zda se jedná o souměrně střídavý cyklus nebo střídavý či pulsující cyklus. Pokud je známo jakým způsobem je daná součást namáhána a je žádáno zohlednit vliv tohoto zatížení ve výpočtu životnosti, je nutno toto zahrnout do křivky životnosti, jenž je zadávána. Obdobným způsobem lze zohlednit ve výpočtu životnosti i bezpečnost proti počtu cyklů.

Následně je nutno zadat do únavového modulu i **S<sub>m</sub> – T křivku**. Jedná se o dovolené napětí (podle ASME je to hodnota  $S_m = \text{MIN} (2/3R_e, 1/3 R_m)$ ) v závislosti na teplotě. Je zde tedy zohledněn vliv teploty na vzniklou napjatost ve sledovaném místě. Zároveň je kontrolováno, zda napětí v tomto místě nedosáhne plastické oblasti.

Nakonec je ještě potřeba zadat elasto – plastické materiálové koeficienty **m** a **n** (koeficienty deformačního zpevnění) získané z ASME. Využívají se pro výpočet součinitele koncentrace deformace **K<sub>e</sub>**, používaném při zjednodušeném elastoplastickém výpočtu.

Nyní po zadání všech materiálových hodnot je potřeba k jednotlivým lokacím přiřadit uzly, aby se mohly vytvořit množiny stavů napjatosti odpovídající jednotlivým událostem a zatížením v každé lokaci.

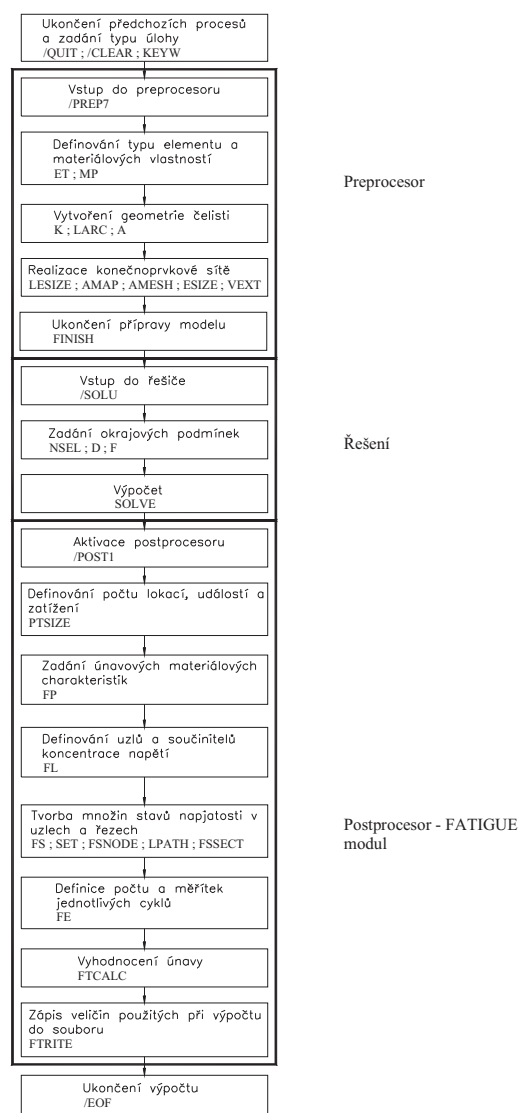
Poté musíme zadat počty cyklů, tedy kolikrát se jednotlivé zatížení v odpovídajících lokacích opakují.

Pokud je vše potřebné pro únavový výpočet definováno, přejde se k vlastnímu vyhodnocení. Lze jej provést buď v určité lokaci, která byla dříve určena a bylo jí přiřazeno místo na modelu (uzel) a nebo rovnou zadat číslo uzlu, ve kterém se má únavu vyhodnotit.

Postup při výpočtu rozkmitu a amplitudy srovnávacího napětí se vychází z Trescovy hypotézy maximálních smykových napětí.

Při zadávání počtu výskytu jednotlivým událostem je nutno si uvědomit, jak je v únavovém modulu prováděná dekompozice časového průběhu zatěžování. V případě cyklicky namáhané součásti se vychází z jednotlivých zatěžovacích stavů odpovídajících extrémním hodnotám časového průběhu zatížení.

Dekompozice obecného zatížení je v únavovém modulu prováděna metodou „rain flow“ (metoda stékajícího deště). Což znamená, že stanoví možné (největší) rozkmitu a seřadí je od největšího k nejmenšímu. Těmto rozkmitům je dále nutno správně přiřadit počet jejich opakování.



Obr. 6.3.1–1 Algoritmus výpočtu

Životnost dílce je posuzována pomocí Palmgren – Minerovy lineární teorie kumulace únavového poškození. Ta vychází z předpokladu, že je zapotřebí přivedení určité energie, aby došlo k porušení součásti. Vztah lze napsat:

$$\sum_{i=1}^p \frac{n_i}{N_i} = 1, \quad (20)$$

kde  $n_i$  použitý počet cyklů při daném zátěžném stavu  
 $N_i$  maximální počet cyklů pro daný zátěžný stav  
 $p$  počet zátěžných stavů

### 6.3.2 Program SKALA

Programový komplex SKALA slouží k hodnocení pevnosti a posouzení životnosti strojních součástí. Je spojen z materiálovou databází. Skládá se ze tří modulů:

SKALA – únava při konstantní amplitudě napětí nebo deformace. Napět'ový stav se zadává třemi hlavními napětími a devíti úhly směr'ových kosínů, nebo přímo směr'ovými kosíny.

SKALB – únava pro složité cyklické zatěž'ování. Dekompozice zátěž'ného procesu metodou Rainflow.

SKALC – stejný jako modul SKALA. Rozdíl je pouze v zadávání napět'ového stavu. Zadává se třemi složkami napětí ve směru souřadných os a třemi smykovými napětími.

#### *Napětí a deformace*

Program dokáže posoudit životnost vždy pouze jednoho místa. Hodnoty napětí a deformací lze převzít z MKP nebo je může zadat přímo uživatel. Program používá Neuberovu elasto-plastickou korekci v zobecněném tvaru, kdy se zadává velikost exponentů Neuberovi hyperboly  $m$ .

#### *Historie zatěž'ování*

Lze zadat pouze jednokanálovou historii zatěž'ování, program používá dekompozici metodou stékání deště.

#### *Únavové křivky*

Program má k dispozici rozsáhlou databázi materiálových a únavových dat. K dispozici je také program pro doplnění databáze o nová data.

#### *Metodiky*

V programu jsou k dispozici tyto přístupy predikce životnosti:

- nominálních napětí s/bez korekce na střední napětí,
- lokálních elastických napětí s/bez korekce na střední napětí,
- lokálních elastoplastických napětí a deformací s/bez korekce na střední napětí,
- teorie kumulace poškození dle Minerova pravidla.

#### *Výsledky*

Dovolený počet cyklů

### 6.3.3 Únavový modul programu I-DEAS

Únavový modul programu I-DEAS přebírá geometrii a napjatost z MKP. Model konstrukce lze rozdělit na jednotlivé části a na každou část použít jiný přístup predikce životnosti.

#### *Napětí a deformace*

Hodnoty lokálních extrémů hodnot cyklu napětí nebo deformací lze převzít z MKP nebo je může zadat přímo uživatel. Modul je schopen přejímat výsledky MKP. Jak ze statické tak i dynamické analýzy. Modul používá Neuberou elastoplastickou korekci.

#### *Únavové křivky*

Program má vlastní materiálovou a únavovou databázi, uživatel si může sám zadat rovnice únavových křivek.

#### *Historie zatěžování*

Program umožňuje následující operace:

- načíst nebo zadat a dále editovat historii zatěžování,
- dekompozice metodou lokálních rozkmitů,
- dekompozice metodou Rainflow.

#### *Metodiky*

V modulu jsou k dispozici následující přístupy predikce životnosti:

- nominálních napětí s/bez korekce na střední napětí,
- lokálních elastických napětí s/bez korekce na střední napětí,
- lokálních elastoplastických napětí a deformací s/bez korekce na střední napětí,
- teorie kumulace poškození dle Minerova pravidla.

#### *Výsledky*

Barevné obrázky map poškození

Tabulková data

### 6.3.4 Únavový modul programu COSMOS/M

Únavový modul se jmenuje FSTAR a lze jím vypočítat únavový život 2D a 3D konstrukcí, při převzetí geometrie a napjatosti z modulu STAR.

#### *Napětí a deformace*

Krajní hodnoty cyklu napětí lze převzít z MKP. Napětí je možné načíst z modulu STAR. Uživatel může definovat procentový význam každého zátěžného stavu. Napětí vypočtená pro zátěžný stav lze přizpůsobit prostřednictvím součinitele velikosti zatížení. Také lze zadat uživatelem definovaná napětí.

#### *Historie zatěžování*

Lze zadat pouze jednokanálovou historii zatěžování s maximálně 20 různými kmitými zatíženími.

### *Únavové křivky*

V modulu jsou 2 předdefinované Wöhlerovy křivky. Uživatel si může nadefinovat vlastní křivku prostřednictvím maximálně 20 bodů.

### *Metodiky*

- nominálních napětí bez korekce na střední napětí,
- lokálních elastických napětí bez korekce na střední napětí,
- teorie kumulace poškození dle Minerova pravidla.

### *Výsledky*

- poškození v celém modelu,
- výpis napěťových cyklů pro všechny kombinace napjatosti,
- mapy poškození,
- tabulková data,
- součinitel koncentrace napětí v každém místě konstrukce.

## **6.3.5 Program pro predikci životnosti SYSLIFE**

Přejímá geometrii a napjatost součástí z programu MKP SYSTUS.

### *Napětí a deformace*

Program je schopen přejímat výslední napětí a deformace z MKP popřípadě uživatelem definovaná napětí. Program používá Neuberovu elastoplastickou korekci.

### *Únavové křivky*

Program má vlastní materiálovou a únavovou databázi, kterou lze doplňovat.

### *Metodiky*

- nominálních napětí s/bez korekce na střední napětí,
- lokálních elastických napětí s/bez korekce na střední napětí,
- lokálních elastoplastických napětí a deformací s/bez korekce na střední napětí,
- teorie kumulace poškození dle Minerova pravidla,
- Grosslandovo a Dang Vanovo únavové kritérium.

### *Výsledky*

Mapy poškození

Tabulková data

## **6.3.6 Programový balík pro predikci životnosti MSC/FATIGUE**

Má tři hlavní části, a to únavovou analýzu konstrukce, optimalizaci konstrukce pro jeden bod a modelování růstu trhliny.

### *Napětí a deformace*

Lze přijímat napětí a deformace z několika programů MKP, a to Ansys, Marc a MSC/Nastran. Do únavové analýzy může vstupovat maximálně 100 výsledkových souborů. Lze zadat vlastní hodnoty napětí a deformace. Program používá Neuberovu, Server-Besteho nebo Mertens-Dittmanovu elastoplastickou korekci.

### *Historie zatěžování*

Program umožňuje následující operace:

- načíst nebo zadat a editovat historii zatěžování,
- statické výpočty,
- dekompozici metodou stékání deště,
- definici zátěžných bloků.

### *Únavové křivky*

Program má k dispozici rozsáhlou databázi únavových dat. Uživatel si může zadat své vlastní vstupní parametry.

### *Metodiky*

- nominálních napětí s/bez korekce na střední napětí,
- lokálních elastických napětí s/bez korekce na střední napětí,
- lokálních elastoplastických napětí a deformací s/bez korekce na střední napětí,
- teorie kumulace poškození dle Minerova pravidla,
- korekce na dvouosou napjatost Hoffman-Seeger.

### *Výsledky*

Mapy poškození, života, součinitele bezpečnosti vůči mezi únavy

Tabulková data

Grafy materiálových křivek a historie zatěžování [12, str. 44-49]



## 7. Případová studie bočnice lisu – řešení známými postupy

### 7.1 Analýza a vyhodnocení stávajícího řešení mechanismu pro vyfukování výrobku

#### 7.1.1 Analýza zatížení

Původní řešení bočnice rámu je vyrobeno z oceli 11600.1 o mezi pevnosti 588 MPa. Řešení musí vyhovovat jak pro standardní provoz tak i pro situaci, kdy obsluha stroje demontuje či nepřesně seřídí zámek mechanismu vyfukování.

Zámek slouží ke zvýšení tuhosti a je nezbytnou součástí mechanismu vyfukování. Existují ale aplikace, které fungují i bez tohoto zámku, ale vždy je takto nevhodně seřízený stroj na hranici spolehlivosti. Samozřejmě, že tato technologická nevhodnost by neměla mít vliv na životnost tohoto zařízení. A proto musí bočnice rámu vyfukování splňovat podmínky životnosti pro oba typy zatížení.

Při procesu s funkčním zámkem se celý mechanismus chová jako nosník na dvou podporách, v případě, že nikoliv, tak jde o nosník vetknutý.

Zatížení je v případě pohybu do formy rovno maximální síle servopohonu  $F = 70$  kN, v případě vysouvání z formy se zatížení blíží nule. Tudíž se jedná o namáhání bočnice cyklickým míjivým ohybem.

#### 7.1.2 Analýza s funkčním zámkem mechanismu

Nejdříve provedeme analýzu s funkčním zámkem mechanismu.

##### 1. Metoda tvarové pevnosti

Při určování únavové životnosti touto klasickou metodou se vychází z analytického výpočtu nominálního napětí v kritickém průřezu námi počítané strojní součásti.

Bočnici mechanismu vyfukování můžeme nahradit nosníkem na dvou podporách při vyhodnocování s funkčním zámkem mechanismu. Síla bude poloviční, neboť počítáme pouze jednu bočnici.

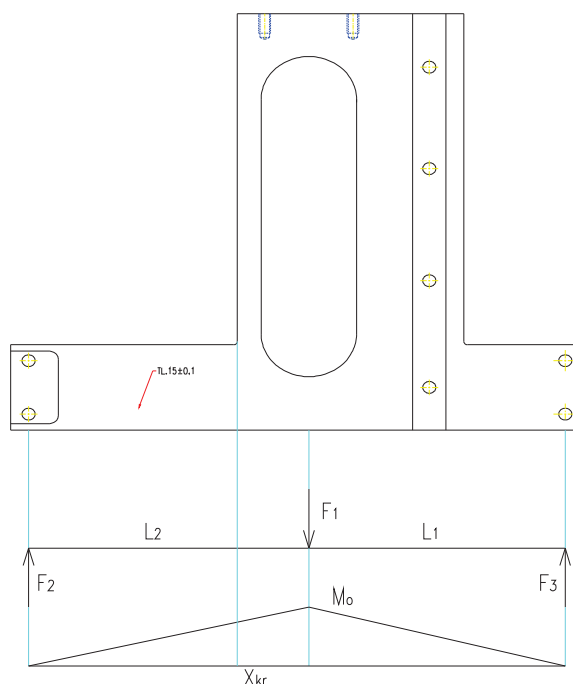
$$F_1 = 35000 \text{ N}$$

$$F_2 = 17500 \text{ N}$$

$$F_3 = 17500 \text{ N}$$

$$L_1 = 225 \text{ mm}$$

$$L_2 = 225 \text{ mm}$$



Obr. 7.1.2–1 Schéma zatížení bočnice



$$M_{\text{omax}} = F_2 \cdot L_2 = F_3 \cdot L_1 = 17500 \cdot 0,225 = 3937,5 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 - \frac{1}{6} \cdot B \cdot h^2 \cdot \frac{h}{H}$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot 0,015 \cdot 0,4^2 - \frac{1}{6} \cdot 0,015 \cdot 0,3^2 \cdot \frac{0,3}{0,4} = 2,31 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Napětí v místě maximálního momentu:

$$\sigma_n = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = \frac{3937,5}{2,31 \cdot 10^{-4}} = 17,1 \text{ MPa}$$

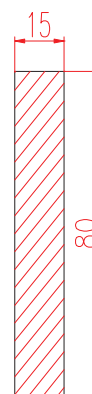
Kritický průřez je ve vzdálenosti 170 mm od působíště síly  $F_2$ .

$$M_{\text{kr}} = F_2 \cdot x = 17500 \cdot 0,170 = 3975 \text{ Nm}$$

$$W_{\text{kr}} = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 = \frac{1}{6} \cdot 0,015 \cdot 0,08^2 = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v kritickém průřezu:

$$\sigma_n = \frac{M_{\text{kr}}}{W_{\text{kr}}} = \frac{2975}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 185,9 \text{ MPa}$$



Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_h$ .

Obr. 7.1.2–2 Řez bočnice v kritickém místě

Potom  $\sigma_a = 92,95 \text{ MPa}$

$$\sigma_m = 92,95 \text{ MPa}$$

Nyní hledáme mez únavy pro naši součást. Podle výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze lze u leštěných vzorků o průměru 10 mm vyrobených z oceli s mezí pevnosti 500 až 1500 MPa určit tuto hodnotu meze únavy pro míjivé zatížení [2, str. 297]:

$$\sigma_{\text{hC}} = 0,74\sigma_{\text{Pt}}$$

$$\sigma_{\text{hC}} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.

- Součinitel jakosti povrchu určíme z drsnosti povrchu,  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $\nu = \nu_\sigma \cdot \nu_\sigma^*$ , kde  $\nu_\sigma^*$  určíme z grafu (Příloha č.1). Pro běžné uhlíkové oceli ( $m = -0,034$ ) o tloušťce 80 mm je  $\nu_\sigma^*$  roven 0,79 a  $\nu_\sigma$  je roven 1. Potom celkový součinitel velikosti  $\nu = 1 \cdot 0,79 = 0,79$ .
- Součinitel tvaru  $\alpha_o$  určíme z grafu (Příloha č.1) pro osazenou plochou tyč namáhanou cyklickým ohybem. Poté provedeme korekci pro úhel rozevření vrubu  $90^\circ$ . Pro poměr  $r/d = 0,0625$  volím  $\alpha_o = 2,0$ . Po korekci volím  $\alpha_\phi = 2,0$ .
- Součinitel  $\nu_\beta = 1$ , neboť charakteristický rozměr průřezu  $h$  (80 mm) je veliký.
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ , neboť je úzce závislý na velikosti součásti.
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.

- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost pro počet změn  $n > 10^7$ .
- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.
- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha_\varphi \cdot \frac{v}{v_\beta} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 2,0 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 2,0$$

Pak skutečnou mez únavy pro bočnici mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{v \cdot \eta_p}{\beta}$$
$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,79 \cdot 0,82}{2,0} = 140,9 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti stanovíme fiktivní napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu podle Růžičky [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$
$$k = \frac{1}{\frac{92,95}{140,9} + \frac{92,95}{823}} = 1,3$$

Neboť koeficient bezpečnosti je větší než 1, je zaručena trvalá pevnost bočnice.

## 2. Metoda NSA

Tento přístup predikce životnosti je založen na principech tvarové pevnosti, vychází se z analytického výpočtu nominálního napětí v kritickém průřezu, ale k zjištění součinitele tvaru  $\alpha_0$  použijeme výsledky z výpočtů MKP.

Síla působící na bočnici:  $F_2 = 17500 \text{ N}$

Náš kritický průřez se nachází ve vzdálenosti 170 mm od působíště síly  $F_2$ .

$$M_{kr} = F_2 \cdot x = 17500 \cdot 0,17 = 2975 \text{ Nm}$$

$$W_{kr} = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 = \frac{1}{6} \cdot 0,015 \cdot 0,08^2 = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v kritickém průřezu:

$$\sigma_n = \frac{M_{kr}}{W_{kr}} = \frac{2975}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 185,9 \text{ MPa}$$

Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_h$ .

Pak  $\sigma_a = 92,95 \text{ MPa}$

$\sigma_m = 92,95 \text{ MPa}$

Při určování skutečné meze únavy pro bočnici mechanismu vyfukování vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze a platí vztah [2, str. 297]:

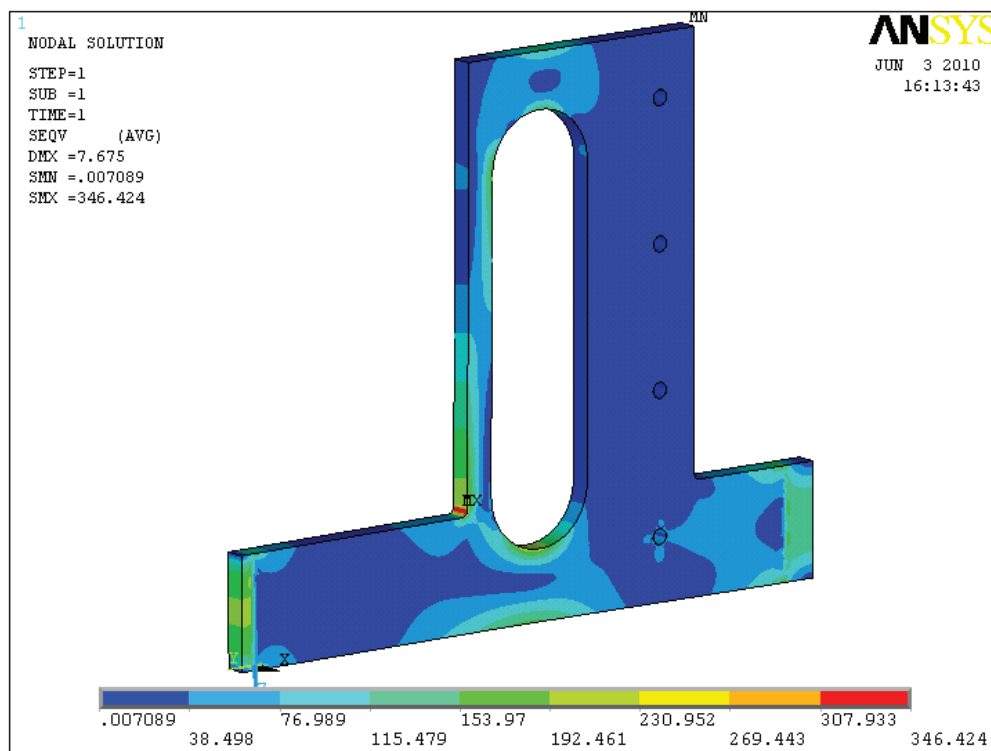
$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $\nu = 0,79$  (Příloha č.1).
- Součinitel tvaru  $\alpha$  určíme z výsledků výpočtu MKP. Je dán poměrem maximálního napětí v místě vrubu ku nominálnímu napětí v kritickém průřezu. Z výsledků vypočtených v programu Ansys plyne, že  $\sigma_{\max} = 346,4 \text{ MPa}$ .

$$\alpha = \sigma_{\max}/\sigma_n = 346,4/185,9 = 1,86$$



Obr. 7.1.2–3 Výpočet zatížení MKP

- Součinitel  $\nu_\beta = 1$ .
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ .
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.
- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost.
- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.

- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha \cdot \frac{v}{v_\beta} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 1,86 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 1,86$$

Pak skutečnou mez únavy pro bočníci mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{v \cdot \eta_p}{\beta}$$

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,79 \cdot 0,82}{1,86} = 151,5 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti musíme znát hodnotu fiktivního napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{92,95}{151,5} + \frac{92,95}{823}} = 1,37$$

Protože míra bezpečnosti je větší než 1, je zaručena trvalá pevnost strojní součásti.

### 3. Metoda LESA

Tato metoda je založena na znalosti lokálního napětí v místě vrubu a je vztahována k mezi únavy pro součást bez vrubu o stejných rozměrech a stejné jakosti povrchu.

Z výpočtů MKP (při síle  $F = 70000 \text{ N}$  na obě bočnice mechanismu) provedených v programu Ansys jsem zjistil hodnotu maximálního lokálního napětí v místě vrubu  $\sigma_{MKP} = 346,4 \text{ MPa}$ .

Po provedení korekce je mi známa hledaná hodnota napětí  $\sigma_{kor}$ . Při stejné velikosti součinitele tvaru  $\alpha$  a součinitele vrubu  $\beta$  je  $\sigma_{kor} = \sigma_{MKP} = 346,4 \text{ MPa}$ .

Pro míjivé zatížení platí, že  $\sigma_{kor} = \sigma_h$ .

Potom  $\sigma_a = 173,2 \text{ MPa}$

Pro míjivé zatížení je vliv středního napětí zanedbatelný. Proto  $\sigma_{a,eq} = \sigma_a = 173,2 \text{ MPa}$

Pro stanovení meze únavy kliky vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze, kde u leštěných vzorků o průměru 10 mm vyrobených z ocelí s mezí pevnosti 500 až 1500 MPa byla z dostatečnou pravděpodobností stanovena tato hodnota meze únavy pro míjivé zatížení [2, str. 297]:

$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Pro skutečnou mez únavy vzorku bez vrubu platí vztah:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \cdot \nu \cdot \eta_p$$

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$ .
- Součinitel velikosti  $\nu = 0,79$ .

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \cdot 0,79 \cdot 0,82 = 281,9 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti k při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_{a,eq}}{\sigma_{ohC}^*}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{173,2}{281,9}} = 1,63$$

Neboť je koeficient bezpečnosti větší než 1, mohu soudit, že bočnice mechanismu vyfukování vydrží počet cyklů  $10^7$  a tedy je navržena na trvalou pevnost.

#### 4. Použití únavového modulu Fatigue v programu Ansys

Z výpočtů MKP provedených v programu Ansys jsem zjistil hodnotu maximálního lokálního napětí v místě vrubu  $\sigma_{MKP} = 346,4 \text{ MPa}$ . Tento prvek s největším napětím podrobím vyhodnocení v modulu Fatigue. Druhý zátěžový stav bude při nulovém zatížení, jelikož se jedná o cyklické namáhání mívajícím ohybem.

Pro stanovení životnosti strojní součásti pomocí modulu Fatigue musíme zadat vstupní data.

S-N křivka:

počet cyklů	napětí
10	588
100	588
1000	588
10000	518
100000	435
1000000	360
10000000	282
100000000	282

Elasto-plastické parametry:

$$M = 1,7$$

$$N = 0,3$$

Dále musíme zadat charakteristiku napětí pro různé teploty, kde  $S_{m \min}$  je 1/3 meze pevnosti materiálu.

Posledním údajem je počet cyklů, které musí součást vydržet bez poškození. V našem případě se jedná o trvalou pevnost, tudíž počet cyklů stanovíme pro ocel  $10^7$ .

Po výpočtu dostaneme výsledek v podobě tabulky.

```
PERFORM FATIGUE CALCULATION AT LOCATION 0 NODE 60490
*** POST1 FATIGUE CALCULATION ***
LOCATION 1 NODE 60490
EVENT/LOADS 1 1 event1      AND 1 2 event1
PRODUCE ALTERNATING SI (SALT) = 179.49 WITH TEMP = 0.0000
MEM+BEND SI RANGE = 0.0000 KE = 1.000 KE (SALT) = 179.49
CYCLES USED/ALLOWED = 0.1000E+08/ 0.1000E+09 = PARTIAL USAGE = 0.10000
CUMULATIVE FATIGUE USAGE = 0.10000
```

Obr. 7.1.2–4 Výpočet počtu cyklů do lomu

Vidíme, že součást je dimenzována na trvalou pevnost, neboť počet zadaných cyklů je menší než počet cyklů do poškození.

Nyní stanovíme míru bezpečnosti k při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_{a,eq}}{\sigma_{ohC}^*}} = \frac{281,9}{179,5} = 1,57$$

### 7.1.3 Analýza s nefunkčním zámkem mechanismu

Nyní provedeme analýzu s nefunkčním zámkem mechanismu.

#### 1. Metoda tvarové pevnosti

Při určování únavové životnosti touto klasickou metodou se vychází z analytického výpočtu nominálního napětí v kritickém průřezu námi počítané strojní součásti.

Bočnici mechanismu vyfukování můžeme nahradit vetknutým nosníkem při vyhodnocování s nefunkčním zámkem mechanismu. Síla bude poloviční, neboť počítáme pouze jednu bočnici.



$$F_1 = 35000 \text{ N}$$

$$F_3 = 35000 \text{ N}$$

$$L_1 = 225 \text{ mm}$$

$$M_{\text{omax}} = F_3 \cdot L_1 = 35000 \cdot 0,225 = 7875 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot 0,015 \cdot 0,08^2 = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v místě maximálního momentu:

$$\sigma_n = \frac{M_{\text{o max}}}{W_o} = \frac{7875}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 492,2 \text{ MPa}$$

Kritický průřez je ve vzdálenosti 135 mm od působivé síly  $F_1$ .

$$M_{\text{kr}} = F_1 \cdot x = 35000 \cdot 0,135 = 4725 \text{ Nm}$$

$$W_{\text{kr}} = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 = \frac{1}{6} \cdot 0,015 \cdot 0,08^2 = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v kritickém průřezu:

$$\sigma_n = \frac{M_{\text{kr}}}{W_{\text{kr}}} = \frac{4725}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 295,3 \text{ MPa}$$

Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_n$ .

$$\text{Potom } \sigma_a = 147,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 147,65 \text{ MPa}$$

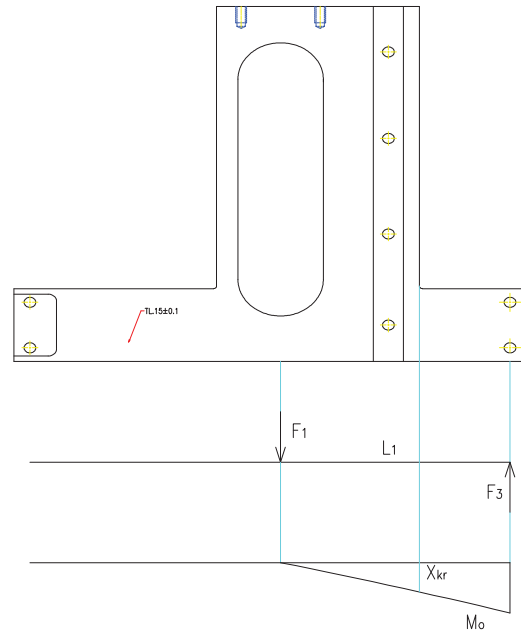
Nyní hledáme mez únavy pro naši součást. Podle výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálů v Praze lze u leštěných vzorků o průměru 10 mm vyrobených z oceli s mezí pevnosti 500 až 1500 MPa určit tuto hodnotu meze únavy pro míjivé zatížení [2, str. 297]:

$$\sigma_{\text{hC}} = 0,74 \sigma_{\text{Pt}}$$

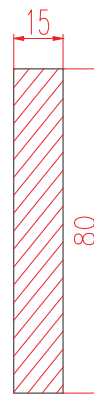
$$\sigma_{\text{hC}} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.

- Součinitel jakosti povrchu určíme z drsnosti povrchu,  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $\nu = \nu_\sigma \cdot \nu_\sigma^*$ , kde  $\nu_\sigma^*$  určíme z grafu (Příloha č.1). Pro běžné uhlíkové oceli ( $m = -0,034$ ) o tloušťce 80 mm je  $\nu_\sigma^*$  roven 0,79 a  $\nu_\sigma$  je roven 1. Potom celkový součinitel velikosti  $\nu = 1 \cdot 0,79 = 0,79$ .



Obr. 7.1.3–1 Schéma zatížení bočnice



Obr. 7.1.3–2 Řez bočnice v kritickém místě

- Součinitel tvaru  $\alpha_0$  určíme z grafu (Příloha č.1) pro osazenou plochou tyč namáhanou cyklickým ohybem. Poté provedeme korekci pro úhel rozevření vrubu  $90^\circ$ . Pro poměr  $r/d = 0,0625$  volím  $\alpha_0 = 2,0$ . Po korekci volím  $\alpha_\varphi = 2,0$ .
- Součinitel  $\nu_\beta = 1$ , neboť charakteristický rozměr průřezu  $h$  (80 mm) je veliký.
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ , neboť je úzce závislý na velikosti součásti.
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.
- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost pro počet změn  $n > 10^7$ .
- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.
- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha_\varphi \cdot \frac{\nu}{\nu_\beta} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 2,0 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 2,0$$

Pak skutečnou mez únavy pro bočnici mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{\nu \cdot \eta_p}{\beta}$$
$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,79 \cdot 0,82}{2,0} = 140,9 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti stanovíme fiktivní napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu podle Růžičky [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$
$$k = \frac{1}{\frac{147,65}{140,9} + \frac{147,65}{823}} = 0,81$$

Neboť koeficient bezpečnosti je menší než 1, není zaručena trvalá pevnost bočnice.

## 2. Metoda NSA

Tento přístup predikce životnosti je založen na principech tvarové pevnosti, vychází se z analytického výpočtu nominálního napětí v kritickém průřezu, ale k zjištění součinitele tvaru  $\alpha_0$  použijeme výsledky z výpočtů MKP.

Síla působící na bočnici:  $F_1 = 35000 \text{ N}$

Náš kritický průřez se nachází ve vzdálenosti 135 mm od působíště síly  $F_1$ .

$$M_{kr} = F_1 \cdot x = 35000 \cdot 0,135 = 4725 \text{ Nm}$$

$$W_{kr} = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 = \frac{1}{6} \cdot 0,015 \cdot 0,08^2 = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v kritickém průřezu:

$$\sigma_n = \frac{M_{kr}}{W_{kr}} = \frac{4725}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 295,3 \text{ MPa}$$

Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_h$ .

$$\text{Pak } \sigma_a = 147,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 147,65 \text{ MPa}$$

Při určování skutečné meze únavy pro bočnici mechanismu vyfukování vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze a platí vztah [2, str. 297]:

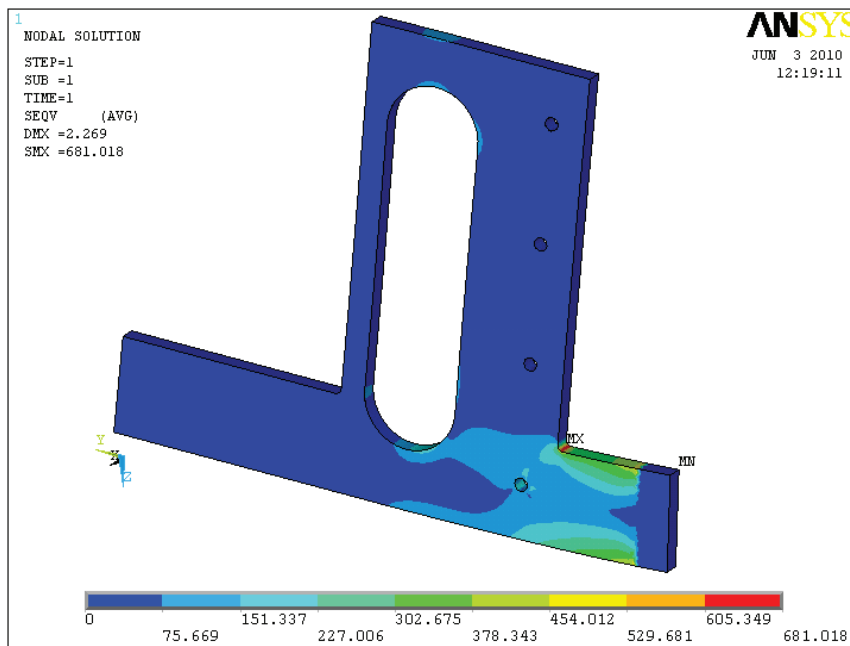
$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $\nu = 0,79$  (Příloha č.1).
- Součinitel tvaru  $\alpha$  určíme z výsledků výpočtu MKP. Je dán poměrem maximálního napětí v místě vrubu ku nominálnímu napětí v kritickém průřezu. Z výsledků vypočtených v programu Ansys plyne, že  $\sigma_{max} = 681 \text{ MPa}$ .

$$\alpha = \sigma_{max}/\sigma_n = 681/295,3 = 2,3$$



Obr. 7.1.3–3 Výpočet zatížení MKP

- Součinitel  $\nu_{\beta} = 1$ .
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ .
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.
- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost.
- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.
- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha \cdot \frac{\nu}{\nu_{\beta}} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 2,3 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 2,3$$

Pak skutečnou mez únavy pro kliku mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{\nu \cdot \eta_p}{\beta}$$

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,79 \cdot 0,82}{2,3} = 122,6 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti musíme znát hodnotu fiktivního napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{147,65}{122,6} + \frac{147,65}{823}} = 0,72$$

Protože míra bezpečnosti je menší než 1, není zaručena trvalá pevnost strojní součásti.

### 3. Metoda LESA

Tato metoda je založena na znalosti lokálního napětí v místě vrubu a je vztahována k mezi únavy pro součást bez vrubu o stejných rozměrech a stejné jakosti povrchu.

Z výpočtů MKP (při síle  $F = 70000 \text{ N}$  na obě bočnice mechanismu) provedených v programu Ansys jsem zjistil hodnotu maximálního lokálního napětí v místě vrubu  $\sigma_{MKP} = 681 \text{ MPa}$ .

Po provedení korekce je mi známa hledaná hodnota napětí  $\sigma_{kor}$ . Při stejné velikosti součinitele tvaru  $\alpha$  a součinitele vrubu  $\beta$  je  $\sigma_{kor} = \sigma_{MKP} = 681 \text{ MPa}$ .

Pro míjivé zatížení platí, že  $\sigma_{kor} = \sigma_h$ .

Potom  $\sigma_a = 340,5$  MPa

Pro míjivé zatížení je vliv středního napětí zanedbatelný. Proto  $\sigma_{a,eq} = \sigma_a = 340,5$  MPa

Pro stanovení meze únavy kliky vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze, kde u leštěných vzorků o průměru 10 mm vyrobených z oceli s mezí pevnosti 500 až 1500 MPa byla z dostatečnou pravděpodobností stanovena tato hodnota meze únavy pro míjivé zatížení [2, str. 297]:

$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Pro skutečnou mez únavy vzorku bez vrubu platí vztah:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \cdot \nu \cdot \eta_p$$

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$ .
- Součinitel velikosti  $\nu = 0,79$ .

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \cdot 0,79 \cdot 0,82 = 281,9 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti k při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{340,5}{281,9}} = 0,83$$

Neboť je koeficient bezpečnosti menší než 1, mohu soudit, že bočnice mechanismu vyfukování nevydrží počet cyklů  $10^7$  a tedy není navržena na trvalou pevnost.

#### 4. Použití únavového modulu Fatigue v programu Ansys

Z výpočtů MKP provedených v programu Ansys jsem zjistil hodnotu maximálního lokálního napětí v místě vrubu  $\sigma_{MKP} = 681$  MPa. Tento prvek s největším napětím podrobím vyhodnocení v modulu Fatigue. Druhý zátěžový stav bude při nulovém zatížení, jelikož se jedná o cyklické namáhání míjivým ohybem.

Pro stanovení životnosti strojní součásti pomocí únavového modulu programu Ansys musíme zadat vstupní data.

S-N křivka:

počet cyklů	napětí
10	588
100	588
1000	588
10000	518
100000	435
1000000	360
10000000	282
100000000	282

Elasto-plastické parametry:

$$M = 1,7$$

$$N = 0,3$$

Dále musíme zadat charakteristiku napětí pro různé teploty, kde  $S_{m \min}$  je 1/3 meze pevnosti materiálu.

Posledním údajem je počet cyklů, které musí součást vydržet bez poškození. V našem případě se jedná o trvalou pevnost, tudíž počet cyklů stanovíme pro ocel  $10^7$ .

Po výpočtu dostaneme výsledek v podobě tabulky.

PERFORM FATIGUE CALCULATION AT LOCATION 0 NODE 56291
*** POST1 FATIGUE CALCULATION ***
LOCATION 1 NODE 56291
EVENT/LOADS 1 1 event1 AND 1 2 event1
PRODUCE ALTERNATING SI (SALT) = 356.93 WITH TEMP = 0.0000
MEM+BEND SI RANGE = 0.0000 KE = 1.000 KE (SALT) = 356.93
CYCLES USED/ALLOWED = 0.1000E+08/ 0.1084E+07 = PARTIAL USAGE = 9.22540
CUMULATIVE FATIGUE USAGE = 9.22540

Obr. 7.1.3–4 Výpočet počtu cyklů do lomu

Vidíme, že součást není dimenzována na trvalou pevnost, neboť počet zadaných cyklů je větší než počet cyklů do poškození.

Nyní stanovíme míru bezpečnosti k při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_{a,eq}}{\sigma_{ohC}^*}} = \frac{281,9}{356,9} = 0,79$$



## 7.2 Analýza a vyhodnocení optimalizovaného řešení mechanismu pro vyfukování

### 7.2.1 Analýza zatížení a konstrukčních změn

Pro optimalizované řešení bočnice rámu jsem zvolil ocel 11600.1 o mezi pevnosti 588 MPa, neboť se zaměřuji na konstrukční úpravy geometrie vedoucí ke zvýšení životnosti součásti při použití stávajícího materiálu. Použitím oceli s vyšší mezí pevnosti a tím pádem i vyšší mezí únavy bych dosáhl vyšší hodnoty koeficientu bezpečnosti.

Optimalizací bych chtěl docílit řešení, které by vyhovovalo i pro situaci, kdy obsluha stroje demontuje či nepřesně seřídí zámek mechanismu vyfukování.

Při procesu s funkčním zámkem se celý mechanismus chová jako nosník na dvou podporách, v případě, že nikoliv, tak jde o nosník vetknutý.

Zatížení je v případě pohybu do formy rovno maximální síle servopohonu  $F = 70$  kN, v případě vysouvání z formy se zatížení blíží nule. Tudíž se jedná o namáhání bočnice cyklickým míjivým ohybem.

**Byly provedeny tyto návrhy konstrukčních změn (viz výkresová dokumentace):**

- změna výšky bočnice v kritickém místě, zvětšena z 80 mm na 100 mm
- změnou výšky mohu zmenšit tloušťku bočnice z 15 mm na 12 mm z technologických a ekonomických důvodů
- změna rádiu v kritickém místě z 5 mm na 10 mm
- zmenšení otvoru pro manipulaci s vyfukovacími trny v prostoru mechanismu
- posunutí místa s kritickým napětím a tím pádem snížení napětí

### 7.2.2 Analýza s funkčním zámkem mechanismu

Nejdříve provedeme analýzu s funkčním zámkem mechanismu.

#### 1. Metoda tvarové pevnosti

Při určování únavové životnosti touto klasickou metodou se vychází z analytického výpočtu nominálního napětí v kritickém průřezu námi počítané strojní součásti.

Bočnici mechanismu vyfukování můžeme nahradit nosníkem na dvou podporách při vyhodnocování s funkčním zámkem mechanismu. Síla bude poloviční, neboť počítáme pouze jednu bočnici.

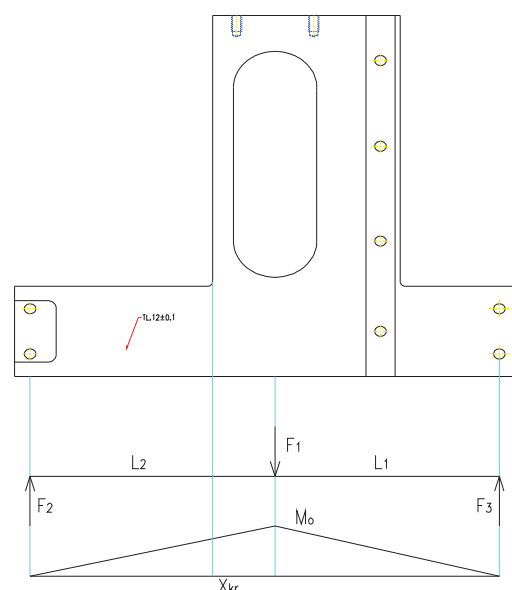
$$F_1 = 35000 \text{ N}$$

$$F_2 = 17500 \text{ N}$$

$$F_3 = 17500 \text{ N}$$

$$L_1 = 225 \text{ mm}$$

$$L_2 = 225 \text{ mm}$$



Obr. 7.2.2-1 Schéma zatížení bočnice

$$M_{\text{omax}} = F_2 \cdot L_2 = F_3 \cdot L_1 = 17500 \cdot 0,225 = 3937,5 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 - \frac{1}{6} \cdot B \cdot h^2 \cdot \frac{h}{H}$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot 0,012 \cdot 0,4^2 - \frac{1}{6} \cdot 0,012 \cdot 0,25^2 \cdot \frac{0,25}{0,4} = 2,42 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Napětí v místě maximálního momentu:

$$\sigma_n = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = \frac{3937,5}{2,42 \cdot 10^{-4}} = 16,3 \text{ MPa}$$

Kritický průřez je ve vzdálenosti 165 mm od působíště síly  $F_2$ .

$$M_{\text{kr}} = F_2 \cdot x = 17500 \cdot 0,165 = 2887,5 \text{ Nm}$$

$$W_{\text{kr}} = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 = \frac{1}{6} \cdot 0,012 \cdot 0,1^2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v kritickém průřezu:

$$\sigma_n = \frac{M_{\text{kr}}}{W_{\text{kr}}} = \frac{2887,5}{2 \cdot 10^{-5}} = 144,4 \text{ MPa}$$

Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_h$ .

Potom  $\sigma_a = 72,2 \text{ MPa}$

$$\sigma_m = 72,2 \text{ MPa}$$

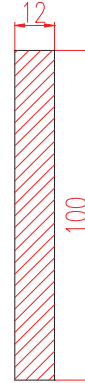
Nyní hledáme mez únavy pro naši součást. Podle výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálů v Praze lze u leštěných vzorků o průměru 10 mm vyrobených z oceli s mezí pevnosti 500 až 1500 MPa určit tuto hodnotu meze únavy pro míjivé zatížení [2, str. 297]:

$$\sigma_{\text{hC}} = 0,74\sigma_{\text{Pt}}$$

$$\sigma_{\text{hC}} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.

- Součinitel jakosti povrchu určíme z drsnosti povrchu,  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $\nu = \nu_\sigma \cdot \nu_\sigma^*$ , kde  $\nu_\sigma^*$  určíme z grafu (Příloha č.1). Pro běžné uhlíkové oceli ( $m = -0,034$ ) o tloušťce 100 mm je  $\nu_\sigma^*$  roven 0,76 a  $\nu_\sigma$  je roven 1. Potom celkový součinitel velikosti  $\nu = 1 \cdot 0,76 = 0,76$ .
- Součinitel tvaru  $\alpha_o$  určíme z grafu (Příloha č.1) pro osazenou plochou tyč namáhanou cyklickým ohybem. Poté provedeme korekci pro úhel rozevření vrubu  $90^\circ$ . Pro poměr  $r/d = 0,1$  volím  $\alpha_o = 1,8$ . Po korekci volím  $\alpha_\phi = 1,8$ .
- Součinitel  $\nu_\beta = 1$ , neboť charakteristický rozměr průřezu  $h$  (100 mm) je veliký.
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ , neboť je úzce závislý na velikosti součásti.
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.
- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost pro počet změn  $n > 10^7$ .



Obr. 7.2.2–2 Řez bočnice v kritickém místě

- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.
- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha_\varphi \cdot \frac{v}{v_\beta} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 1,8 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 1,8$$

Pak skutečnou mez únavy pro bočnici mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{v \cdot \eta_p}{\beta}$$

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,76 \cdot 0,82}{1,8} = 150,6 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti stanovíme fiktivní napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu podle Růžičky [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{72,2}{150,6} + \frac{72,2}{823}} = 1,76$$

Neboť koeficient bezpečnosti je větší než 1, je zaručena trvalá pevnost bočnice.

## 2. Metoda NSA

Tento přístup predikce životnosti je založen na principech tvarové pevnosti, vychází se z analytického výpočtu nominálního napětí v kritickém průřezu, ale k zjištění součinitele tvaru  $\alpha_o$  použijeme výsledky z výpočtů MKP.

Síla působící na bočnici:  $F = 17500 \text{ N}$

Náš kritický průřez se nachází ve vzdálenosti 165 mm od působíště síly  $F_2$ .

$$M_{kr} = F_2 \cdot x = 17500 \cdot 0,165 = 2887,5 \text{ Nm}$$

$$W_{kr} = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 = \frac{1}{6} \cdot 0,012 \cdot 0,1^2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v kritickém průřezu:

$$\sigma_n = \frac{M_{kr}}{W_{kr}} = \frac{2887,5}{2 \cdot 10^{-5}} = 144,4 \text{ MPa}$$

Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_h$ .

Pak  $\sigma_a = 72,2 \text{ MPa}$

$\sigma_m = 72,2 \text{ MPa}$

Při určování skutečné meze únavy pro bočnici mechanismu vyfukování vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze a platí vztah [2, str. 297]:

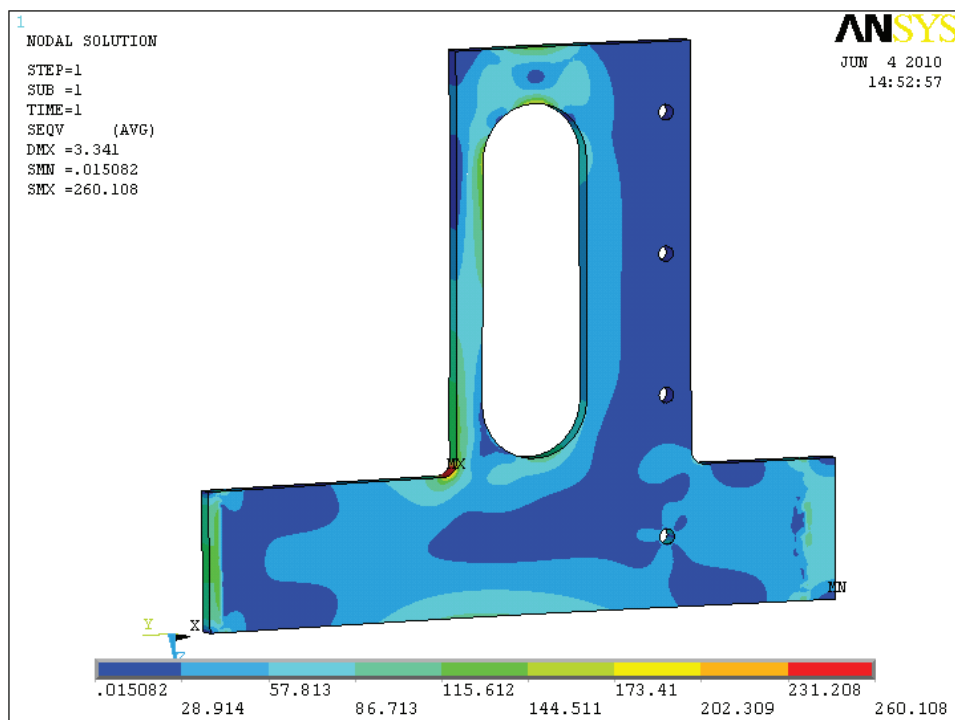
$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $\nu = 0,76$  (Příloha č.1).
- Součinitel tvaru  $\alpha$  určíme z výsledků výpočtu MKP. Je dán poměrem maximálního napětí v místě vrubu ku nominálnímu napětí v kritickém průřezu. Z výsledků vypočtených v programu Ansys plyne, že  $\sigma_{max} = 260,1 \text{ MPa}$ .

$$\alpha = \sigma_{max}/\sigma_n = 260,1/144,4 = 1,8$$



- Součinitel  $\nu_\beta = 1$ . Obr. 7.2.2–3 Výpočet zatížení MKP
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ .
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.
- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost.
- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.

- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha \cdot \frac{v}{v_\beta} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 1,8 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 1,8$$

Pak skutečnou mez únavy pro kliku mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{v \cdot \eta_p}{\beta}$$

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,76 \cdot 0,82}{1,8} = 150,6 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{72,2}{150,6} + \frac{72,2}{823}} = 1,76$$

Protože míra bezpečnosti je větší než 1, je zaručena trvalá pevnost strojní součásti.

### 3. Metoda LESA

Tato metoda je založena na znalosti lokálního napětí v místě vrubu a je vztahována k mezi únavy pro součást bez vrubu o stejných rozměrech a stejné jakosti povrchu.

Z výpočtů MKP (při síle  $F = 70000 \text{ N}$  na obě bočnice mechanismu) provedených v programu Ansys jsem zjistil hodnotu maximálního lokálního napětí v místě vrubu  $\sigma_{MKP} = 260,1 \text{ MPa}$ .

Po provedení korekce je mi známa hledaná hodnota napětí  $\sigma_{kor}$ . Při stejné velikosti součinitele tvaru  $\alpha$  a součinitele vrubu  $\beta$  je  $\sigma_{kor} = \sigma_{MKP} = 260,1 \text{ MPa}$ . Pro míjivé zatížení platí, že  $\sigma_{kor} = \sigma_h$ .

Potom  $\sigma_a = 130,05 \text{ MPa}$

Pro míjivé zatížení je vliv středního napětí zanedbatelný. Proto  $\sigma_{a,eq} = \sigma_a = 130,5 \text{ MPa}$

Pro stanovení meze únavy kliky vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze, kde u leštěných vzorků o průměru 10 mm vyrobených z ocelí s mezí pevnosti 500 až 1500 MPa byla z dostatečnou pravděpodobností stanovena tato hodnota meze únavy pro míjivé zatížení [2, str. 297]:

$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Pro skutečnou mez únavy vzorku bez vrubu platí vztah:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \cdot v \cdot \eta_p$$

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$ .
- Součinitel velikosti  $\nu = 0,76$ .

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \cdot 0,76 \cdot 0,82 = 271,2 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti musíme znát hodnotu fiktivního napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti k při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*}}$$
$$k = \frac{1}{\frac{130,05}{271,2}} = 2,08$$

Neboť je koeficient bezpečnosti větší než 1, mohu soudit, že bočnice mechanismu vyfukování vydrží počet cyklů  $10^7$  a tedy je navržena na trvalou pevnost.

#### 4. Použití únavového modulu Fatigue v programu Ansys

Z výpočtů MKP provedených v programu Ansys jsem zjistil hodnotu maximálního lokálního napětí v místě vrubu  $\sigma_{MKP} = 260,1 \text{ MPa}$ . Tento prvek s největším napětím podrobím vyhodnocení v modulu Fatigue. Druhý zátěžový stav bude při nulovém zatížení, jelikož se jedná o cyklické namáhání míjivým ohybem.

Pro stanovení životnosti strojní součásti pomocí únavového modulu programu Ansys musíme zadat vstupní data.

S-N křivka:

počet cyklů	napětí
10	588
100	588
1000	588
10000	510
100000	426
1000000	350
10000000	271
100000000	271



Elasto-plastické parametry:

$$M = 1,7$$

$$N = 0,3$$

Dále musíme zadat charakteristiku napětí pro různé teploty, kde  $S_{m \min}$  je 1/3 meze pevnosti materiálu.

Posledním údajem je počet cyklů, které musí součást vydržet bez poškození. V našem případě se jedná o trvalou pevnost, tudíž počet cyklů stanovíme pro ocel  $10^7$ .

Po výpočtu dostaneme výsledek v podobě tabulky.

```
PERFORM FATIGUE CALCULATION AT LOCATION 0 NODE 69526
*** POST1 FATIGUE CALCULATION ***
LOCATION 1 NODE 69526
EVENT/LOADS 1 1 event1      AND 1 2 event1
PRODUCE ALTERNATING SI (SALT) = 132.19 WITH TEMP = 0.0000
MEM+BEND SI RANGE = 0.0000 KE = 1.000 KE (SALT) = 132.19
CYCLES USED/ALLOWED = 0.1000E+08/ 0.1000E+09 = PARTIAL USAGE = 0.10000
CUMULATIVE FATIGUE USAGE = 0.10000
```

Obr. 7.2.2–4 Výpočet počtu cyklů do lomu

Vidíme, že součást je dimenzována na trvalou pevnost, neboť počet zadaných cyklů je menší než počet cyklů do poškození.

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_{a,eq}}{\sigma_{ohC}^*}} = \frac{271,2}{132,2} = 2,05$$

### 7.2.3 Analýza s nefunkčním zámkem mechanismu

Nyní provedeme analýzu s nefunkčním zámkem mechanismu.

#### 1. Metoda tvarové pevnosti

Při určování únavové životnosti touto klasickou metodou se vychází z analytického výpočtu nominálního napětí v kritickém průřezu námi počítané strojní součásti.

Bočnici mechanismu vyfukování můžeme nahradit vetknutým nosníkem při vyhodnocování s nefunkčním zámkem mechanismu. Síla bude poloviční, neboť počítáme pouze jednu bočnici.

$$F_1 = 35000 \text{ N}$$

$$F_3 = 35000 \text{ N}$$

$$L_1 = 225 \text{ mm}$$

$$M_{o\max} = F_3 \cdot L_1 = 35000 \cdot 0,225 = 7875 \text{ Nm}$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot 0,012 \cdot 0,1^2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v místě maximálního momentu:

$$\sigma_n = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{7875}{2 \cdot 10^{-5}} = 393,75 \text{ MPa}$$

Kritický průřez je ve vzdálenosti 130 mm od působíště síly  $F_1$ .

$$M_{kr} = F_1 \cdot x = 35000 \cdot 0,13 = 4550 \text{ Nm}$$

$$W_{kr} = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 = \frac{1}{6} \cdot 0,012 \cdot 0,1^2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v kritickém průřezu:

$$\sigma_n = \frac{M_{kr}}{W_{kr}} = \frac{4550}{2 \cdot 10^{-5}} = 216,7 \text{ MPa}$$

Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_h$ .

$$\text{Potom } \sigma_a = 108,35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 108,35 \text{ MPa}$$

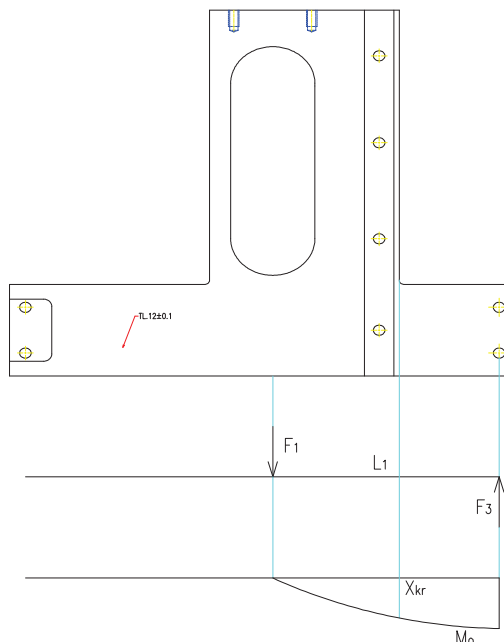
Nyní hledáme mez únavy pro naši součást. Podle výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálů v Praze lze u leštěných vzorků o průměru 10 mm vyrobených z oceli s mezí pevnosti 500 až 1500 MPa určit tuto hodnotu meze únavy pro míjivé zatížení [2, str. 297]:

$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

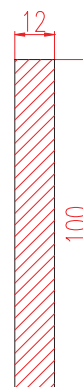
$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.

- Součinitel jakosti povrchu určíme z drsnosti povrchu,  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $\nu = \nu_\sigma \cdot \nu_\sigma^*$ , kde  $\nu_\sigma^*$  určíme z grafu (Příloha č.1). Pro běžné uhlíkové oceli ( $m = -0,034$ ) o tloušťce 100 mm je  $\nu_\sigma^*$  roven 0,76 a  $\nu_\sigma$  je roven 1. Potom celkový součinitel velikosti  $\nu = 1 \cdot 0,76 = 0,76$ .



Obr. 7.2.3–1 Schéma zatížení bočnice



Obr. 7.2.3–2 Řez bočnice v kritickém místě

- Součinitel tvaru  $\alpha_o$  určíme z grafu (Příloha č.1) pro osazenou plochou tyč namáhanou cyklickým ohybem. Poté provedeme korekci pro úhel rozevření vrubu  $90^\circ$ . Pro poměr  $r/d = 0,1$  volím  $\alpha_o = 1,8$ . Po korekci volím  $\alpha_\varphi = 1,8$
- Součinitel  $\nu_\beta = 1$ , neboť charakteristický rozměr průřezu  $h$  (100 mm) je veliký.
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ , neboť je úzce závislý na velikosti součásti.
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.
- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost pro počet změn  $n > 10^7$ .
- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.
- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha_\varphi \cdot \frac{\nu}{\nu_\beta} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 1,8 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 1,8$$

Pak skutečnou mez únavy pro bočnici mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{\nu \cdot \eta_p}{\beta}$$

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,76 \cdot 0,82}{1,8} = 150,6 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti stanovíme fiktivní napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu podle Růžičky [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{108,35}{150,6} + \frac{108,35}{823}} = 1,18$$

Neboť koeficient bezpečnosti je větší než 1, je zaručena trvalá pevnost bočnice.

## 2. Metoda NSA

Tento přístup predikce životnosti je založen na principech tvarové pevnosti, vychází se z analytického výpočtu nominálního napětí v kritickém průřezu, ale k zjištění součinitele tvaru  $\alpha_o$  použijeme výsledky z výpočtů MKP.

Síla působící na bočnici:  $F_1 = 35000 \text{ N}$

Náš kritický průřez se nachází ve vzdálenosti 130 mm od působíště síly  $F_1$ .

$$M_{kr} = F_1 \cdot x = 35000 \cdot 0,12 = 4550 \text{ Nm}$$

$$W_{kr} = \frac{1}{6} \cdot B \cdot H^2 = \frac{1}{6} \cdot 0,012 \cdot 0,1^2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Napětí v kritickém průřezu:

$$\sigma_n = \frac{M_{kr}}{W_{kr}} = \frac{4550}{2 \cdot 10^{-5}} = 216,7 \text{ MPa}$$

Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_h$ .

$$\text{Pak } \sigma_a = 108,35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 108,35 \text{ MPa}$$

Při určování skutečné meze únavy pro bočnici mechanismu vyfukování vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze a platí vztah [2, str. 297]:

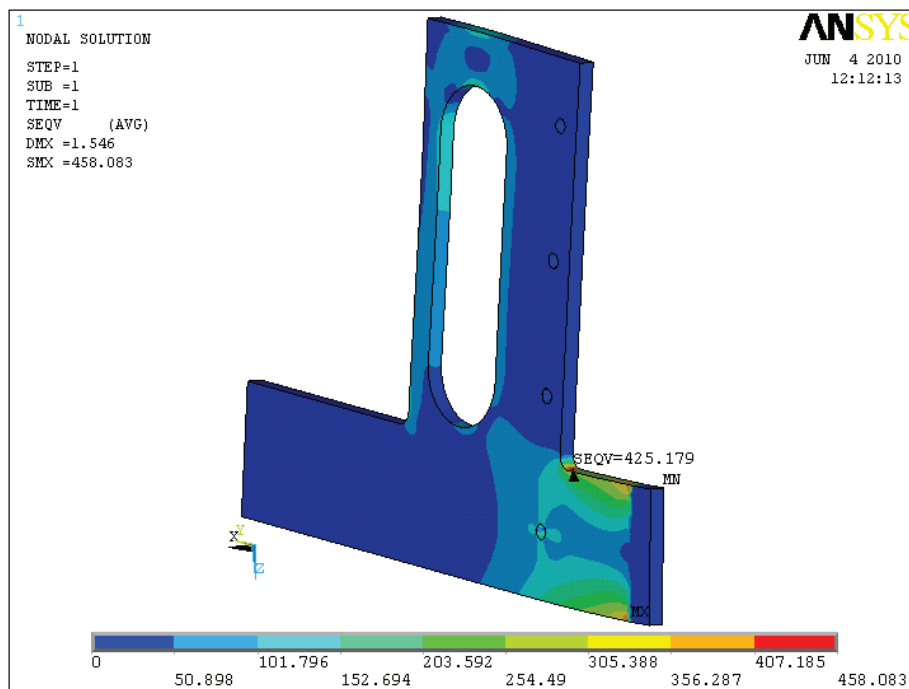
$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $v = 0,76$  (Příloha č.1).
- Součinitel tvaru  $\alpha$  určíme z výsledků výpočtu MKP. Je dán poměrem maximálního napětí v místě vrubu ku nominálnímu napětí v kritickém průřezu. Z výsledků vypočtených v programu Ansys plyne, že  $\sigma_{max} = 425,2 \text{ MPa}$ .

$$\alpha = \sigma_{max} / \sigma_n = 425,2 / 216,7 = 1,96$$



Obr. 7.2.3–3 Výpočet zatížení MKP

- Součinitel  $\nu_{\beta} = 1$ .
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ .
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.
- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost.
- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.
- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha \cdot \frac{\nu}{\nu_{\beta}} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 1,96 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 1,96$$

Pak skutečnou mez únavy pro kliku mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{\nu \cdot \eta_p}{\beta}$$
$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,76 \cdot 0,82}{1,96} = 138,3 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti musíme znát hodnotu fiktivního napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$
$$k = \frac{1}{\frac{108,35}{138,3} + \frac{108,65}{823}} = 1,1$$

Protože míra bezpečnosti je větší než 1, je zaručena trvalá pevnost strojní součásti.

### 3. Metoda LESA

Tato metoda je založena na znalosti lokálního napětí v místě vrubu a je vztahována k mezi únavy pro součást bez vrubu o stejných rozměrech a stejné jakosti povrchu.

Z výpočtů MKP (při síle  $F = 70000 \text{ N}$  na obě bočnice mechanismu) provedených v programu Ansys jsem zjistil hodnotu maximálního lokálního napětí v místě vrubu  $\sigma_{MKP} = 425,2 \text{ MPa}$ .

Po provedení korekce je mi známa hledaná hodnota napětí  $\sigma_{kor}$ . Při stejné velikosti součinitele tvaru  $\alpha$  a součinitele vrubu  $\beta$  je  $\sigma_{kor} = \sigma_{MKP} = 425,2 \text{ MPa}$ .

Pro míjivé zatížení platí, že  $\sigma_{kor} = \sigma_h$ .

Potom  $\sigma_a = 212,6$  MPa

Pro míjivé zatížení je vliv středního napětí zanedbatelný. Proto  $\sigma_{a,eq} = \sigma_a = 212,6$  MPa

Pro stanovení meze únavy kliky vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze, kde u leštěných vzorků o průměru 10 mm vyrobených z oceli s mezí pevnosti 500 až 1500 MPa byla z dostatečnou pravděpodobností stanovena tato hodnota meze únavy pro míjivé zatížení [2, str. 297]:

$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Pro skutečnou mez únavy vzorku bez vrubu platí vztah:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \cdot \nu \cdot \eta_p$$

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$ .
- Součinitel velikosti  $\nu = 0,76$ .

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \cdot 0,76 \cdot 0,82 = 271,2 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti k při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{212,6}{271,2}} = 1,27$$

Neboť je koeficient bezpečnosti větší než 1, mohu soudit, že bočnice mechanismu vyfukování vydrží počet cyklů  $10^7$  a tedy je navržena na trvalou pevnost.

#### 4. Použití únavového modulu Fatigue v programu Ansys

Z výpočtů MKP provedených v programu Ansys jsem zjistil hodnotu maximálního lokálního napětí v místě vrubu  $\sigma_{MKP} = 425,2$  MPa. Tento prvek s největším napětím podrobím vyhodnocení v modulu Fatigue. Druhý zátěžový stav bude při nulovém zatížení, jelikož se jedná o cyklické namáhání míjivým ohybem.

Pro stanovení životnosti strojní součásti pomocí únavového modulu programu Ansys musíme zadat vstupní data.



S-N křivka:

počet cyklů	napětí
10	588
100	588
1000	588
10000	510
100000	426
1000000	350
10000000	271
100000000	271

Elasto-plastické parametry:

$$M = 1,7$$

$$N = 0,3$$

Dále musíme zadat charakteristiku napětí pro různé teploty, kde  $S_{m \min}$  je 1/3 meze pevnosti materiálu.

Posledním údajem je počet cyklů, které musí součást vydržet bez poškození. V našem případě se jedná o trvalou pevnost, tudíž počet cyklů stanovíme pro ocel  $10^7$ .

Po výpočtu dostaneme výsledek v podobě tabulky.

```
PERFORM FATIGUE CALCULATION AT LOCATION 0 NODE 63589
*** POST1 FATIGUE CALCULATION ***
LOCATION 1 NODE 63589
EVENT/LOADS 1 1 event1 AND 1 2 event1
PRODUCE ALTERNATING SI (SALT) = 218.05 WITH TEMP = 0.0000
MEM+BEND SI RANGE = 0.0000 KE = 1.000 KE (SALT) = 218.05
CYCLES USED/ALLOWED = 0.1000E+08/ 0.1000E+09 = PARTIAL USAGE = 0.10000
CUMULATIVE FATIGUE USAGE = 0.10000
```

Obr. 7.2.3–4 Výpočet počtu cyklů do lomu

Vidíme, že součást je dimenzována na trvalou pevnost, neboť počet zadaných cyklů je menší než počet cyklů do poškození.

Nyní stanovíme míru bezpečnosti k při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_{a,eq}}{\sigma_{ohC}^*}} = \frac{271,2}{218,1} = 1,24$$

### 7.3 Porovnání výsledků životnosti mechanismu

Při použití třech metod predikce životnosti pro původní a nové řešení bočnice mechanismu vyfukování jsem dospěl k těmto koeficientům bezpečnosti k:

Koeficient bezpečnosti k	Původní řešení:	Původní řešení:	Nové řešení:	Nové řešení:
	zámek ano	zámek ne	zámek ano	zámek ne
Metoda tvarové pevnosti:	1,3	0,81	1,76	1,18
Metoda NSA:	1,37	0,72	1,76	1,10
Metoda LESA:	1,63	0,83	2,08	1,27
Únavový modul Ansys:	1,57	0,79	2,05	1,24

Hodnota míry bezpečnosti při dostatku podkladů je volena nižší než u běžných statických výpočtů. V praxi kolísá od  $k = 1,1$  u součástí s dostatečnými podklady až do  $k = 5$  při nedostatečných podkladech.

Z tabulky je zřejmé, že u původního řešení není zaručena trvalá pevnost, neboť míra bezpečnosti je u všech použitých metod menší než 1. U nového řešení naopak mohu tvrdit, že takto navržená strojní součást s mírou bezpečnosti větší než 1, vyhoví pro počet cyklů větší než  $10^7$ , což znamená, že je bočnice dimenzována na trvalou pevnost při daném zatížení.

Z analýzy a hodnocení únavové životnosti jsem navrhl řešení, které svými vlastnostmi a rozměry vyhovuje požadavku trvalé pevnosti a tedy jsem konstrukčními úpravami zvýšil životnost celého mechanismu vyfukování.

### 7.4 Porovnání použitých metod

Na základě zkušeností s použitím výše uvedených metod jsem dospěl k názoru, že nejrychlejší predikcí životnosti je metoda LESA, neboť zde odpadá stanovování součinitele vrubu zdlouhavým a pracným postupem, při kterém dochází k nepřesnostem z důvodu hledání hodnot z grafů a nepřesného odečtení těchto hodnot. Při řešení životnosti touto metodou je důležité zvolit vhodný typ elementů a hustotu sítě výpočtového modelu, neboť nevhodně zvolená síť zapříčiňuje nepřesné zjištění součinitele tvaru a tedy i nepřesné zjištění koeficientu bezpečnosti.

Přístup pomocí tvarové pevnosti nevyžaduje MKP výsledky, což může pomoci při predikci konvenčním způsobem. Lze zohlednit mnoho vlivů na životnost, avšak musíme počítat s velmi komplikovaným stanovením součinitele vrubu a komplikovaným stanovováním nominálního napětí pro složitější součásti o víceosém zatížení.

Nejpřesnější metoda NSA těží z MKP výsledků, ale redukuje S-N křivku materiálu pomocí součinitele vrubu. Toto odpadá u metody LESA, kde pracujeme s lokálním napětím v kritickém místě řezu. Nesnižujeme tedy S-N křivku vlivem součinitele vrubu, ale pracujeme přímo s S-N křivkou pro daný materiál. NSA metoda je určitou kombinací metody LESA a přístupu pomocí tvarové pevnosti.

Únavový modul programu Ansys vychází z výsledků MKP přímo vypočtených ve svém prostředí. S-N křivka se zadává manuálně a musí se jí věnovat velká pozornost, neboť do ní musíme započíst všechny vlivy, které ovlivňují mez únavy. Výsledkem je tabulka, která charakterizuje pouze jeden uzel, který si označím jako kritický. Poměrně rychlá metoda, která ale vyžaduje velkou znalost problematiky predikce životnosti.

## 8. Uplatnění nové metody posuzování obdobně zatěžovaných konstrukcí

Tento metodický postup je vhodný pro aplikaci na obdobně zatěžované konstrukce, tj. na mechanické součásti namáhané cyklickým míjivým ohybem.

Tato metodika je založená na vztahování špiček napětí ve vrubech k hladině nominálních napětí. Tyto lokální napětí v kritickém místě součásti lze určit pomocí nejmodernějších výpočetních metod tj. metodou konečných prvků a posléze pomocí opravných koeficientů zkorigovat Wöhlerovu křivku daného materiálu pro zkušební tyče na křivku pro námi počítanou součást. Základem této metodiky je znalost korekčních koeficientů, které mají vliv na posun Wöhlerovy křivky pro reálnou součást.

Dosavadní klasický postup posuzování životnosti daného místa metodou nominálních napětí NSA předpokládá znalost nominálního (středního) napětí v tomto místě součásti a její typickou vrubovitost, hodnocenou součinitelem vrubu  $\beta$ . Zpravidla se předpokládá stejná únavová křivka takového místa konstrukce, jakou by mělo zkušební těleso se stejným součinitelem tvaru  $\alpha$ . Z průběhů napětí je určena jak extrémní, tak nominální (střední) hodnota napětí v řezu. Tím lze definovat součinitel tvaru  $\alpha$  v daném řezu. Při známém součiniteli vrubu lze potom uskutečnit posun meze únavy známé pro hladkou nevrubovanou zkušební tyč a odhadnout tak mez únavy pro část s vrubem.

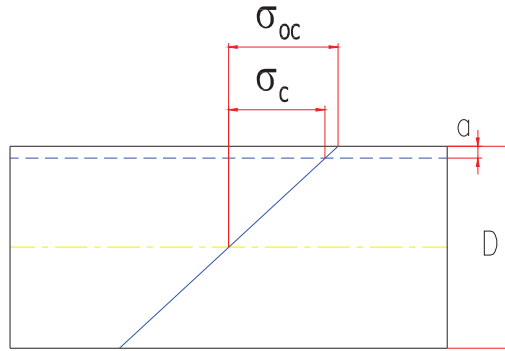
Výpočet napětí v konstrukci metodou konečných prvků však poskytuje možnost získat rovnou hodnoty lokálních špiček tenzoru napětí. Tato metodika tedy čerpá ze znalosti maximálního lokálního napětí v kritickém místě součásti pomocí MKP a následně je tomuto vrubu přiřazen součinitel tvaru  $\alpha$ , který lze získat ze závislosti na poloměru vrubu a výšce součásti. Tedy ze znalosti geometrie strojní konstrukce stanovíme pomocí zjištěného vzorce součinitel tvaru a z něj poté součinitel vrubu.

Korekci Wöhlerovy křivky provedeme pomocí součinitele velikosti součásti, jakosti povrchu a součinitele vrubu.

### Vliv velikosti:

Pro výpočet základního faktoru velikosti  $v_{\sigma}$  je nezbytné vytvořit teoretickou představu o účinku povrchové vrstvy materiálu. V podstatě jsou dvě nejdůležitější teorie, umožňující výpočet vlivu velikosti při únavovém namáhání konstrukcí: model mechanický a model stochastický. U mechanického modelu jde v podstatě o představu, že celý průřez části při vysokocyklickém namáhání je elastický, pouze v povrchové vrstvě vznikají lokální plastické deformace spojené s poškozováním materiálu. Změna průběhu napětí v průřezu, tj. rozdíl mezi skutečným napětím na povrchu a napětím teoretickým, je tím větší, čím je průřez menší.

Předpokládáme, že dojde k poruše zkušební vzorku tehdy, když je v hloubce  $h$  pod povrchem dosaženo meze únavy. Tato hloubka je pro oceli 0,35 – 0,5 mm. Já volím hodnotu 0,35, tím se dostáváme do vyšší bezpečnosti. Z obrázku 4-1 je patrné, že součinitel velikosti je dán poměrem meze únavy při ohybu ku mezi únavy v tahu. Z rovnosti trojúhelníků potom dostaneme vzorec (21). Pak můžeme vycházet ze znalosti teorie exponovaných objemů s tím rozdílem, že budu dosazovat mou zvolenou bezpečnější hodnotu hloubky povrchové vrstvy. Tím se vzorec jak pro ekvivalentní průměr  $D_{ekv}$  tak i pro součinitel velikosti součásti  $v_{\sigma}$  zjednoduší.



Obr. 8-1 Vliv velikosti při ohybu

Při posuzování vlivu velikosti u nekrhových součástí vycházíme z porovnání exponovaných objemů vztažených na délku pro nekrhovou a kruhovou tyč.

$$V_o = V_{\square}$$

$$V_o = \frac{\pi D^2 - \pi(D-0,7)^2}{4} = \frac{1,4 \cdot \pi D - 0,49}{4} = 1,1D - 0,1225$$

$$V_{\square} = bh - b(h-0,7) = 0,7b$$

$$D_{ekv} = \frac{0,7b + 0,1225}{1,1} \quad (20)$$

Součinitel velikosti pro nehomogenní napětí je dán vztahem:

$$\nu_{\sigma} = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_c} = \frac{\frac{D}{2}}{\frac{D}{2} - a} = \frac{\frac{D}{2}}{\frac{D}{2} - 0,35} = \frac{D_{ekv}}{D_{ekv} - 0,7} \quad (21)$$

Ve skutečnosti však je relativní faktor velikosti  $\nu_{\sigma}^*$  u velkých těles menší než jedna, definujeme-li základní mez únavy pro tyče malého průměru. Tento rozdíl je možno vysvětlit tím, že u velkých těles je vždy větší nehomogenost materiálu a větší pravděpodobnost porušení únavou. Jde tedy o jev, který vysvětluje druhá skupina teorií faktoru velikosti, vycházející ze stochastických modelů. V podstatě jde o klasickou představu podle teorie nejslabšího místa na povrchu těles. Druhou představou je vliv nerovnoměrné napjatosti jednotlivých zrn materiálu, charakterizované určitou křivkou hustoty pravděpodobnosti napětí. Přitom předpokládá, že po určitém počtu cyklů zatížení v jednotlivě nepříznivě orientovaných zrnech vznikají únavové mikrotrhlinky.

Faktor velikosti dle stochastického modelu se určí z grafu (Příloha č.1).

Rozhodnout, která teorie je správná, lze pouze na základě experimentálních výsledků. Pro výpočty tvarové pevnosti konstrukcí použijeme faktoru velikosti [10, str. 117-123]:

$$\nu \approx \nu_{\sigma} \cdot \nu_{\sigma}^* \quad (22)$$

### **Vliv jakosti povrchu:**

Většina lomů začíná v povrchové vrstvě nosné části, a proto má jakost povrchu, hlavně jeho opracování, velký vliv na skutečnou mez únavy. Vezme-li se pro výpočet mez únavy standardní tyče s broušeným povrchem předepsané kvality jako srovnávací hodnota, pak mez únavy skutečné části s odlišnou kvalitou povrchu se vypočte pomocí součinitele povrchu  $\eta_p$  (Příloha č.1). Tento součinitel udává poměr meze únavy součásti daného opracování k mezi únavy vzorku s leštěným povrchem a zahrnuje především vliv geometrické nedokonalosti povrchu a povrchových vrubů nikoliv vliv změn metalurgických charakteristik a pochodů, které mění chemické složení a strukturu povrchových vrstev. Při výpočtech vztahujeme s dostatečnou přibližností součinitele jakosti povrchu všech druhů zatížení na zatížení střídavým ohybem za rotace. Velmi podstatný vliv na tvarovou pevnost strojních částí mají úpravy povrchu [9, str. 19].

### **Vliv vrubu:**

Hledáme opravné součinitele, kteří by při zachování jednoduché představy a běžných technických výpočtů umožňovali vystihnout co nejlépe skutečnou pevnost strojních částí určitého tvaru při provozním zatížení. Pokusy ukazují, že součinitel vrubového účinku  $\beta$  je určen řadou činitelů, z nichž nejdůležitější je vliv tvaru:

### **Vliv tvaru:**

Poměr místního zvýšení největšího hlavního napětí  $\sigma_{\max}$  k jeho průměrné jmenovité hodnotě  $\sigma_n$  ve sledovaném průřezu je součinitel tvaru  $\alpha = \sigma_{\max}/\sigma_n$ .

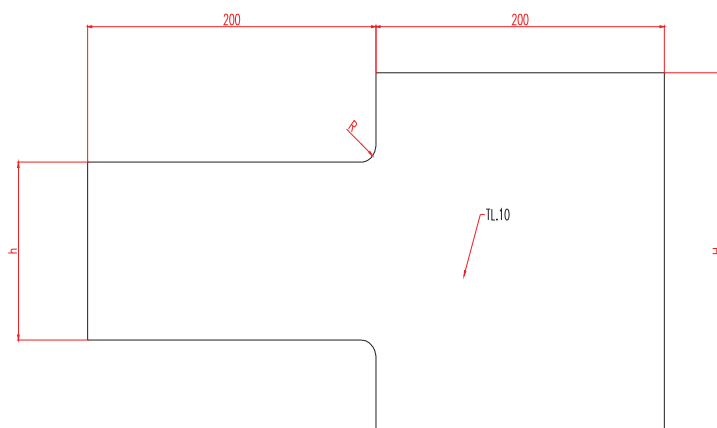
Pomocí literatury a mnoha výpočtů jsem zjistil, že součinitel tvaru je závislý na tvaru vrubu a na rozměrech součásti v kritickém místě. Cílem mého bádání je najít závislost tohoto součinitele tvaru na poloměru vrubu a na rozměrech strojní součásti při cyklickém míjivém ohybu. Tuto závislost budu poté formulovat do jednoho vzorce, který bude sloužit k velmi jednoduchému a rychlému stanovení součinitele tvaru a tím pádem i součinitele vrubu.

Ze zjištěných výsledků mohu najít vzorec, který by umožňoval stanovit velmi rychle a přesně součinitel tvaru v závislosti na rádiu vrubu a rozměrů součásti. Při znalosti napětí MKP a znalosti součinitele tvaru mohu stanovit velmi rychle, zda zkoumaná strojní konstrukce vyhovuje požadavkům na trvalou pevnost či ne.

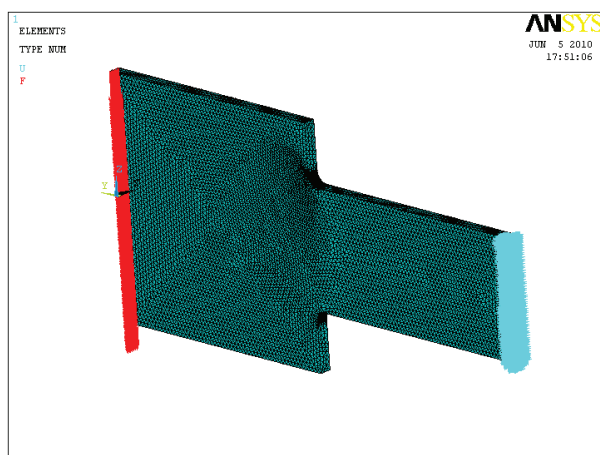
Provedl jsem velké množství pokusů na testovacích vzorcích při různých výškách dílů 10, 20, 40, 60, 80, 100, 120 mm při rádiu 0, 2, 5, 10, 15, 20, 25, 50 mm a pro různé změny výšek součástí na 150, 200 a 400 mm.

Z těchto výsledků jsem potom vyhodnotil, že změna výšek součásti v místě vrubu nemá takový význam pro určování součinitele tvaru, jak jsem se domníval, a proto jsem tento vliv změny výšky mohl při konstrukci hledaného vzorce opominout.

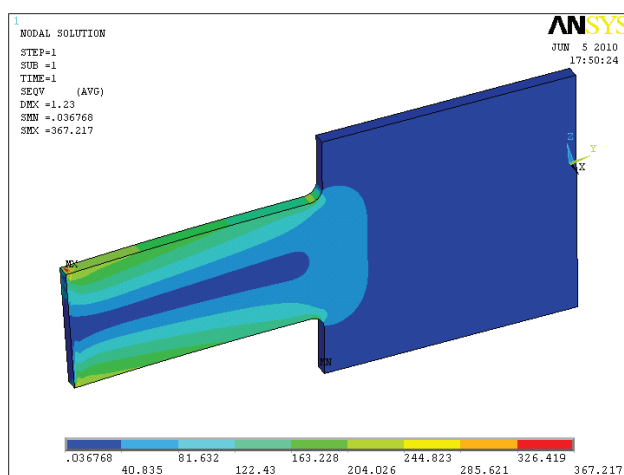
Zjistil jsem, že zásadní význam má kromě tvaru vrubu, také výška součásti. Nejdříve jsem hledal závislost na modulu průřezu v ohybu, neboť jsem se domníval, že při zatížení ohybem by měl tento modul hrát velkou roli při stanovení součinitele tvaru, ale z výsledků bylo patrné, že při stejném zatížení, stejném tvaru vrubu a při stejném modulu průřezu je součinitel tvaru odlišný. Tudíž jsem hledal závislost na jiném parametru strojní součásti. Z výsledků jsem zjistil, že všechny součásti o stejné výšce mají při shodném tvaru vrubu i stejný součinitel tvaru. Z tohoto faktu jsem mohl tedy učinit závěr, že tento součinitel je závislostí na výšce konstrukce v místě vrubu.



Obr. 8-2 Testovací vzorek



Obr. 8-3 Zátěžový stav



Obr. 8-4 Průběh napětí



Tabulka zjištěných hodnot:

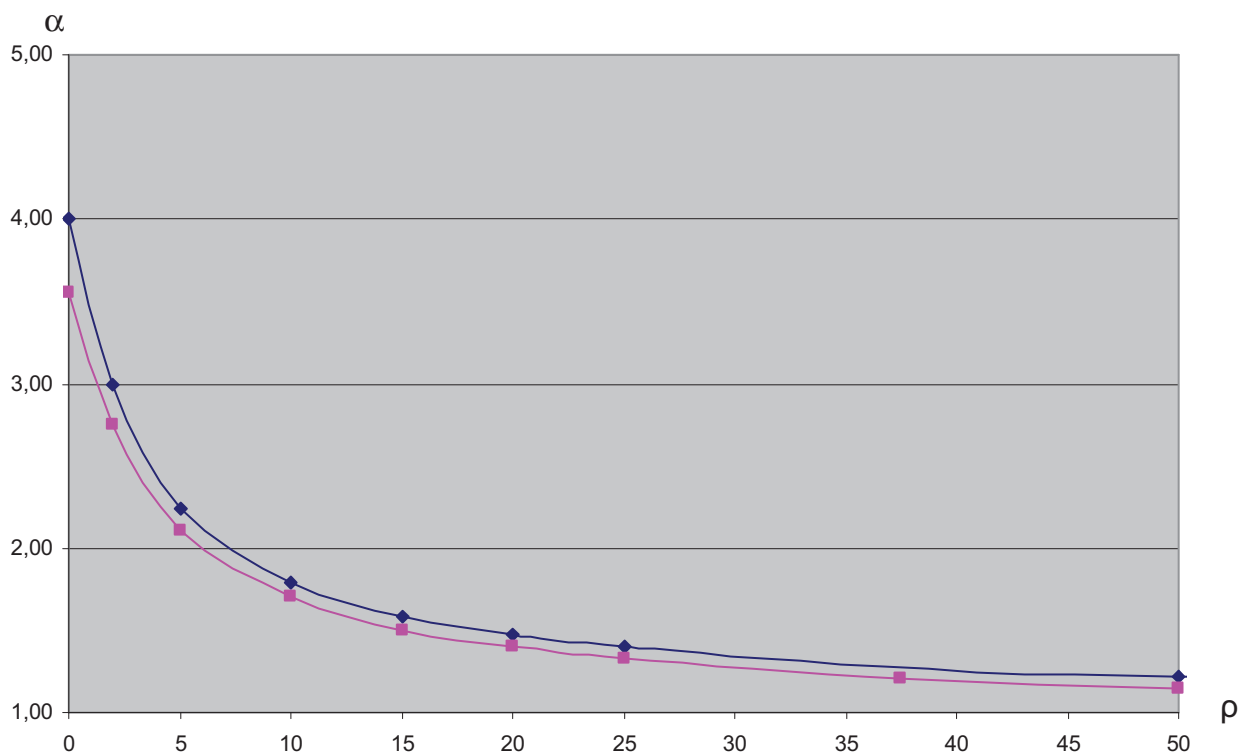
název	rádus	napětí [MPa]	součinitel tvaru $\alpha$	Wh	WH
100-100		120	1,0000	0,0000166667	0,0000166667
100-200-0	0	434	3,6167	0,0000166667	0,0000666667
100-200-02	2	363	2,9948	0,0000166667	0,0000666667
100-200-05	5	275	2,2358	0,0000166667	0,0000666667
100-200-10	10	225	1,7858	0,0000166667	0,0000666667
100-200-15	15	205	1,5888	0,0000166667	0,0000666667
100-200-20	20	195	1,4771	0,0000166667	0,0000666667
100-200-25	25	189	1,4002	0,0000166667	0,0000666667
100-200-50	50	182	1,2133	0,0000166667	0,0000666667
100-400-0	0	464	3,8667	0,0000166667	0,0002666667
100-400-05	5	281	2,2845	0,0000166667	0,0002666667
100-400-10	10	228	1,8096	0,0000166667	0,0002666667
100-400-15	15	206	1,5965	0,0000166667	0,0002666667
100-400-20	20	195	1,4771	0,0000166667	0,0002666667
100-400-25	25	189	1,4002	0,0000166667	0,0002666667
80-80		188	1,0000	0,0000106667	0,0000106667
80-200-0	0	657	3,4947	0,0000106667	0,0000666667
80-200-05	5	407	2,1121	0,0000106667	0,0000666667
80-200-10	10	336	1,7022	0,0000106667	0,0000666667
80-200-15	15	304	1,5038	0,0000106667	0,0000666667
80-200-20	20	290	1,4022	0,0000106667	0,0000666667
80-200-25	25	282	1,3335	0,0000106667	0,0000666667
80-400-0	0	988	5,2553	0,0000106667	0,0002666667
80-400-05	5	410	2,1276	0,0000106667	0,0002666667
80-400-10	10	335	1,6971	0,0000106667	0,0002666667
80-400-15	15	306	1,5137	0,0000106667	0,0002666667
80-400-20	20	290	1,4022	0,0000106667	0,0002666667
80-400-25	25	283	1,3382	0,0000106667	0,0002666667
100-150-10	10	224	1,7778	0,0000166667	0,0000375000
120-200-10	10	164	1,8819	0,0000240000	0,0000666667
60-200-10	10	557	1,6075	0,0000060000	0,0000666667
40-200-10	10	1139	1,4659	0,0000026667	0,0000666667
20-200-10	10	1945	1,2349	0,0000006667	0,0000666667
10-200-10	10	1425	1,1310	0,0000001667	0,0000666667
58x30-200-10	10	195	1,5477	0,0000166465	0,0000666667
100x30-200-10	10	75	1,7858	0,0000500000	0,0000666667

Pozn.: označení 100-200-10 znamená h = 100 mm, H = 200 mm a rádus vrubu = 10 mm.

Z těchto dat jsem stanovoval součinitele tvaru a vyhodnocoval závislost na zmíněných proměnných.

V první fázi jsem hledal závislost na tvaru vrubu, tj. na rádiu vrubu. Vycházel jsem z předpokladu, že když rádius vrubu  $R \rightarrow 0$ , potom součinitel tvaru  $\alpha \rightarrow \infty$ , a když  $R \rightarrow \infty$ , pak  $\alpha \rightarrow 1$ . Tento předpoklad jsem potom ještě upravil v závislosti na dosažených výsledcích. Vyhodnotil jsem, že součinitel tvaru pro velmi malý rádius bude 4. Vyšší hodnoty jsou v praxi nepravděpodobné, neboť i pro rádius roven 0 vyšel koeficient pod hodnotu 4. Tuto limitu jsem také zahrnul do mých výpočtů pro stanovení hledaného vzorce.

Z grafu 4-5 lze vyčíst závislost součinitel tvaru  $\alpha$  na poloměru vrubu  $\rho$  pro výšku součásti  $h = 80$  a  $100$  mm. Lze odhadnout, že tato závislost je hyperbolická a z tohoto tvrzení odvodit vzorec. Tento graf potom platí pro všechny tloušťky součástí, které by měly danou stejnou výšku v místě vrubu.



Obr. 8-5 Závislost součinitele tvaru na rádiu vrubu pro rozměr  $h=80$  a  $100$  mm

Pro menší rozměry výšky součástí bude tvar křivky stejný, ale bude posunuta směrem dolů. Naopak pro větší díly posunuta nahoru. Tohoto poznatku jsem poté využil pro stanovení finální podoby hledaného vzorce.

Z tohoto grafu jsem hledal a poté stanovil vzorec, který má jednu proměnou a to parametr  $b/c$ .

Předpis pro hyperbolu: 
$$y = \frac{ax + b}{cx + d}$$

Odhadl jsem, že střed asymptot je na souřadnicích  $S[-3,75,1]$ . Toto jsem dosadil do předpisu:

Ze souřadnic středu asymptot je dáno:  $-d / c = -3,75$

$$a / c = 1$$

$$y = \frac{cx + b}{cx + \frac{15}{4}c}$$

$$y = \frac{c(x + \frac{b}{c})}{c(x + \frac{15}{4})} = \frac{x + \frac{b}{c}}{x + \frac{15}{4}}$$

Pak součinitel tvaru se rovná:  $\alpha = \frac{\rho + \frac{b}{c}}{\rho + \frac{15}{4}}$  (23)

Zde nyní máme pouze jednu neznámou a tou je parametr b/c.

Pro parametr b/c platí:

$$b/c = y(x + 15/4) - x$$

$$b/c = \alpha(\rho + 15/4) - \rho \quad (24)$$

Jak už jsem uvedl dříve, tak kromě tvaru vrubu má také zásadní vliv na součinitel tvaru výška součásti v kritickém místě.

Z těchto naměřených hodnot jsem našel velikost parametru b/c závislého na výšce součásti.

Pro  $h = 100$  mm

$\rho$	$\alpha$	b/c
0	4,00	15
2	2,99	15,21981
5	2,24	14,56281
10	1,79	14,55406
15	1,59	14,78906
20	1,48	15,08172
25	1,40	15,25503
50	1,21	15,21667
0	4,00	15
5	2,28	14,9896375
10	1,81	14,88145
15	1,60	14,934375
20	1,48	15,08171875
25	1,40	15,25503125

Průměrná hodnota b/c pro výšku  $h = 100$  je 14,9.

Pro  $h = 80$  mm

$\rho$	$\alpha$	b/c
0	3,55	13,3125
5	2,11	13,48061
10	1,70	13,40472
15	1,50	13,19681
20	1,40	13,3018
25	1,33	13,33813
0	3,55	13,3125
5	2,13	13,61683511
10	1,70	13,33506649
15	1,51	13,38231383
20	1,40	13,30179521
25	1,34	13,4740758

Průměrná hodnota b/c pro výšku  $h = 80$  je 13,4.

Stejně jsem postupoval i pro jiné výšky:

$$h = 120 \rightarrow b/c = 16$$

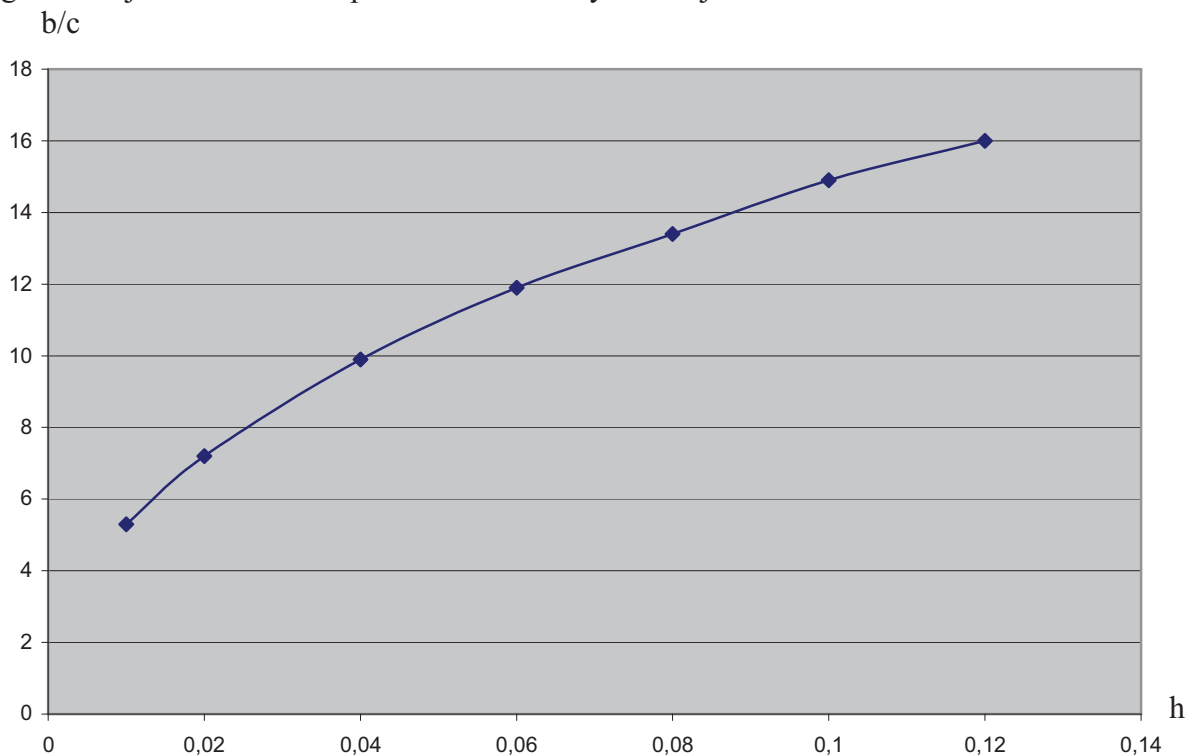
$$h = 60 \rightarrow b/c = 11,9$$

$$h = 40 \rightarrow b/c = 9,9$$

$$h = 20 \rightarrow b/c = 7,2$$

$$h = 10 \rightarrow b/c = 5,3$$

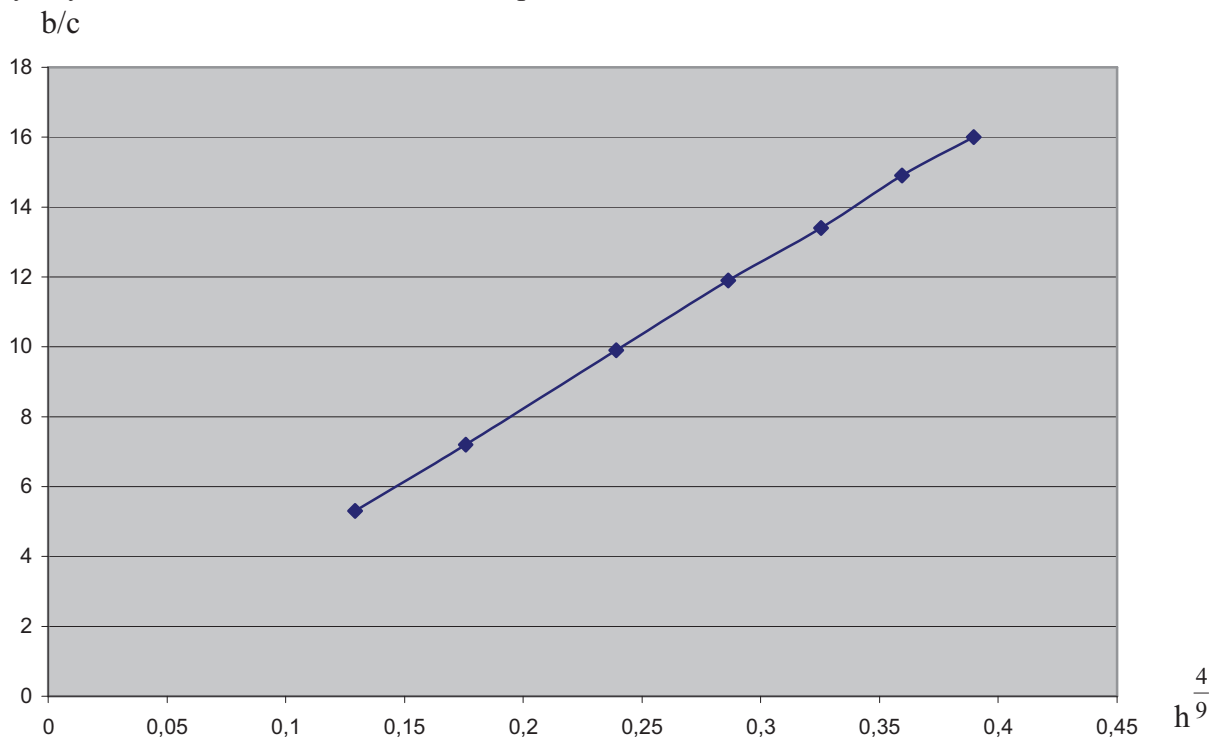
Z grafu 4-6 je vidět závislost parametru b/c na výšce strojního dílu.



Obr. 8-6 Závislost koeficientu b/c na výšce součásti h

Nyní jsem hledal funkci, která by nejlépe vyhovovala této závislosti. Pokusy s logaritmickou funkcí nebyly moc přesné, a tak jsem našel funkci mocninou, která s velkou přesností popisuje danou závislost poměru b/c na výšce.

Když výšku umocníme na 4/9,  $x = \sqrt[9]{h^4}$ , pak dostaneme tuto lineární závislost.



Obr. 8-7 Závislost koeficientu b/c na výšce součásti  $h^{4/9}$

Z těchto podkladů jsem stanovil závislost parametru b/c na výšce h strojní součásti.

h (x)	b/c (y)	$h^{4/9}$	a
0,12	16	0,389715088	41,05563
0,1	14,9	0,359381366	41,46014
0,08	13,4	0,325450122	41,17374
0,06	11,9	0,286388854	41,5519
0,04	9,9	0,239162635	41,39443
0,02	7,2	0,175752787	40,96663
0,01	5,3	0,129154967	41,03598

Předpis pro přímku:  $y = ax + b$ , kde  $b=0$

Potom průměrná hodnota pro parametr  $a = y / x = 41,25$ .

Z tohoto potom získáme závislost parametru b/c na výšce.

$$y = 41,25x$$

$$b/c = \frac{165}{4} \cdot \sqrt[9]{h^4} \quad (25)$$

Takto stanovený poměr b/c dosadíme do vzorce (23) a pak výsledný vzorec pro součinitel tvaru  $\alpha$  je roven:

$$\alpha = \frac{\rho + \frac{165}{4} \cdot \sqrt[9]{\left(\frac{h}{1000}\right)^4}}{\rho + \frac{15}{4}} \quad (26)$$

Takto můžeme velmi rychle stanovit součinitel tvaru pouze při znalosti geometrie námi vyhodnocované konstrukce. Stačí znát rádius vrubu a výšku součásti a můžeme vypočítat součinitel tvaru  $\alpha$ . Oba vstupní parametry  $\rho$  a  $h$  je nutno dosazovat v mm.

Pak stanovíme součinitele vrubu  $\beta$  právě ze znalosti součinitele tvaru  $\alpha$ .

Na základě rozboru jednotlivých vlivů lze psát pro určení součinitele vrubového účinku vztah:

$$\beta = \left[ 1 + \left( \alpha \cdot \frac{v}{v_\beta} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi \quad (27)$$

Je třeba si uvědomit, že volba jednotlivých součinitelů i posouzení výsledků jsou nejlépe možné, porozumí-li konstruktér jednotlivým vlivům a odhadne-li správně vliv výroby a provozních podmínek na vlastnosti materiálu.

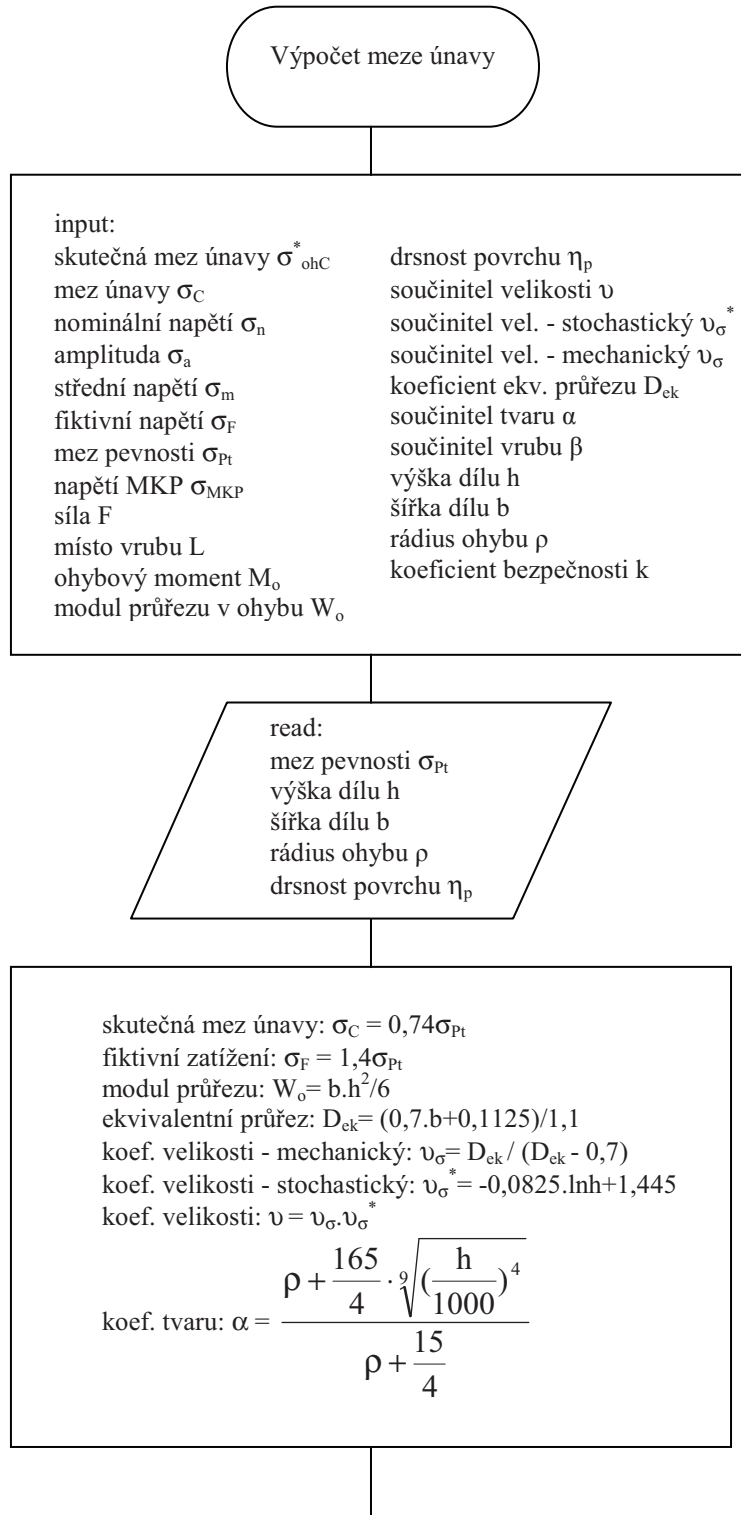
Shrneme-li účinek všech nejdůležitějších faktorů, dostaneme pro strojní součásti, namáhané cyklicky, přepočtení základní meze únavy na skutečnou mez únavy podle vztahu:

$$\sigma_C^* = \sigma_C \cdot \frac{v \cdot \eta_p}{\beta} \quad (28)$$

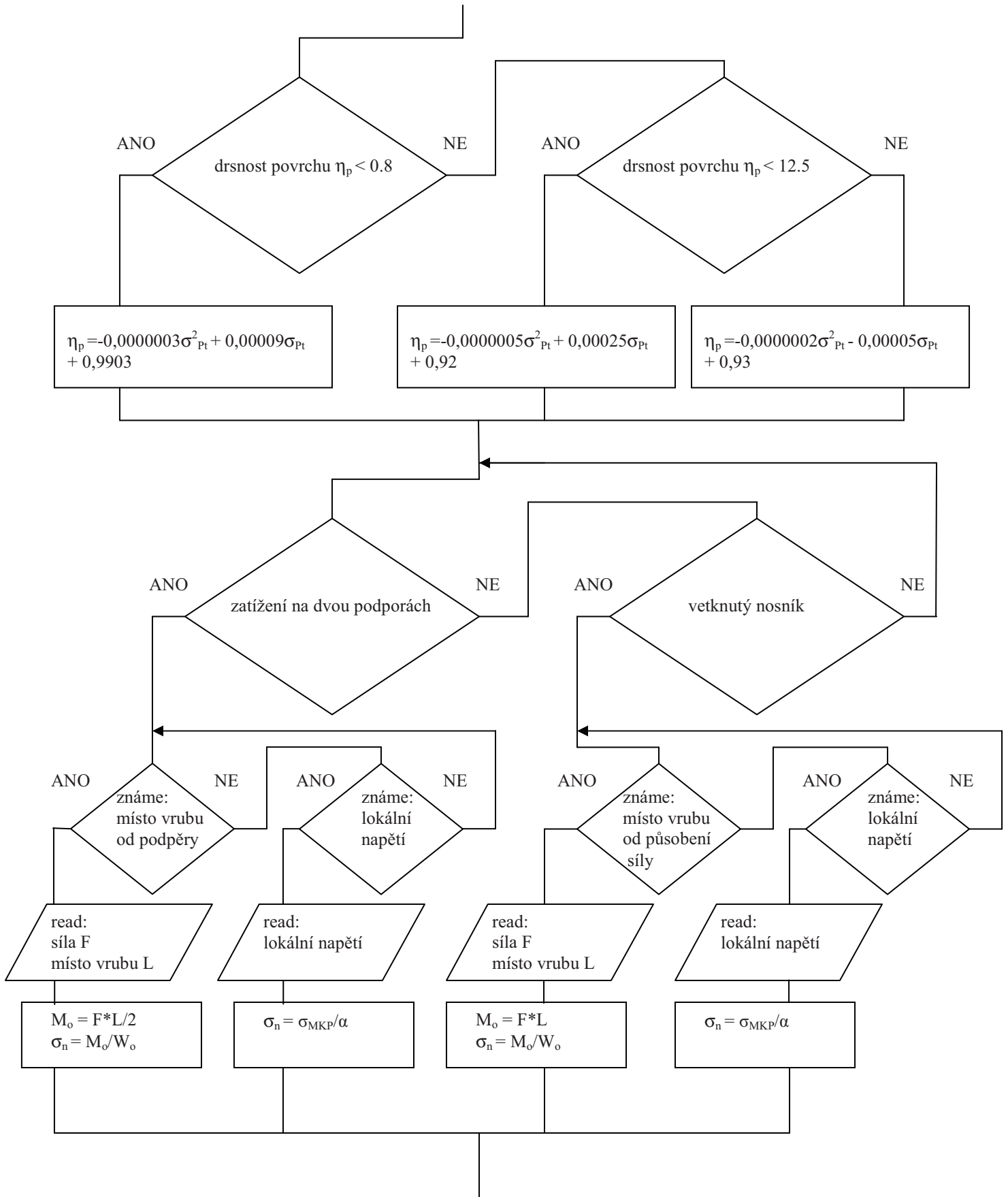
## 8.1 Vývojový diagram

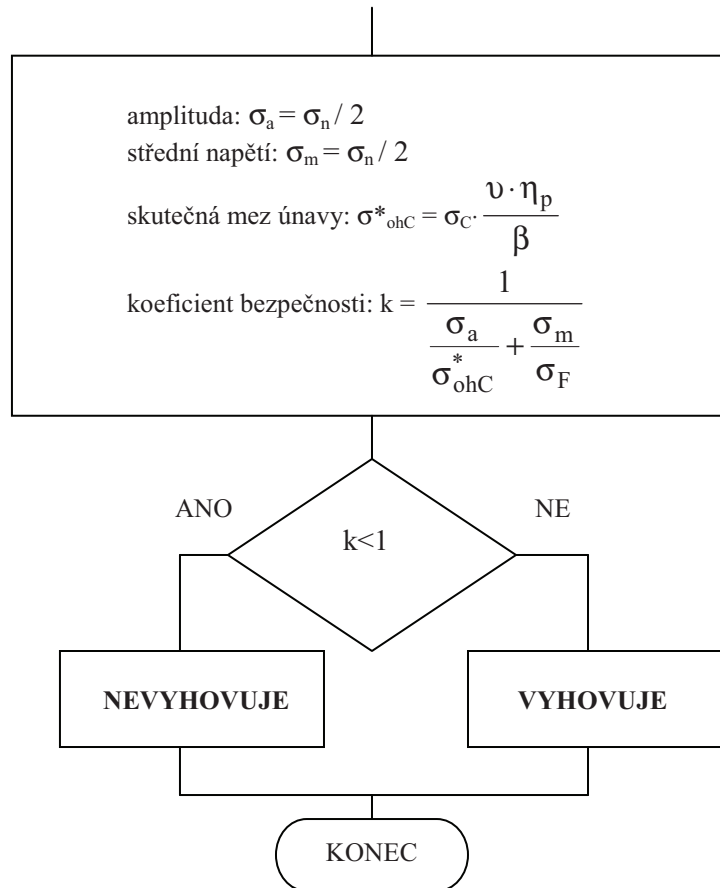
Pro vytvoření algoritmu vloženého do aplikace Exel je zapotřebí vyhotovit vývojový diagram, který slouží k grafickému znázornění jednotlivých kroků algoritmu a také stavby programu. Vývojový diagram se používá pro znázornění jednotlivých dílčích operací symboly, které jsou navzájem propojeny pomocí orientovaných šipek. Symboly reprezentují jednotlivé procesy, šipky tok řízení.

Vstupními daty jsou velikost zatížení, použitý materiál a jeho mez pevnosti, geometrie součásti a kritické místo koncentrace napětí. Výstupem je pak koeficient bezpečnosti pro daný díl, který charakterizuje, zda je daný díl dimenzován na trvalou pevnost či nikoli.









## 8.2 Aplikace metodiky na bočnici rámu mechanismu vyfukování

Nyní provedeme analýzu bočnice rámu mechanismu vyfukování s nefunkčním zámek pro optimalizované řešení pomocí nového metodického postupu.

Při určování únavové životnosti touto novou metodou se vychází z výpočtu maximálního napětí v kritickém místě vrubu námi počítané strojní součásti.

Síla působící na bočnici:  $F_1 = 35000 \text{ N}$

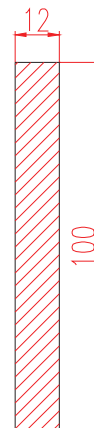
Při určování skutečné meze únavy pro bočnici mechanismu vyfukování vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze a platí vztah [2, str. 297]:

$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $v = v_\sigma \cdot v_\sigma^*$ , kde  $v_\sigma^*$  určíme z grafu (Příloha č.1). Pro běžné uhlíkové oceli ( $m = -0,034$ ) o tloušťce 100 mm je  $v_\sigma^*$  roven 0,76 a  $v_\sigma$  vypočteme z nového vzorce.



Obr. 8.2–1 Řez bočnice v kritickém místě

$$D_{ekv} = \frac{0,7b + 0,1225}{1,1} = \frac{0,7 \cdot 12 + 0,1225}{1,1} = 7,75 \text{ mm}$$

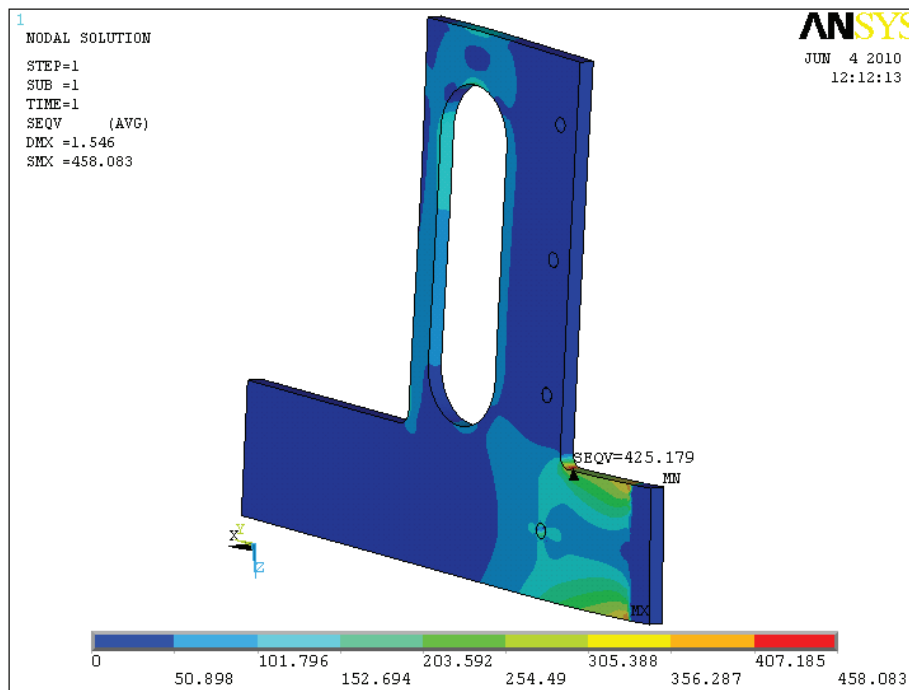
$$\nu_{\sigma} = \frac{D_{ekv}}{D_{ekv} - 0,7} = 1,1$$

Potom celkový součinitel velikosti  $\nu = 1,11 \cdot 0,76 = 0,84$ .

- Součinitel tvaru  $\alpha$  určíme z geometrie součásti a z výsledků výpočtu MKP stanovíme nominální napětí průřezu. Z výsledků vypočtených v programu Ansys plyne, že  $\sigma_{max} = 425,2 \text{ MPa}$ .

$$\alpha = \frac{\rho + \frac{165}{4} \cdot \sqrt[9]{\left(\frac{h}{1000}\right)^4}}{\rho + \frac{15}{4}} = \frac{10 + \frac{165}{4} \cdot \sqrt[9]{0,1^4}}{10 + \frac{15}{4}} = 1,81$$

$$\sigma_n = \sigma_{max} / \alpha = 425,2 / 1,81 = 234,9 \text{ MPa}$$



Obr. 8.2–2 Výpočet zatížení MKP

Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_h$ .

Pak  $\sigma_a = 117,45 \text{ MPa}$

$\sigma_m = 117,45 \text{ MPa}$

- Součinitel  $\nu_{\beta} = 1$ .
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ .
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.

- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost.
- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.
- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha \cdot \frac{v}{v_{\beta}} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 1,81 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 1,81$$

Pak skutečnou mez únavy pro bočnici mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{v \cdot \eta_p}{\beta}$$

$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,84 \cdot 0,82}{1,81} = 165,6 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti musíme znát hodnotu fiktivního napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{117,45}{165,6} + \frac{117,45}{823}} = 1,17$$

Protože míra bezpečnosti je větší než 1, je zaručena trvalá pevnost strojní součásti.

### 8.3 Aplikace metodiky na kliku mechanismu zavírání forem

Nyní provedeme analýzu kliky mechanismu zavírání forem vyfukovacího automatu pomocí nového metodického postupu.

Při určování únavové životnosti touto novou metodou se vychází z výpočtu maximálního napětí v kritickém místě vrubu námi počítané strojní součásti.

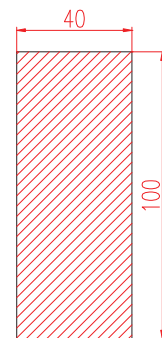
Síla působící na kliku:  $F_1 = 40\,000 \text{ N}$

Při určování skutečné meze únavy pro kliku mechanismu zavírání forem vycházíme z výsledků zkoušek Státního výzkumného ústavu materiálu v Praze a platí vztah [2, str. 297]:

$$\sigma_{hC} = 0,74\sigma_{Pt}$$

$$\sigma_{hC} = 0,74 \cdot 588 = 435,1 \text{ MPa}$$

Dále je nutné stanovit všechny korekční součinitele.



Obr. 8.3–1 Řez kliky v kritickém místě

- Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,82$  (Příloha č.1).
- Součinitel velikosti  $\nu = \nu_\sigma \cdot \nu_\sigma^*$ , kde  $\nu_\sigma^*$  určíme z grafu (Příloha č.1). Pro běžné uhlíkové oceli ( $m = -0,034$ ) o tloušťce 100 mm je  $\nu_\sigma^*$  roven 0,76 a  $\nu_\sigma$  vypočteme z nového vzorce.

$$D_{ekv} = \frac{0,7b + 0,1225}{1,1} = \frac{0,7 \cdot 40 + 0,1225}{1,1} = 25,57 \text{ mm}$$

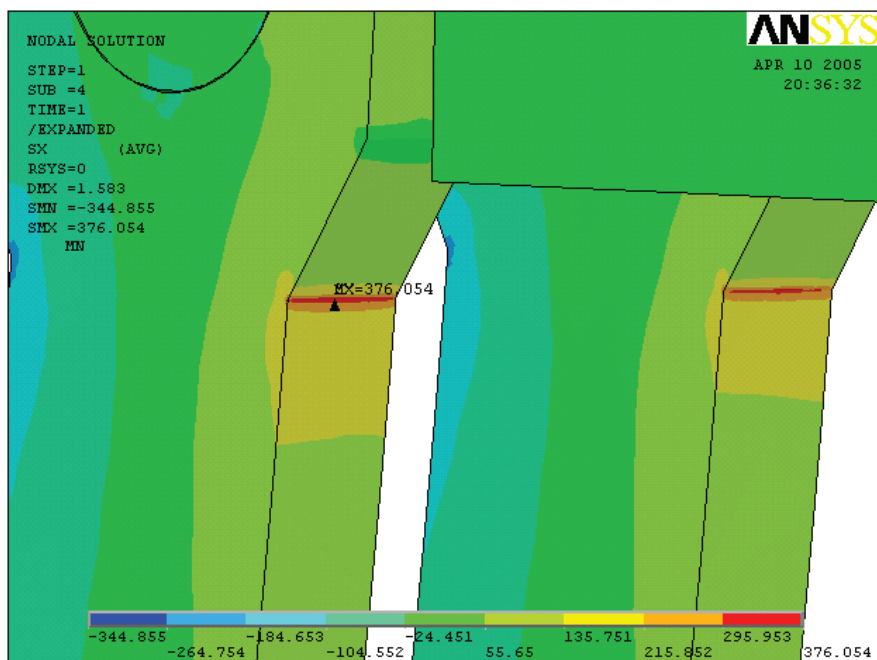
$$\nu_\sigma = \frac{D_{ekv}}{D_{ekv} - 0,7} = 1,03$$

Potom celkový součinitel velikosti  $\nu = 1,03 \cdot 0,76 = 0,78$ .

- Součinitel tvaru  $\alpha$  určíme z geometrie součásti a z výsledků výpočtu MKP stanovíme nominální napětí průřezu. Z výsledků vypočtených v programu Ansys plyne, že  $\sigma_{max} = 376 \text{ MPa}$ .

$$\alpha = \frac{\rho + \frac{165}{4} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{h}{1000}\right)^4}}{\rho + \frac{15}{4}} = \frac{5 + \frac{165}{4} \cdot \sqrt[3]{0,1^4}}{5 + \frac{15}{4}} = 2,27$$

$$\sigma_n = \sigma_{max} / \alpha = 376 / 2,27 = 165,6 \text{ MPa}$$



Obr. 8.3–2 Výpočet zatížení MKP

Při míjivém zatížení uvažujeme  $\sigma_n = \sigma_h$ .

Pak  $\sigma_a = 82,8 \text{ MPa}$

$\sigma_m = 82,8 \text{ MPa}$

- Součinitel  $\nu_{\beta} = 1$ .
- Součinitel napjatosti  $\nu = 1$ .
- Součinitel citlivosti  $\xi$  volím také 1 z důvodu velké citlivosti oceli na vrubové účinky.
- Korekční součinitel na počet cyklů  $\mu$  je 1, neboť jde o trvalou pevnost.
- Součinitel zpevnění při vysokých koncentracích napětí volím také 1.
- Součinitel vrubu  $\beta$  určíme ze vztahu  $\beta = \left[ 1 + \left( \alpha \cdot \frac{\nu}{\nu_{\beta}} - 1 \right) \cdot \xi \cdot \mu \right] \cdot \psi$ .

$$\beta = \left[ 1 + \left( 2,27 \cdot \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot 1 \cdot 1 \right] \cdot 1 = 2,27$$

Pak skutečnou mez únavy pro kliku mechanismu zjistíme ze vztahu:

$$\sigma_{ohC}^* = \sigma_{hC} \frac{\nu \cdot \eta_p}{\beta}$$
$$\sigma_{ohC}^* = 435,1 \frac{0,78 \cdot 0,82}{2,27} = 122,6 \text{ MPa}$$

Pro určení míry bezpečnosti musíme znát hodnotu fiktivního napětí  $\sigma_F$ , které lze získat ze vztahu [10, str. 22]:  $\sigma_F = 1,4\sigma_{Pt}$

$$\sigma_F = 1,4 \cdot 588 = 823 \text{ MPa}$$

Nyní stanovíme míru bezpečnosti  $k$  při cyklickém zatížení.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{ohC}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}}$$
$$k = \frac{1}{\frac{82,8}{122,6} + \frac{82,8}{823}} = 1,29$$

Protože míra bezpečnosti je větší než 1, je zaručena trvalá pevnost strojní součásti.

## 9. Vyhodnocení přínosu nové metodiky

Tato nová metodika je vhodná pro posuzování obdobně zatěžovaných konstrukcí. Chtěl jsem dosáhnout toho, aby tento metodický postup mohl aplikovat i méně znalý inženýr v problematice únavové životnosti a mohl poměrně rychle a přesně vyhodnotit součást zatěžovanou cyklickým míjivým ohybem. Základním kamenem této metodiky je nalezení vzorce pro stanovení součinitele tvaru, který je pouze závislý na geometrii součásti, tj. na tvaru vrubu a na výšce v kritickém místě. Pro zjištění napětí v kritickém místě je vhodné použít moderní metodu konečných prvků, kterou zjistíme maximální hodnotu v místě vrubu. Zde jsem stanovil výpočtový postup, který je shrnut do jednoho vzorce, kterým lze poměrně

přesně určit součinitele tvaru pro danou součást. Odpadá tím velmi komplikované stanovování koeficientu pomocí několika diagramů, kde velmi závisí na lidském faktoru.

Jelikož se výsledky pomocí nového vzorce pohybují kolem hodnot zjištěných pomocí předchozích metod, usuzují, že tento postup vyhodnocení součinitele tvaru a posléze i celá koncepce nové metodiky je vyhovující pro součásti namáhané míjivým ohybem.

Porovnání výsledků na bočnici rámu mechanismu vyfukování s nefunkčním zámkem:

Koeficient bezpečnosti k	Nové řešení: zámek ne
Metoda tvarové pevnosti:	1,18
Metoda NSA:	1,10
Metoda LESA:	1,27
Únavový modul Ansys:	1,24
Nová metodika:	1,17

Porovnání výsledků na klice mechanismu zavírání forem:

	Součinitel tvaru
Metoda tvarové pevnosti:	2,35
Metoda NSA:	2,4
Nová metodika:	2,27

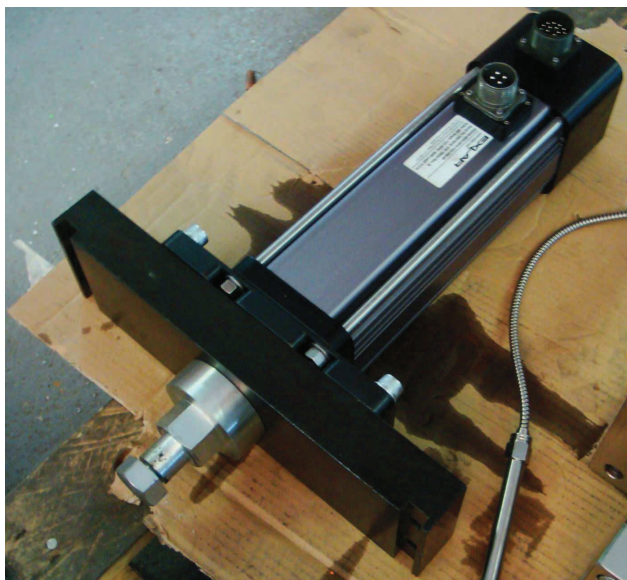
## 9.1 Verifikace výsledků na bočnici rámu vyfukování

První ověření výsledků dosažených pomocí několika metod predikce životnosti jsem provedl na vyfukovacím automatu firmy GDK typového označení GM 2001.E. Tento stroj absolvoval  $10^7$  cyklů, tedy počet cyklů pro trvalou pevnost, aniž by došlo k porušení tohoto dílu.

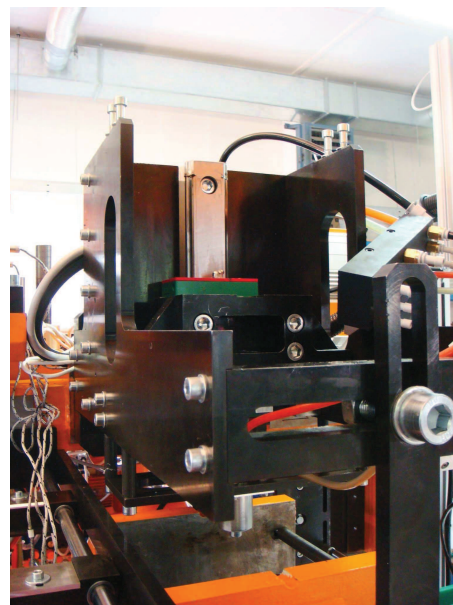
Oproti předchozímu provedení, které bylo po roce provozu, tj. cca 3 mil cyklů, porušeno, je toto nové optimalizované řešení dimenzováno na trvalou pevnost.

Toto tvrzení je tedy podloženo experimentem a prověřením několika metodami predikce životnosti a v neposlední řadě také novou metodikou, kterou jsem vyvinul ve spolupráci s firmou GDK. Jelikož se výsledky pomocí nového postupu pohybují kolem hodnot zjištěných pomocí předchozích metod, mohu tvrdit, že tento postup vyhodnocení součinitele tvaru a posléze i celá koncepce nové metodiky je vyhovující pro součásti namáhané míjivým ohybem.





Obr. 9.1–1 Aktuátor mechanismu vyfukování



Obr. 9.1–2 Mechanismus vyfukování (bez aktuátoru)



Obr. 9.1–3 Firma CIC Suriname se sedmi stroji firmy GDK

## 9.2 Verifikace výsledků na páce mechanismu zavírání forem

Druhý experiment jsem provedl na vyfukovacím automatu firmy GDK typového označení GM 5001.E. Tedy na větší modelové řadě. Tento stroj absolvoval  $10^7$  cyklů, tedy počet cyklů pro trvalou pevnost, aniž by došlo k porušení tohoto dílu.

Oproti předchozímu provedení, které bylo po roce a půl provozu, tj. cca 4,5 mil cyklů, porušeno, je toto nové optimalizované řešení dimenzováno na trvalou pevnost.

U tohoto experimentu jsme použili tenzometry pro přesné stanovení průběhu síly a tedy vstupní data pro výpočty byla velmi přesná. Tenzometry jsme osadili na obě páky a tím vyloučili chybu jednoho či druhého tenzometru. Tento prvek jsme potom zařadili do sériové výroby všech strojů a tím pádem má nyní uživatel přesné informace o dosažené zavírací síle a průběhu během pracovního cyklu.

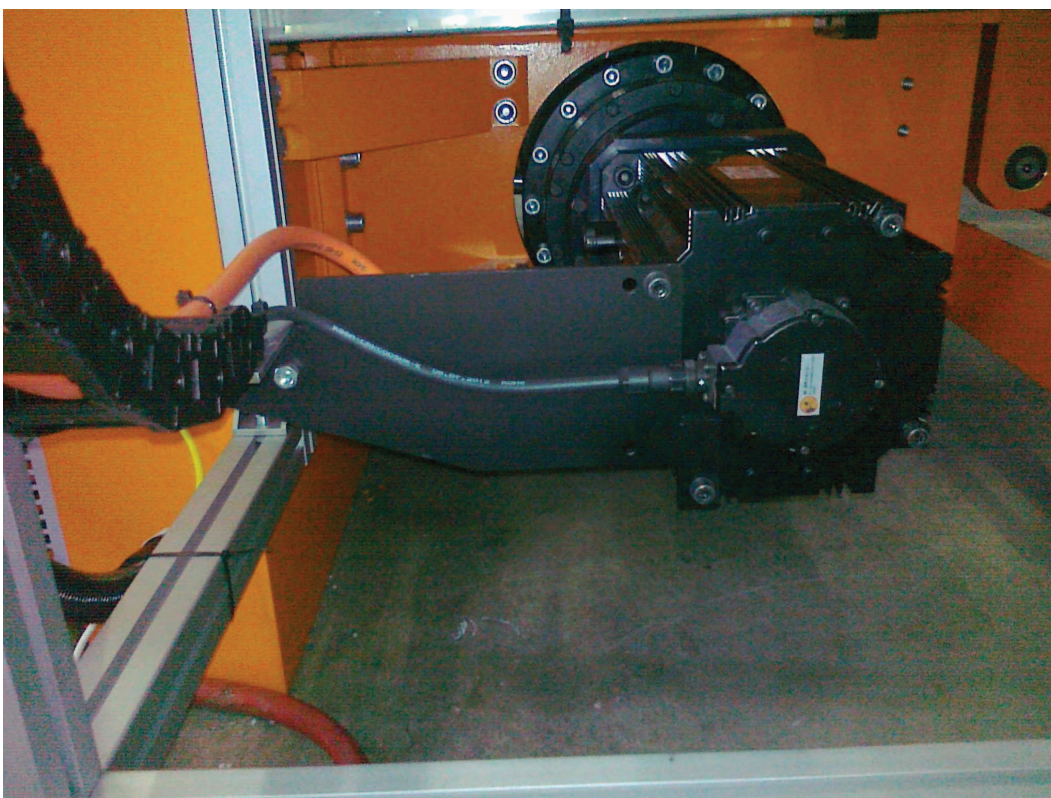




Obr. 9.2–1 Páky mechanismu zavírání forem včetně páru tenzometrů pro stanovení síly



Obr. 9.2–2 Klikový mechanismus zavírání forem



Obr. 9.2–3 Servomotor s planetovou převodovkou mechanismu zavírání forem

## 10. Závěr

Tato disertační práce obsahuje podrobný popis vyfukovacích automatů, které nejsou příliš rozšířené a tedy všeobecně známé v problematice zpracování plastů. Dále jsem se zaměřil na popis metody extruzního vyfukování včetně popisu hlavních konstrukčních uzlů vyfukovacího automatu. Jelikož v této oblasti figuruje na českém trhu pouze firma GDK spol. s r.o. popis všech součástí stroje je proveden právě na stroji této firmy, která patří již ke stabilním výrobcům světové úrovně. Také veškeré výpočty, experimenty a verifikace byly provedeny na strojích firmy GDK. Zde bych chtěl vyzdvihnout spolupráci naší firmy s několika českými univerzitami včetně Západočeské univerzity v Plzni. Propojení firmy s českými vědeckými institucemi je velmi přínosné v konkurenceschopnosti na světovém trhu, neboť český průmysl a věda jsou na vysoké světové úrovni.

Dále tato práce bude sloužit jako teoretický a metodický podklad pro konstruktéry, kteří budou řešit a vyhodnocovat strojní součásti zatěžované cyklickým namáháním, stejně jako u většiny dílů vyfukovacích automatů.

Naleznou zde teoretické základy problematiky materiálové únavy včetně křivek charakterizujících únavové zatížení, metodiku predikce únavové životnosti od nejstarších způsobů až po nejmodernější, které využívají moderní výpočetní techniku pro vyhodnocování dat z metody konečných prvků. Tyto metodiky jsou zde aplikovány na strojní součást, která byla podrobena analýze a vyhodnocení jak pro stávající řešení, tak i pro nové optimalizované řešení strojního dílu. Toto je velmi přínosné pro rychlou orientaci při řešení podobných problémů při zatížení cyklickým ohybem a pro vhodný výběr metodiky, kterou chce výpočtář použít pro daný problém.

Velmi užitečný je také výčet několika nejdůležitějších komerčních softwarů pro posuzování únavové životnosti strojních součástí, které pomohou při eventuálním výběru řešení součásti zatěžované cyklickým namáháním. Přínosem této práce je prohloubení informací týkajících se problematiky hodnocení únavové životnosti strojních dílů včetně experimentální oblasti, která je nedílnou součástí pro predikci únavové životnosti.

Důležitou partií této práce je nová metodika posuzování obdobně zatěžovaných konstrukcí. Cílem bylo, aby tento metodický postup mohl aplikovat i méně znalý konstruktér v problematice únavové životnosti a mohl poměrně rychle a přesně vyhodnotit součást zatěžovanou cyklickým míjivým ohybem. V současnosti existuje celá řada metod pro vyhodnocování únavové životnosti, ale jakožto konstruktér lisů na tváření plastů, kde jsou základní mechanismy zatěžovány míjivým ohybem, mi chybí rychlý postup pro predikci životnosti součástí. Tato metoda by mohla sloužit pro konstruktéry všech lisů, kde jsou součásti namáhané cyklickým míjivým ohybem. Chtěl jsem docílit metodiky, kde potřebujeme pouze základní informace jako je daný materiál, znalost zatížení a geometrie součásti. Cílem ovšem nebylo vytvořit program, který by mohl konkurovat svou univerzálností a objemem dat softwaru PRAGTIC, ale vytvořit rychlý a spolehlivý nástroj ušitý pouze pro dimenzování součástí lisů, které jsou zatěžovány cyklickým míjivým ohybem.

Zásadní je část pro stanovení součinitele tvaru při znalostech rozměrů strojní součásti. Zde jsem stanovil výpočtový postup, který je shrnut do jednoho vzorce, kterým lze poměrně přesně určit součinitele tvaru pro danou součást. Odpadá tím velmi komplikované stanovování koeficientu pomocí několika diagramů, kde velmi závisí na lidském faktoru.

Výsledkem je pak ucelený metodický postup vložený do aplikace v Excelu, který může snadno používat každý pouze se základními vědomostmi v oblasti materiálové únavy.

Vstupními daty jsou velikost zatížení, použitý materiál a jeho mez pevnosti, geometrie součásti a kritické místo koncentrace napětí. Výstupem je pak koeficient bezpečnosti pro daný díl, který charakterizuje, zda je daný díl dimenzován na trvalou pevnost či nikoli.

Tento program bude sloužit k rychlému a samozřejmě ke spolehlivému vyhodnocení únavové životnosti strojních součástí ze znalosti materiálu a geometrie, bez nutnosti použití dalších softwarů či nepřehledného množství grafů.

Pomocí této metodiky jsem již optimalizoval součásti mechanismu vyfukování a zavírání forem vyfukovacího automatu a po absolvování  $10^7$  cyklů, tedy počtu cyklů pro trvalou pevnost, nedošlo k poškození. Proto mohu tvrdit, že nové optimalizované řešení pomocí nového metodického postupu je dimenzováno na trvalou pevnost. Toto tvrzení je tedy podloženo experimentem a také prověřením několika různými ověřenými metodami predikce životnosti. Jelikož se výsledky pomocí nového postupu pohybují kolem hodnot zjištěných pomocí předchozích metod, mohu tvrdit, že tento postup vyhodnocení součinitele tvaru a posléze i celá koncepce nové metodiky je vyhovující pro součásti cyklicky namáhané míjivým ohybem.



## Literatura

1. ČESKOSLOVENSKÁ VĚDECKO-TECHNICKÁ SPOLEČNOST: *Seminář – únava materiálu ve strojírenství*. Praha: Dům techniky, 1966.
2. STÁTNÍ VÝZKUMNÝ ÚSTAV MATERIÁLU, PRAHA: *ČSN 42 0363, Zkoušky únavy kovů – metodika zkoušení*. Praha: Český normalizační institut, 1986.
3. HÖSCHL, C.: *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1971.
4. HOSNEDL, S. a KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojírenského inženýra I*. Brno: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3
5. HOSNEDL, S. a KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojírenského inženýra II*. Brno: Computer Press, 2000. ISBN 80-7226-202-5
6. CHROMECC, O.: *Blow moulding technology*. In The Second Scientific Conference The Newest Technologies in Plastic Processing Industry. Lvov: Galsoft-Service Ltd., 2009.
7. CHROMECC, O.: *Metody predikce životnosti strojních součástí*. Únava a lomová mechanika 2008, Žinkovy, 14.-17.04.2008, 9 stran, ISBN 978-80-7043-679-0
8. KOLEKTIV: *Pružnost a pevnost II*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1985.
9. NĚMEC, J.: *Příklady výpočtu tvarové pevnosti strojních částí*. Praha: SNTL, 1956.
10. NĚMEC, J. a PUCHNER, O.: *Tvarová pevnost kovových těles*. Praha: SNTL, 1971.
11. ROSATO, D.V., ROSATO, A.V. a DIMATTIA, D.P.: *Blow Molding Handbook*. Munich: Carl Hanser Verlag, 2004. ISBN 3-446-22017-8
12. RŮŽIČKA, M.: *Metody pro hodnocení únavové životnosti*. Praha: ČVUT, 2004.
13. RŮŽIČKA, M., HANKE, M., ROST, M.: *Dynamická pevnost a životnost*. Praha: ČVUT, 1989.
14. KEPKA, M., HEJMAN, M.: *Rozbor modelů únavového poškození z hlediska použití při optimalizaci konstrukcí*. Výzk. zpráva VZVU 0985, Plzeň: ŠKODA VÝZKUM s.r.o., 1995.
15. KEPKA, M.: *Metodika odhadu parametrů syntetické Wöhlerovy křivky vrubovaného tělesa*. Výzk. zpráva, Plzeň: ŠKODA VÝZKUM s.r.o., 1996.
16. BALDA, M.: *Metodika optimalizace konstrukcí s požadovanou únavovou životností*. Praha: Ústav termodynamiky AVČR, 1997.
17. BALDA, M.: *Optimalizace konstrukcí s vruby z hlediska únavové životnosti*. Praha: Ústav termodynamiky AVČR, 1997.
18. *Výkresová dokumentace stroje firmy GDK*

## **Software**

Ansys 8.0

AutoCAD 2004 LT

Internet Explorer

MS Office

PRAGTIC

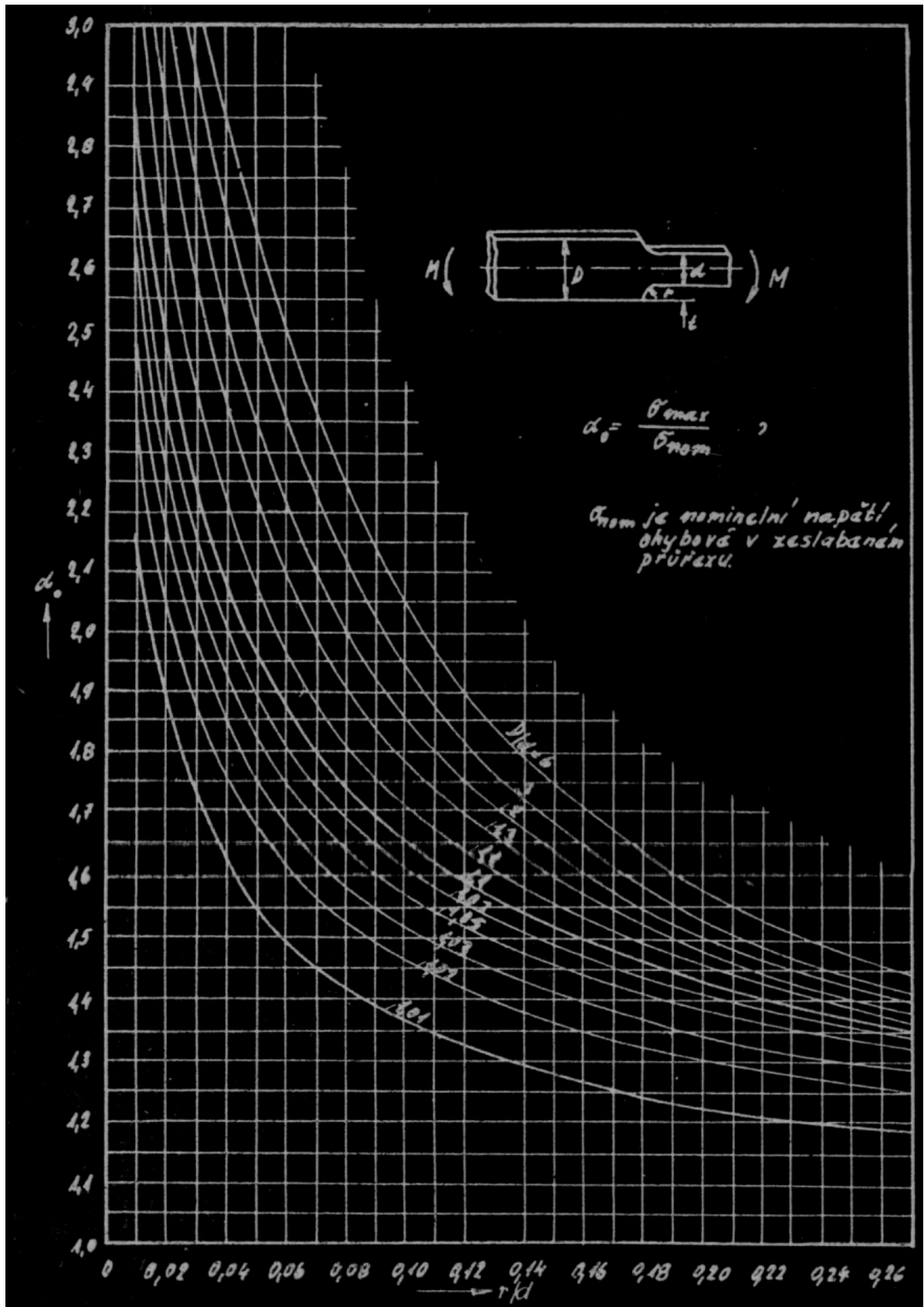
ProEngineer 2001

## **Příloha č.1**

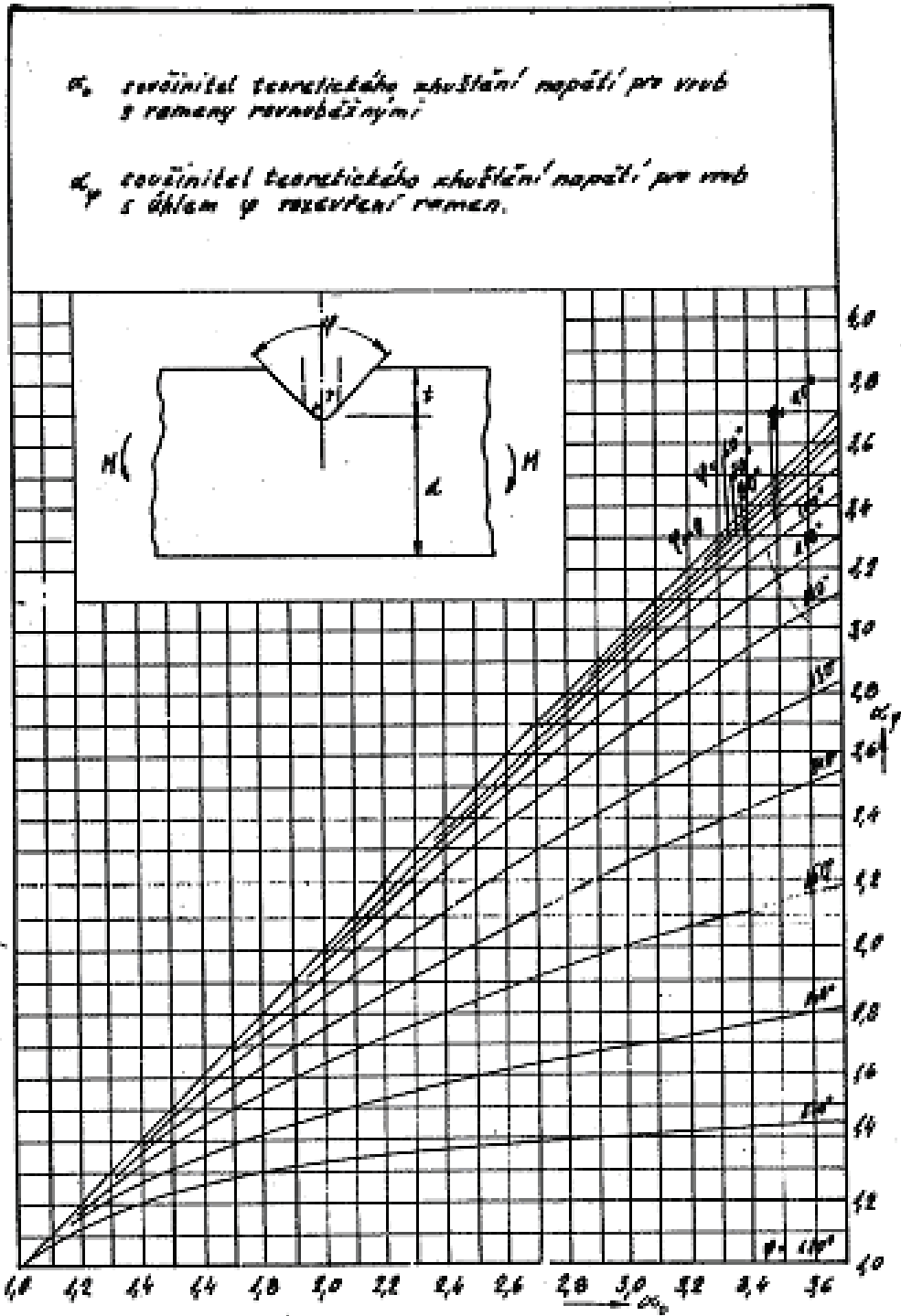
**Grafy pro stanovení skutečné meze únavy**



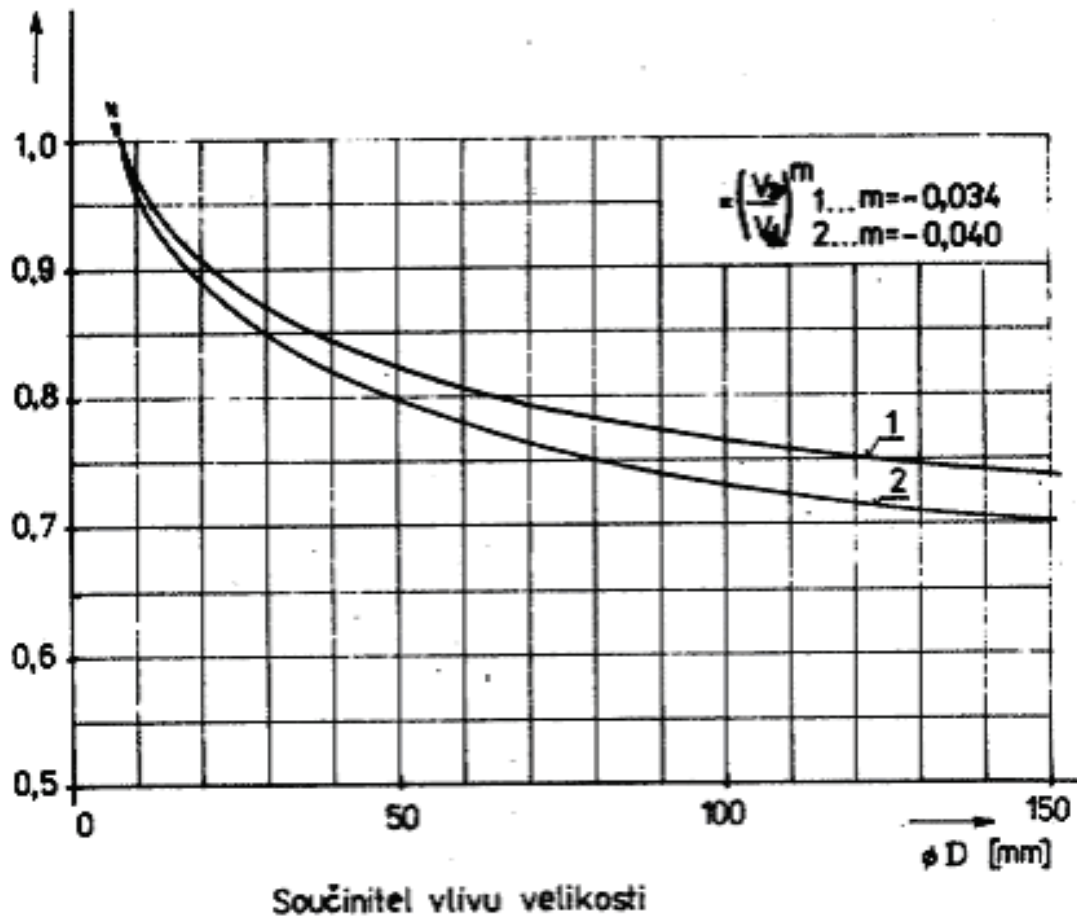
### Součinitel tvaru pro zatížení ohybem



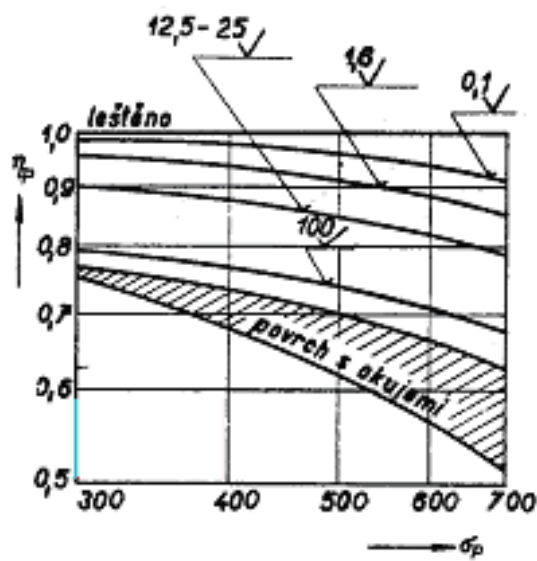
**Korekce součinitele tvaru pro úhel rozevření vrubu**



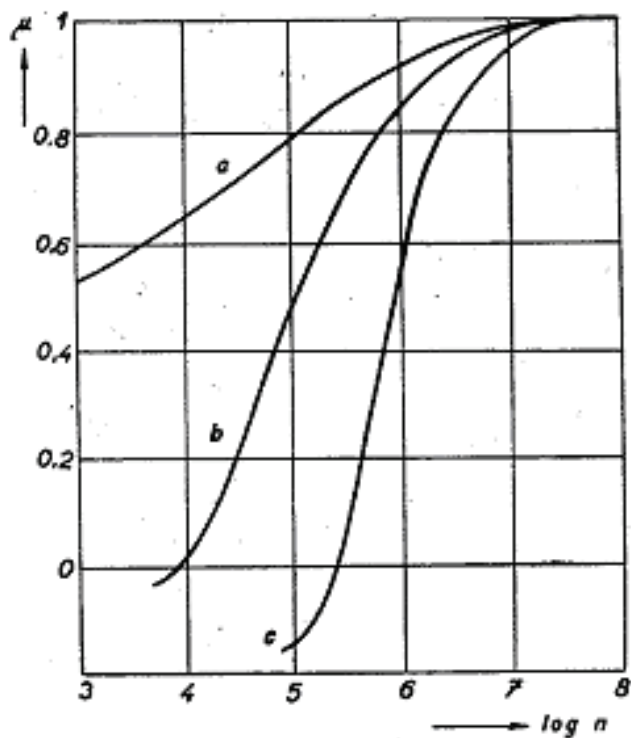
**Součinitel velikosti podle Afanasjeva  $\nu_\sigma^*$**



**Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p$**



### Korekční činitel $\mu$ k počtu cyklů



## **Příloha č.2**

**Výpočet únavy materiálu pro cyklické míjivé zatížení ohybem  
pomocí nového metodického postupu**

**Výpočet koeficientu bezpečnosti pro bočnici rámu mechanismu vyfukování**

**výpočet únavy materiálu pro cyklické mĳivé zatížení ohybem**

zadáání

<b>materiál</b>	<b>mez pevnosti (MPa)</b>	<b>588</b>
	<b>drsnot povrchu (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>12,5</b>
<b>součást</b>	<b>výška (mm)</b>	<b>100</b>
	<b>šířka (mm)</b>	<b>12</b>
	<b>rádius vrubu (mm)</b>	<b>10</b>
<b>zatížení</b>	<b>na dvou podporách</b>	
	<b>síla (N)</b>	
	<b>mĳsto vrubu od podpěry (mm)</b>	
	nebo	
	<b>lokální napětĳ v mĳstě vrubu (MPa)</b>	
	<b>vetknutý</b>	
	<b>síla (N)</b>	
	<b>mĳsto vrubu od působení síly (mm)</b>	
	nebo	
	<b>lokální napětĳ v mĳstě vrubu (MPa)</b>	<b>425,2</b>

výpočet

<b>mez únavy materiálu (MPa)</b>	<b>435,1</b>
<b>modul průřezu v ohybu (<math>\text{m}^3</math>)</b>	<b>0,0000200</b>
<b>ohybový moment (Nm)</b>	<b>4 710,3</b>
<b>nominální napětĳ (MPa)</b>	<b>235,5</b>
<b>fiktivní napětĳ (MPa)</b>	<b>823,2</b>
<b>koeficient drsnoti povrchu (-)</b>	<b>0,831</b>
koeficient velikost - mechanický model	1,099
koeficient velikost - stochastický model	0,765
<b>koeficient velikosti součásti (-)</b>	<b>0,841</b>
<b>koeficient tvaru (-)</b>	<b>1,805</b>
<b>koeficient vrubu (-)</b>	<b>1,805</b>

výsledek

<b>amplituda (MPa)</b>	<b>117,8</b>
<b>střední napětĳ (MPa)</b>	<b>117,8</b>
<b>skutečná mez únavy součásti (MPa)</b>	<b>168,4</b>
<b>koeficient bezpečnosti k (-)</b>	<b>1,187</b>

## Výpočet koeficientu bezpečnosti pro kliku mechanismu zavírání forem

### výpočet únavy materiálu pro cyklické míjivé zatížení ohybem

zadáání	<b>materiál</b>	mez pevnosti (MPa)	588
		drsnost povrchu ( $\mu\text{m}$ )	12,5
	<b>součást</b>	výška (mm)	100
		šířka (mm)	40
		rádius vrubu (mm)	5
zatížení	<b>na dvou podporách</b>		
	síla (N) místo vrubu od podpěry (mm) nebo lokální napětí v místě vrubu (MPa)		
	<b>vetknutý</b>		
	síla (N) místo vrubu od působení síly (mm) nebo lokální napětí v místě vrubu (MPa)		376,0

výpočet	mez únavy materiálu (MPa)	435,1
	modul průřezu v ohybu ( $\text{m}^3$ )	0,0000667
	ohybový moment (Nm)	11 063,8
	nominální napětí (MPa)	166,0
	fiktivní napětí (MPa)	823,2
	koeficient drsnosti povrchu (-)	0,831
	koeficient velikost - mechanický model	1,028
	koeficient velikost - stochastický model	0,765
	koeficient velikosti součástí (-)	0,786
	koeficient tvaru (-)	2,266
	koeficient vrubu (-)	2,266

výsledek	amplituda (MPa)	83,0
	střední napětí (MPa)	83,0
	skutečná mez únavy součásti (MPa)	125,5
	koeficient bezpečnosti k (-)	1,313



## **Příloha č.3**

### **Výkresová dokumentace**



