

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



DIPLOMOVÁ PRÁCE

**ÚNAVA KOMPOZITNÍ LOPATKY
DMYCHADLA**

2020

**LUKÁŠ
KUČERA**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kučera** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **457520**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**
Studijní program: **Letectví a kosmonautika**
Studijní obor: **Letadlová a kosmická technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Únava kompozitní lopatky dmyhadla

Název diplomové práce anglicky:

Fatigue of a composite fan blade

Pokyny pro vypracování:

Pro vypracování proveďte:
Únava kompozitních materiálů
Popis lopatky dmyhadla
Návrh únavové zkoušky
Návrh přípravku pro únavovou zkoušku
Návrh metodiky pro vyhodnocení zkoušky

Seznam doporučené literatury:

Literatura a podklady dle pokynů vedoucího práce.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Klesa, Ph.D., ústav letadlové techniky FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **24.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **07.08.2020**


Platnost zadání diplomové práce:



Ing. Jan Klesa, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



Ing. Robert Theiner, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

29.4.2020

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kteří mi při vytváření této práce pomáhali a poskytovali informace, potřebné rady a věcné připomínky. Především bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Janu Klesovi, Ph.D. za vedení a kriticky objektivní přístup k mé práci. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Michalu Královi, Ph.D., Ing. Vilému Pompe. Ph.D., Ing. Bohuslavovi Cabrnochovi, Ph.D. za cenné připomínky a odborné rady. V neposlední řadě bych rád poděkoval svým rodičům, blízkým a přátelům za jejich podporu po celou dobu mého studia.

PROHLÁŠENÍ

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na ČVUT Fakultě strojní v Praze.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 7. srpna 2020


.....

podpis

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem a metodikou vyhodnocení únavové zkoušky pro uhlíkové kompozitní lopatky dmyhadla letounu UL-39 Albi. Úvodní část práce je věnována obecnému popisu kompozitních materiálů, jejich rozdělení a vlivům ovlivňující únavové chování. Další oddíl je věnován geometrickému popisu, základnímu zatížení a výrobě kompozitní lopatky dmyhadla UL-39 Albi. Praktická část diplomové práce se zabývá návrhem únavové zkoušky, definováním zátěžného cyklu a výpočtem zatěžující síly. Dále je proveden návrh přípravku pro uchycení lopatky do zkušebního stroje a měření délkové a torzní deformace lopatky v průběhu únavové zkoušky. V závěru práce je proveden návrh metodiky vyhodnocení únavové zkoušky. Navržená metodika je doplněna vyhodnocovacím softwarem, který popsaným způsobem vyhodnocuje naměřená data z únavové zkoušky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kompozitní materiál, Lopatky dmyhadla, Únava lopatek, Únavová zkouška

ABSTRACT

The thesis deals with the design and methodology of the evaluation of fatigue testing of a carbon composite fan blade of the aircraft UL-39 Albi. The introductory part of this thesis is pursued to a general description of composite materials, their division and the aspects influencing fatigue behavior. The next part is pursued to its geometric description, basic load and to the production of composite fan blade UL-39 Albi. The practical part of the thesis deals with the design of fatigue testing, defining the load cycle and a calculation of load force. Next comes a proposal of the device for a fan blade attachment to the testing machine and a measuring of longitudinal and torsion deformation of a fan blade during fatigue testing. At the end of the work a proposal for the methodology of fatigue test evaluation is presented. The designed methodic is supplemented by an evaluation software, which descriptively evaluates the measured data from fatigue testing.

KEY WORDS

Composite material, Fan blades, Fatigue of fan blades, Fatigue testing

Obsah

1	Úvod	7
2	Únava kompozitních materiálů	8
2.1	Rozdělení kompozitních materiálů	11
2.2	Únava vláknových kompozitních materiálů	12
2.3	Vlivy na únavové chování vláknových kompozitů	17
2.3.1	Vliv pořadí a orientace vláken na únavu	17
2.3.2	Vliv poměru napětí na růst delaminace	18
2.3.3	Vliv teploty na únavu vláknových kompozitů	23
2.3.4	Vliv vlhkosti na únavu vláknových kompozitů	24
2.3.5	Vliv frekvence a rychlosti zatěžování	26
2.3.6	Vliv procesních/výrobních vad na únavové vlastnosti	27
2.3.7	Vliv již existujícího poškození na únavové vlastnosti	28
2.3.8	Vliv vláknové architektury	30
2.3.9	Vliv délky vláken	31
2.3.10	Vliv objemového podílu a tuhosti vláken na únavu	32
2.4	Mechanismy poškozování	33
2.4.1	Laminát s jednosměrnou výztuží	33
2.4.2	Laminát s tkaninovou výztuží	35
2.5	Modely predikce životnosti kompozitu	38
2.5.1	Klasifikace modelů predikce životnosti	38
2.5.2	Základní přehled modelů predikce životnosti	40
2.6	Experimentální měření materiálových charakteristik	43
3	Popis lopatky dmyhadla	45
3.1	Geometrický popis lopatky	45
3.2	Základní zatížení lopatek	48
3.3	Výrobní popis lopatky	49
3.4	Obecný popis návrhu lopatky	51
3.4.1	Modální analýza	52
3.4.2	Pevnostní analýza	56

4	Návrh únavové zkoušky	57
4.1	Popis únavové zkoušky	58
4.2	Výpočet zatížení lopatky	60
4.2.1	Stanovení hmotnosti a těžiště lopatky od osy rotace	60
4.2.2	Výpočet odstředivé síly	61
4.3	Postup únavové zkoušky	62
5	Návrh přípravku pro únavovou zkoušku	65
5.1	Výchozí přípravek	65
5.2	Návrh přípravku	67
5.2.1	Návrh mezičlánku umožňující volné kroucení	68
5.2.2	Návrh spojení mezičlánku s přípravkem	70
5.2.3	Návrh umístění laserových polohoměrů	77
6	Návrh metodiky pro vyhodnocení zkoušky	82
6.1	Vyhodnocení únavové zkoušky	85
6.2	Vyhodnocení délkové deformace	88
6.3	Vyhodnocení torzní deformace	91
7	Závěr	95
	Seznam použité literatury	98
	Seznam obrázků	103
	Seznam tabulek	106
	Seznam příloh	107

Seznam použitých zkratek

ASTM	American Society for Testing and Materials	Standard americké zkušební normy
CDS	Characteristic Damage State	Charakteristické stádium poškození
CFL	<i>Constant Fatigue Life</i>	Konstantní únavový život
CFRP	<i>Carbon Fiber Reinforced Plastic</i>	Uhlíkovými vlákny tvrzené plasty
FRP	<i>Fiber Reinforced Plastic</i>	Vlákny tvrzené plasty
FVF	<i>Fiber Volume Fraction</i>	Frakce objemu vláken
HCF, VCÚ	<i>High Cycle Fatigue</i>	Vysokocyklová únava
HM	<i>High Modulus</i>	Vysokomodulová
HS	<i>High Strength</i>	Vysokopevnostní
ILD	<i>Intelligent Laser Displacement</i>	Inteligentní laserový snímač vzdálenosti
LCF, NCÚ	<i>Low Cycle Fatigue</i>	Nízkocyklová únava
LM	<i>Low Modulus</i>	Nízkomodulová
MKP	<i>Finite Element method</i>	Metoda konečných prvků
NCDT	<i>Non Contact Displacement Transducer</i>	Nekontaktní snímač vzdálenosti
NDT	<i>Non Destructive Testing</i>	Nedestruktivní zkoušky
NH	<i>Leading edge</i>	Náběžná hrana
OH	<i>Trailing edge</i>	Odtoková hrana
RFI	<i>Resin Film Infusion</i>	Sycení výztuže pryskyřicí ve formě folie
RTM	<i>Resin Transfer Molding</i>	Tlakové sycení suché výztuže
SERR	<i>Strain Energy Release Rate</i>	Rychlost uvolnění deformační energie
SIF	<i>Stress Intensity Factor</i>	Faktor intenzity napětí
UL	<i>Ultralight</i>	Ultralehký
VIP	<i>Vacuum Infusion Process</i>	Vakuové sycení suché výztuže
VZLU		Výzkumný a zkušební letecký ústav

Seznam použitého značení

A_y, B_y	<i>Reaction force</i>	Reakční síla
a, a'	<i>Measured distances</i>	Naměřené vzdálenosti
b, b'	<i>Measured distances</i>	Naměřené vzdálenosti
b	<i>Fatigue strength exponent</i>	Exponent únavové pevnosti
β	<i>Static angle of attack</i>	Statický úhel náběhu lopatky
c	<i>Fatigue ductility exponent</i>	Exponent únavové tažnosti
c'	<i>Distance between ILD sensors</i>	Vzdálenost mezi ILD snímači
D	<i>Diameter</i>	Průměr
E	<i>Young modulus</i>	Youngův modul pružnosti
ε	<i>Strain amplitude</i>	Amplituda deformace
F	<i>Load force</i>	Zatěžující síla
F_o	<i>Centrifugal force</i>	Odstředivá síla
f	<i>Frekvence</i>	Frekvence
G	<i>Shear modulus</i>	Modul pružnosti ve smyku
H	<i>Width</i>	Šířka
J_P	<i>Polar moment of inertia</i>	Polární moment průřezu
K	<i>Stress intensity factor</i>	Faktor intensity napětí
k	<i>Rigidity</i>	Tuhost
k_1	<i>Basic coefficient of safety</i>	Základní součinitel bezpečnosti dle UL-2
k_2	<i>Coefficient of safety for composite</i>	Součinitel bezpečnosti pro kompozitní materiály
Δl	<i>Extension</i>	Prodloužení
l_A, l_B	<i>Measured distances</i>	Naměřené vzdálenosti
l_{lop}	<i>Length of blade</i>	Délka lopatky
M_{Cx}	<i>Centrifugal torque</i>	Krouticí moment od odstředivé síly
M_o	<i>Bending moment</i>	Ohybový moment
m, m_B	<i>Mass</i>	Obečná hmotnost
m_{lop}	<i>Mass of blade</i>	Hmotnost lopatky
N, N_f	<i>Number of cycle to failure</i>	Počet cyklů do lomu
n_{max}	<i>Maximum rotor speed</i>	Maximální otáčky rotoru
q	<i>Continuous load</i>	Spojité zatížení
R	<i>Stress parametr</i>	Součinitel nesouměrnosti
r	<i>Radius of blade element</i>	Poloměr elementu lopatky

r_{Tlop}	<i>Centr of gravity radius of blade</i>	Poloměr těžiště lopatky
r_R	<i>Radius between axis of rotation</i>	Poloměr osy rotace od osy uchycení
σ	<i>Stress</i>	Obecné napětí
σ_a	<i>Stress amplitude</i>	Amplituda napětí
σ_d	<i>Maximum stress</i>	Dolní napětí v cyklu
σ_{Do}	<i>Permissible bending stress</i>	Dovolené napětí v ohybu
σ_{Dt}	<i>Permissible tensil stress</i>	Dovolené napětí v tahu
σ_h	<i>Minimum stress</i>	Horní napětí v cyklu
σ_{kt}	<i>Yield strength</i>	Mez kluzu
σ_m	<i>Mean stress</i>	Střední napětí
σ'_f	<i>Fatigue strength coefficient</i>	Součinitel únavové pevnosti
σ_{red}	<i>Reduced stress</i>	Redukované napětí
σ_t	<i>Tensile stress</i>	Napětí v tahu
σ_x	<i>Centrifugal stress</i>	Napětí od odstředivé síly
T_g	<i>Glass transition temperature</i>	Teplota skelného přechodu
t	<i>Time</i>	Čas
t	<i>Thickness</i>	Tloušťka
τ_{Ds}	<i>Permissible shear stress</i>	Dovolené napětí ve smyku
τ_k	<i>Torsional stress</i>	Napětí v krutu
φ	<i>Torsion angle</i>	Úhel zkroucení
u	<i>Drift velocity</i>	Unášivá rychlost
w	<i>Relative velocity</i>	Relativní rychlost
W_k	<i>Torsion cross-sectional modulus</i>	Modul průřezu v krutu
W_o	<i>Bending cross-section modulus</i>	Modul průřezu v ohybu
ω	<i>Angular velocity</i>	Úhlová rychlost

1 Úvod

Dmychadlový propulsor letounu UL-39 Albi je nekonvenční pohonný systém skládající se ze vstupních kanálů, pístového spalovacího motoru, jednostupňového nízkotlakého axiálního dmychadla se statorovou mříží a kanálem výstupního ústrojí. Pro aplikaci takového pohonného systému na letounech v kategorii UL se jako vhodnými pro konstrukci dmychadla nabízí kompozitní materiály.

Uhlíkové kompozitní materiály jsou již delší dobou standardním materiálem pro výrobu dmychadel a vrtulových listů u mnoha kategorií letadel. Kompozity disponují řadou výhodných parametrů, především dobrým poměrem měrné hmotnosti a mechanických vlastností, velmi dobrými únavovými vlastnostmi a spoustou dalších. Díky těmto kladům postupně nahrazují konvenční slitiny a dřevo v kategorii vrtulí a dmychadel. Každý výrobce, který se zabývá návrhem a výrobou těchto letadlových celků, musí na základě zkoušek daných předpisem prokázat, že vyrobený celek splňuje požadavky předpisu.

Cílem diplomové práce bylo navrhnout únavovou zkoušku, jež by ověřila vlastnosti při nízkocyklové únavě lopatek dmychadla při cyklickém zatěžování. Na základě výsledků únavové zkoušky je možné ověřit pevnostní a únavové vlastnosti lopatky, případně optimalizovat sled a počet vrstev navrženého kompozitního systému. Tato optimalizace by mohla vést k finanční úspoře při výrobě, případně ke zvýšení životnosti lopatek.

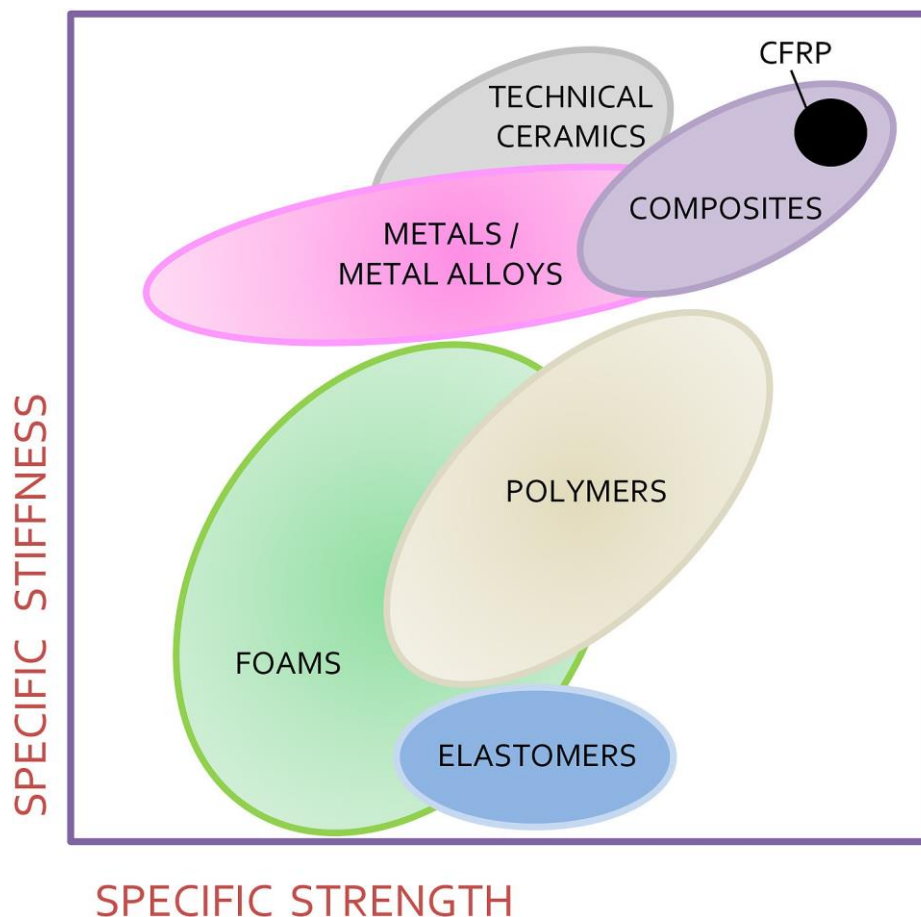
Diplomová práce je věnována návrhu a metodice vyhodnocení únavové zkoušky. Motivací pro vypracování bylo experimentální měření navržené únavové zkoušky. Z důvodu bezpečnostních opatření vzniklých nepředpokládatelnými okolnostmi je experimentální část vypracována jako parametrické řešení dané problematiky, které je provedené jako metodický návrh experimentu únavové zkoušky. Stanovení výsledných hodnot dle navržené metodiky bude možné provést po uvolnění těchto opatření.

2 Únava kompozitních materiálů

Kompozitní materiály zahrnují velké množství materiálových systémů skládajících se ze dvou a více složek. Optimalizace vlastností je pak dána jejich vhodnou kombinací. Aplikace kompozitních materiálů roste díky výhodám, které nabízí oproti materiálům kovovým, především tedy [1]:

- Měrná tuhost
- Měrná pevnost
- Únavová odolnost
- Odolnost proti korozi a chemikáliím
- Elektrické a tepelně izolační vlastnosti

Na Obr. 1 je diagram znázorňující specifickou pevnost a specifickou tuhost různých technických materiálů.



Obr. 1: Specifická pevnost a tuhost různých technických materiálů [2]

Přesto, že kompozitní materiály jsou již dlouhou dobu zkoumány, zatím neexistuje ucelená metodika umožňující posoudit degradaci mechanických vlastností kompozitních konstrukcí. Dimenzování kompozitních materiálů na únavovou pevnost je velmi složitý proces. Důvodem jsou složité mechanismy a odlišné projevy únavového poškození. U kovových materiálů se únavové poškození projevuje trhlinou, u které může nastat její nestabilní šíření, jež končí lomem. Kompozitní materiály mají projevů více. Dochází k výrazné degradaci mechanických vlastností, především k poklesu pevnosti a tuhosti. Návrh cyklicky zatěžovaných kompozitních konstrukcí je často založen na přiměřeném předimenzování konstrukce a ověřujícím výpočtu spočívajícím v kontrole statické pevnosti. Pro dimenzování kompozitních dílů na únavovou pevnost je nutné nejprve definovat mezní stavy vyplývající z charakteru provozních požadavků, aby nedošlo při provozu součásti k poklesu pevnosti pod přípustnou mez. [3]

Další problematikou kompozitních materiálů je jejich zkoušení spojené s měřením únavových charakteristik. Je známo, že pro kompozitní materiály je důležitá frekvence zatěžování, která by se při zkoušení kompozitu s polymerní matricí měla pohybovat do 10 Hz. Při vyšší frekvenci dochází k přehřívání matrice, které může mít významné následky. Z této vlastnosti vyplývá omezení pro výběr zkušebního zařízení, kdy je problematické používat například rezonanční pulsátory z důvodu vyšších zatěžujících frekvencí. [3]

Kompozitní materiály jsou heterogenního charakteru. Opakovatelnost jejich vnitřní struktury je dána mnoha faktory, zejména pak:

- Orientací vláken
- Pórovitostí
- Rozptylem vlastností vláken a matrice
- Objemovým podílem výztuže

I přes precizní dodržování osvědčených výrobních metod a postupů není možné dosáhnout vždy naprosto přesné geometrie nástřihů tkanin, kladení jednotlivých vrstev a rovnoměrného prosycení pryskyřicí. Tyto drobné rozdíly pak vedou k podstatně vyšším rozptylům ve výsledcích při zkoušení únavových charakteristik kompozitních materiálů. [3]

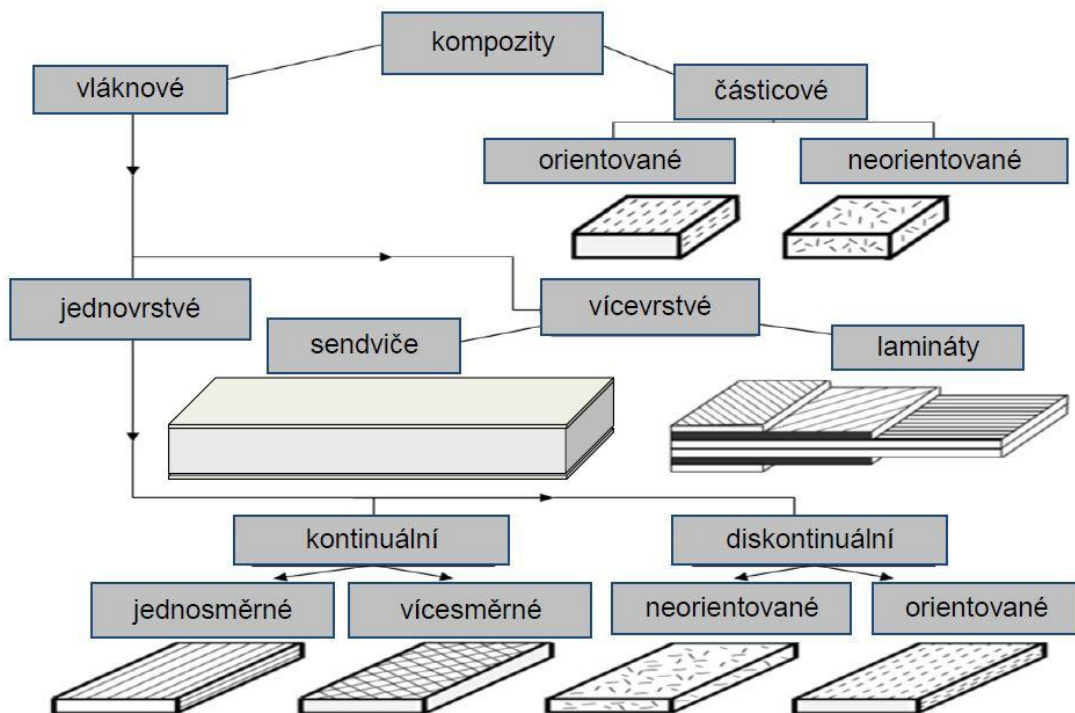
V současné době jsou na kompozitní konstrukce kladeny velké požadavky. Výrobce musí zaručit a výpočtem nebo experimentem doložit zálohu bezpečnosti a životnosti pro provoz leteckých konstrukcí pro předpokládanou dobu provozu, která v případě dopravních letounů může být např. 30 let. Příkladem únavově zatěžované kompozitní konstrukce mohou být lopatky dmyhadla viz Obr. 2, kterými se zabývá tato diplomová práce. Obecně u všech lopatkových strojů se předpokládá dlouhodobý provoz a velké provozní nároky. [3]



Obr. 2: Dmyhadlo letounu UL-39 Albi

2.1 Rozdělení kompozitních materiálů

Jak již bylo uvedeno, kompozitní materiály zahrnují velké množství odlišných materiálových systémů. Na Obr. 3 je uveden jeden z možných způsobů rozdělení kompozitních materiálů. [1]



Obr. 3: Rozdělení kompozitních materiálů [4]

Podrobnější popis jednotlivých kompozitních systémů není náplní této práce, proto bude další popis věnován pouze pravděpodobně nejrozšířenějším kompozitním materiálům v letectví, kterými jsou vláknové kompozity někdy také známé pod zkratkou FRP „Fiber Reinforced Plastic“. Konkrétně se bude práce zabývat lamináty, což jsou vláknové dvou a více složkové systémy složené z matrice a výztužných vláken s řízenou orientací. Tyto materiály lze dále rozdělit z několika hledisek jako například dle technologie výroby, typu matrice a výztuže a podobně. [1]

2.2 Únava vláknových kompozitních materiálů

Únava je postupná degradace vlastností materiálu při cyklickém namáhání. Přestože je materiál zatížen při hladinách výrazně pod elastickou mezí, za podmínek trvalého zatížení dochází k tvorbě mikroskopických poškození. Tato poškození se hromadí v celém materiálu a neustále rostou, až přejdou v makrotrhliny nebo poškození v makroměřítku, která následně vedou ke konečnému lomu materiálu. Hlavními parametry, které rozhodují o únavových vlastnostech kompozitů jsou [1] [2]:

- Typ vláken
- Typ matrice
- Forma výztuže (tkanina, jednosměrná, navíjená, ...)
- Skladba (orientace a pořadí vrstev)
- Zatížení (zatěžující frekvence, součinitel nesouměrnosti R)
- Okolní prostředí (teplota, vlhkost)

Únavová životnost je definována jako počet cyklů N na určité hladině zatížení (napětí σ), které je materiál schopen snášet až do destrukce (lomu). Obecně s rostoucím napětím klesá únavová životnost, tedy počet cyklů N . Počátek selhání materiálu lze rozdělit do několika částí [2]:

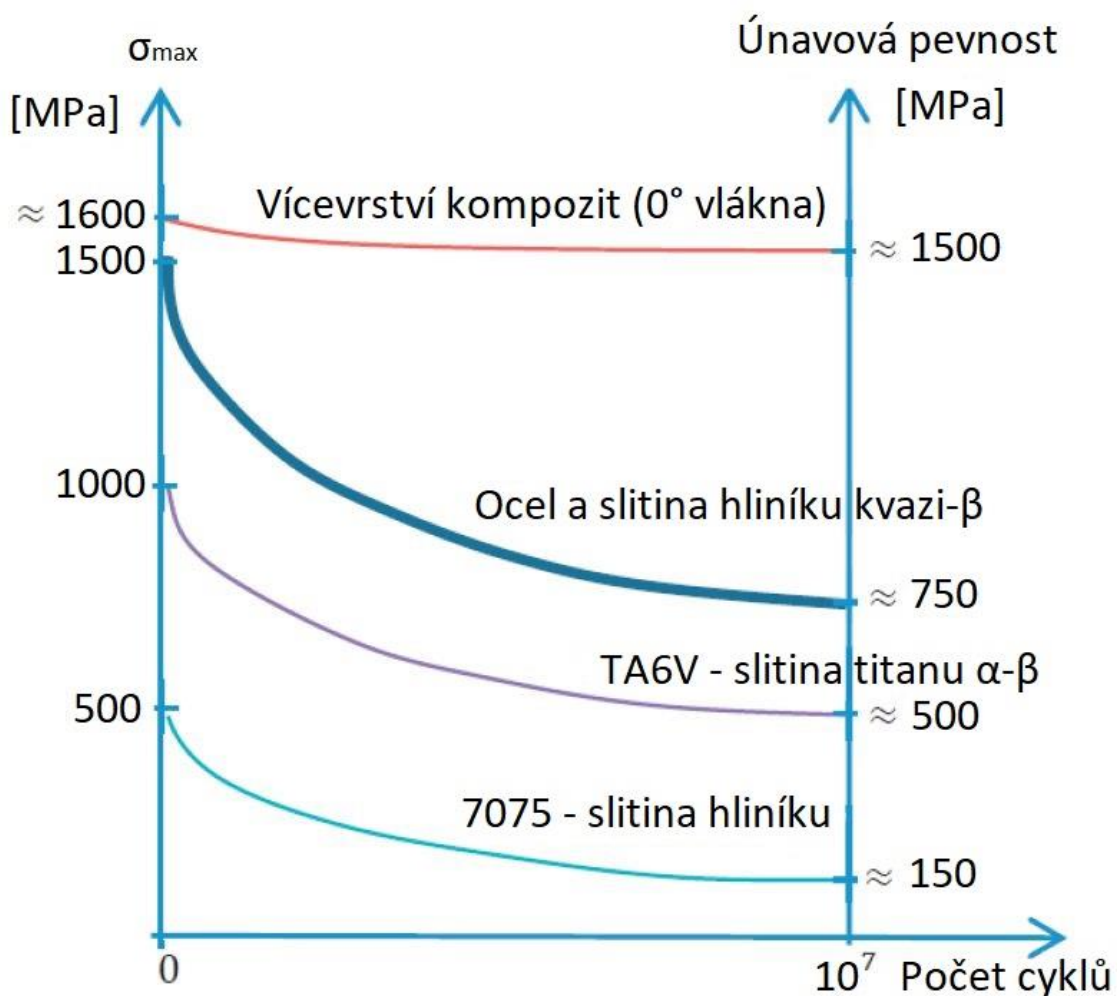
- Mikrotrhliny
- Růst mikrotrhlin
- Slučování mikrotrhlin a následný přechod v makrotrhliny
- Růst makrotrhlin a delaminace
- Porucha (lom/destrukce)

Na vznik mikrotrhlin v kompozitu má velký vliv drsnost povrchu. Obecně na hladkém povrchu vznikají mikrotrhliny mnohem později než na drsném povrchu. Životnost kompozitu s hladkým povrchem je tedy při stejné hladině zatížení podstatně vyšší. [2]

Problematika únavového poškození vláknových kompozitů je velmi složitá. Velké množství možných kombinací (materiálu, pořadí a orientace vrstev, způsobů namáhání apod.). Každá z těchto variací může vykazovat odlišné únavové vlastnosti a mechanismy poškozování. Přestože výzkum v dané oblasti již probíhá několik desítek let, stále nebyla navržena jednotná metodika, která by zahrnovala všechny

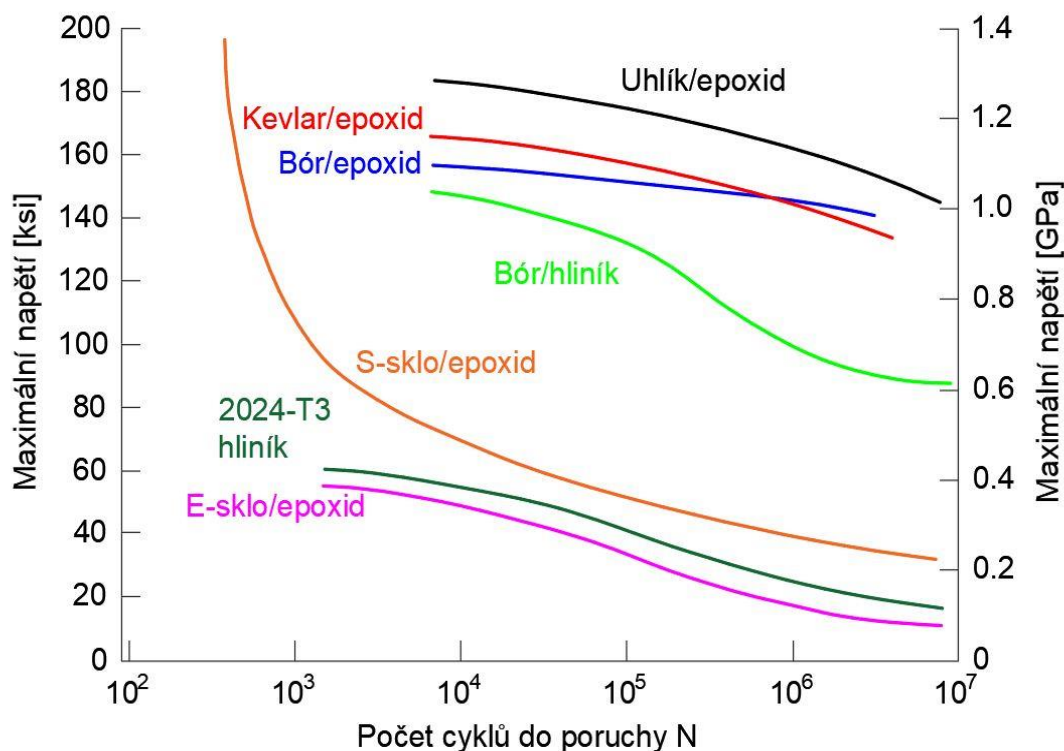
možné projevy poškození a umožnila by tak jednodušší dimenzování cyklicky zatěžovaných vláknových kompozitů. [1] [3]

Jak již bylo zmíněno, kompozitní materiály mají velmi dobré únavové vlastnosti za předpokladu, že únavové poškození je chápáno jako konečný lom součásti. Tato vlastnost je patrná z Obr. 4, kde jsou porovnány S-N křivky (křivky definující únavovou životnost materiálu, někdy známé také pod názvem Wöhlerovy křivky) jednosměrného uhlíkového laminátu s několika slitinami titanu a hliníku. Naopak pokud je únavové poškození chápáno jako odolnost vůči vzniku a šíření poškození, případně odolnost proti degradaci mechanických vlastností, vláknové kompozity nevykazují příliš vysokou odolnost. [5]



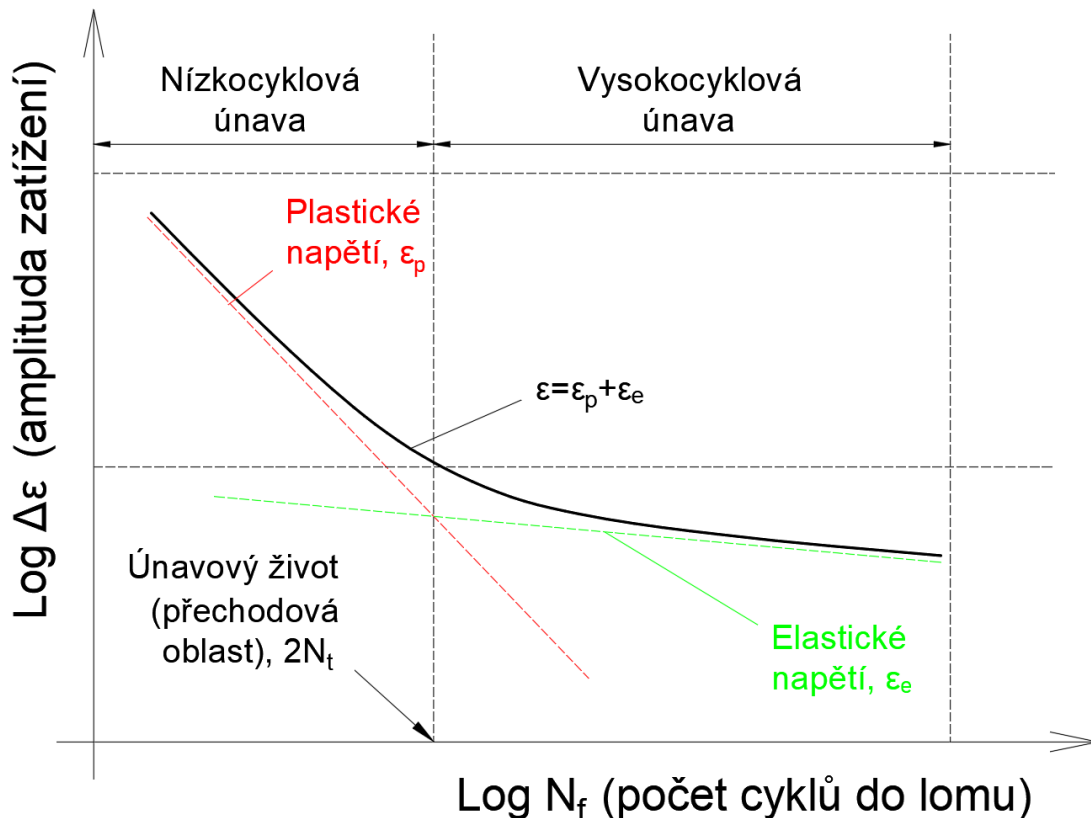
Obr. 4: Porovnání meze únavy vláknového kompozitu a různých slitin, přeloženo a upraveno pro vlastní účely dle [6]

Podobné srovnání je také na Obr. 5, kde jsou porovnány kompozity s jednotlivými typy vláken. Z Obr. 5 je patrné, že nejlepší únavové vlastnosti vykazují uhlíková vlákna v epoxidové matrici. Naopak nejhorší vlastnosti vykazují vlákna z E-skla uložené v epoxidové matrici. [7]



Obr. 5: Porovnání únavové odolnosti mezi jednotlivými typy vláknových kompozitů, přeloženo a upraveno dle [7]

Analýza únavy nemusí být vždy založena na odezvě amplitudy napětí, ale může být založena na počtu zatěžovacích cyklů potřebných k vytvoření makrotrhliny. Rozlišujeme nízkocyklovou a vysokocyklovou únavu. Nízkocyklová únavu (LCF) se týká zatížení, kde napětí může být dostatečně vysoké, aby v materiálu vytvořilo trvalé deformace. Přechod mezi LCF a vysokocyklovou únavou (HCF) je u vláknových kompozitů obvykle v rozmezí 10² až 10⁴ cyklů. Fyzikální vysvětlení je takové, že při HCF je napětí dostatečně nízké, aby materiál zůstal v mezích, kde je dominantní deformace elastická. Naopak LCF se nachází ve vyšších hladinách, dominantní deformace je plastická a významně ovlivňuje únavový život materiálu. Hranice mezi LCF a HCF je patrná z Manson-Coffinovi křivky viz Obr. 6, kde vztah (1.1) je složená funkce z únavových koeficientů, která je jedním z možných matematických popisů této křivky. [2]



Obr. 6: Manson-Coffinova křivka, přeloženo a upraveno dle [2]

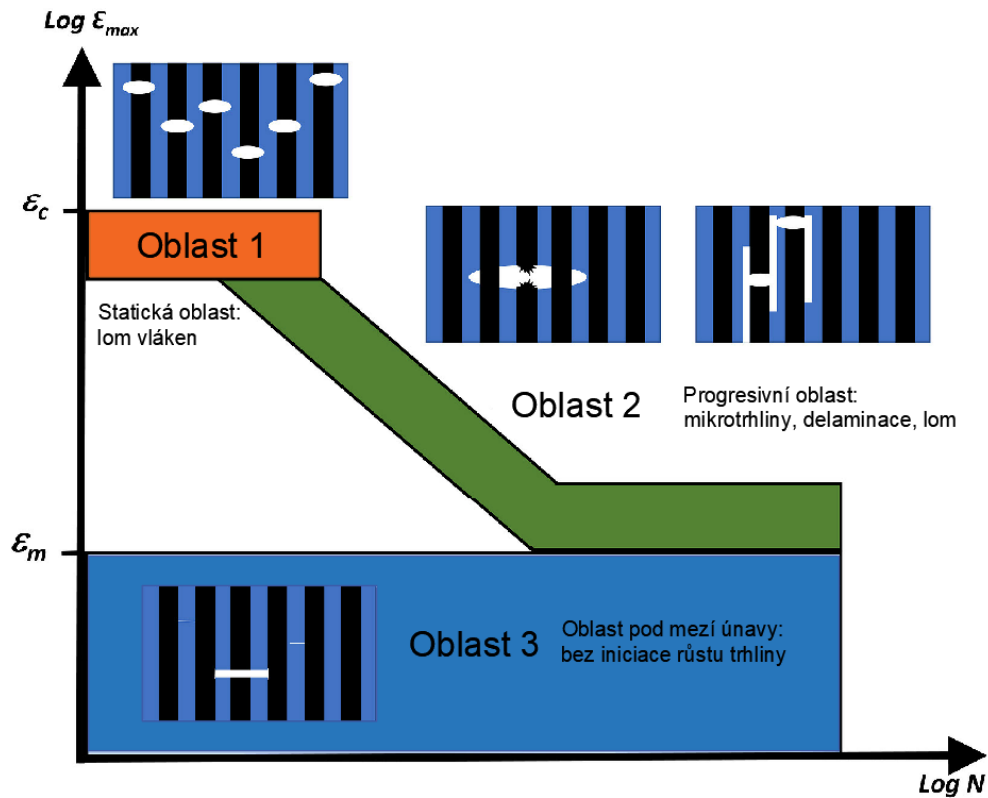
Na následující rovnici je popis křivky celkové amplitudy deformace.

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (1.1)$$

kde $\Delta\varepsilon$ je *amplituda deformace* vzorku, která je dána součtem amplitud elastické a plastické deformace, σ_f' je *součinitel únavové pevnosti*, b je *exponent únavové pevnosti*, E je *modul pružnosti v tahu*, N_f je *počet cyklů do lomu* vzorku, ε_f' je *součinitel únavové tažnosti* a c je *exponent únavové tažnosti*.

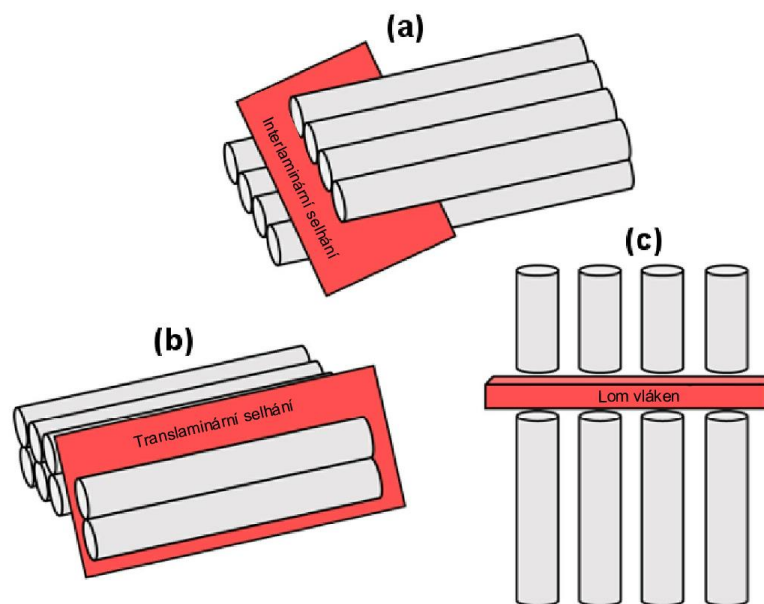
Mez únavy kompozitu může být do značné míry řízena mezí únavy matrice. Na Obr. 7 jsou vyznačeny tři oblasti [2]:

- Oblast 1 – napětí je tak vysoké, že dojde k lomu vláken, aniž by se rozvíjel jakýkoliv postupný mechanismus poškozování
- Oblast 2 – středně vysoké napětí – dochází k iniciaci mikrotrhlin, jejichž růst a šíření následkem mnoha cyklů končí lomem materiálu
- Oblast 3 – napětí těsně pod mezí únavy a nižší, které je příliš nízké na to, aby docházelo k šíření trhlin – teoreticky nekonečný život



Obr. 7: Diagram únavového života kompozitu s podélnými vlákny namáhání tah-tah, přeloženo a upraveno dle [2]

Formy únavového poškození jsou uvedeny na Obr. 8. V kompozitech může únavové poškození mít podobu interlaminárního selhání, translaminárního selhání (delaminace) nebo přetržení vláken viz. Obr. 8. Tyto formy se mohou vzájemně ovlivňovat z důvodu redistribuce zatížení. [2]



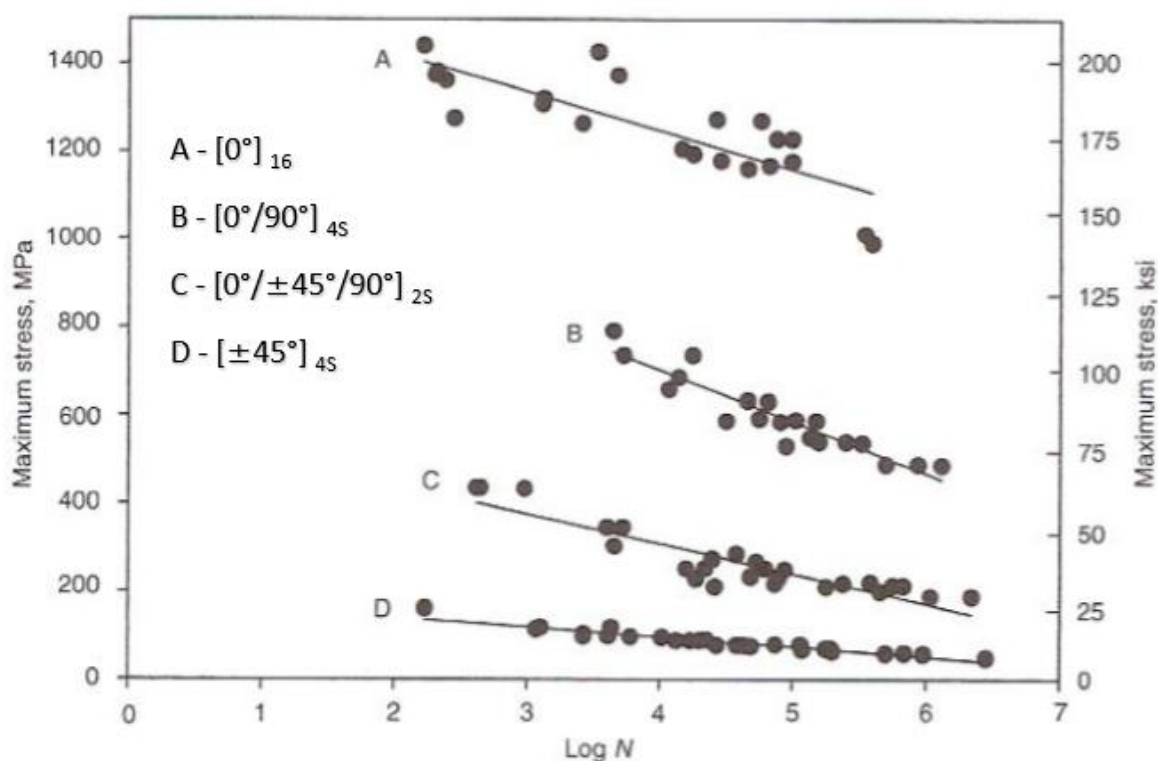
Obr. 8: Formy únavového poškození, přeloženo a upraveno dle [2]

2.3 Vlivy na únavové chování vláknových kompozitů

V této podkapitole budou stručně popsány významné vlivy, které ovlivňují únavové vlastnosti vláknových kompozitních materiálů. Při návrhu a výrobě kompozitních součástí by jednotlivé vlivy měli být brány v úvahu, aby výsledná konstrukce vykazovala požadované únavové vlastnosti během provozu, pro která byla navržena.

2.3.1 Vliv pořadí a orientace vláken na únavu

Pořadí a orientace vláken jednotlivých vrstev je jedním z nejdůležitějších faktorů ovlivňujících únavové vlastnosti kompozitu. Skladba je závislá na definovaném zatížení, kterému bude výsledný výrobek vystaven. Na Obr. 9 jsou S-N křivky pro srovnání únavových vlastností čtyř typů skladeb složených ze stejných materiálů vláken a matrice zatěžované míjivým tahovým napětím. [1]



Obr. 9: Vliv orientace vláken na únavu [8]

Z obrázku je patrné, že nejlepší únavové vlastnosti vykazuje kompozit s orientací všech vrstev ve směru zatěžování, tedy s orientací vláken 0° . Naopak nejhorší

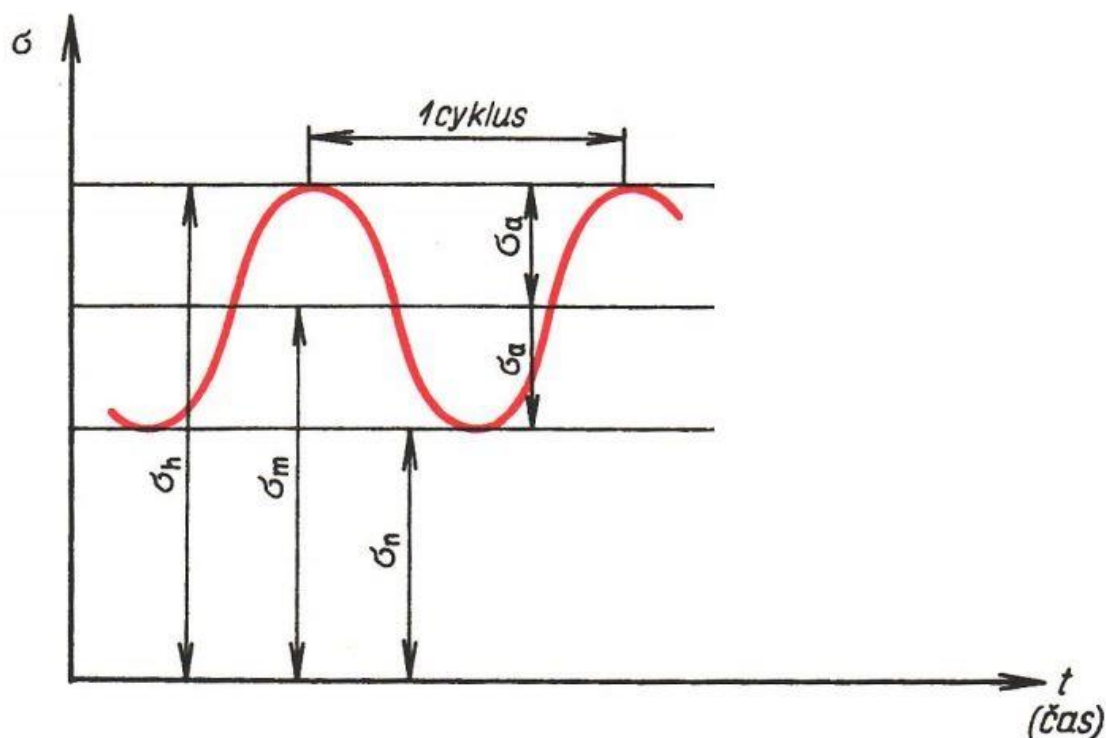
únavové vlastnosti vykazuje kompozit s orientací $\pm 45^\circ$, který by naopak vykazoval nejlepší únavové vlastnosti při namáhání v krutu, pro který jsou kompozitní materiály s touto skladbou a orientací vláken určeny. [1]

2.3.2 Vliv poměru napětí na růst delaminace

Součásti vyrobené z kompozitních materiálů jsou často zatěžovány složitou zátěžnou historií. Pro zjednodušení analýzy se většinou používají konstantní *poměry napětí* R , *frekvence* f a srovnatelné průběhy. Únavová životnost kompozitů je velmi závislá na *poměru napětí*, který je definován vztahem (1.2), kde σ_d je *dolní napětí v cyklu*, σ_h je *horní napětí v cyklu*.

$$R = \frac{\sigma_d}{\sigma_h} \quad (1.2)$$

Na Obr. 10 je příklad harmonického zatěžování, kterým se obecně znázorňuje historie zatěžování. [2]

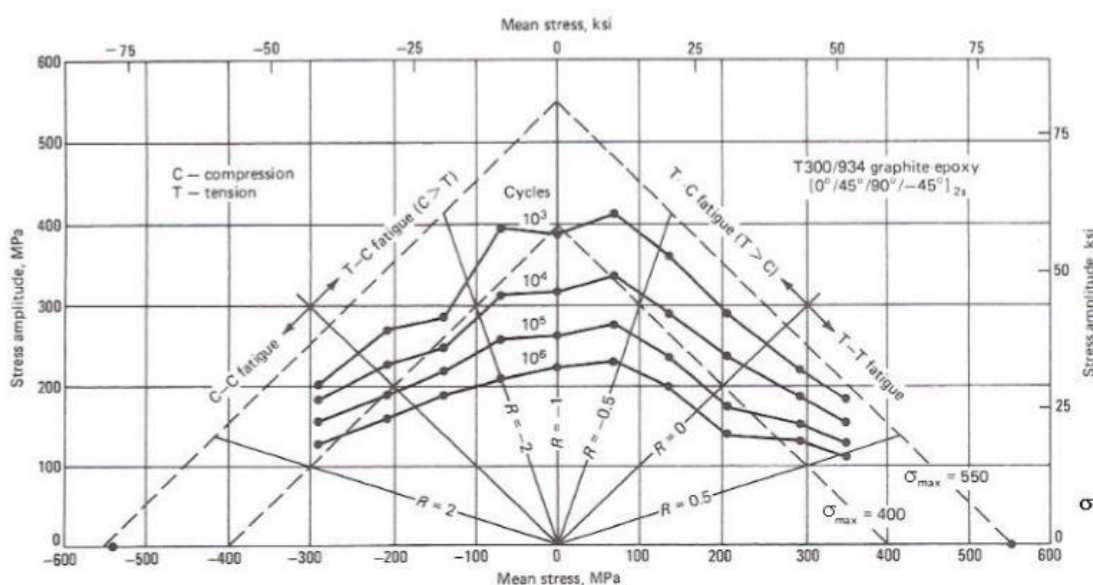


Obr. 10 Harmonické zatěžování [9]

Poměr napětí R bývá někdy označován jako koeficient nesouměrnosti a ovlivňuje funkci křivek růstu delaminace a S-N křivek. Tento efekt se často nazývá „efekt poměru napětí“. Na rozdíl od analýzy únavy kovových materiálů, kde je lineární Haighův-Goodmanův diagram široce používán k identifikaci meze únavy, u vláknových kompozitů nemůže být mez únavy stanovena jednoduchým lineárním přístupem. Účinnou metodou vyhodnocování S-N křivek pro vláknové kompozity s konstantním cyklickým zatížením při různých hodnotách R je diagram *Konstantní únavové životnosti* (CFL – z angl. Constant Fatigue Life), který je na Obr. 11. CFL diagramy popisují únavové chování, kde na ose X jsou vyneseny hodnoty *středního napětí* σ_m a na ose Y jsou hodnoty *amplitudy napětí* σ_a . Dále jsou na diagramu vyznačeny lineární čáry konstantního *poměru napětí* R , které graf pomyslně rozdělují do 4 oblastí [1] [2]:

- Oblast 1 – mĭjivý nebo pulzující tah
- Oblast 2 – cyklicky stĭřdavý tah-tlak s pĕřevaŕující tahovou složkou
- Oblast 3 – cyklicky stĭřdavý tah-tlak s pĕřevaŕující tlakovou složkou
- Oblast 4 – mĭjivý nebo pulzující tlak

Tyto oblasti (reŕimy) jsou velmi dŕležitĕ, protože řídí dominantní mechanismy poškození při únavĕ – ovlivňují růst delaminace. CFL diagramy bŕvají pro kompozity asymetrickĕ z dŕvodu rozdílných pevností v tahu a v tlaku. Za nejškodlivĕjší reŕim je považována tahová komprese (cyklicky stĭřdavý tah-tlak). [2]

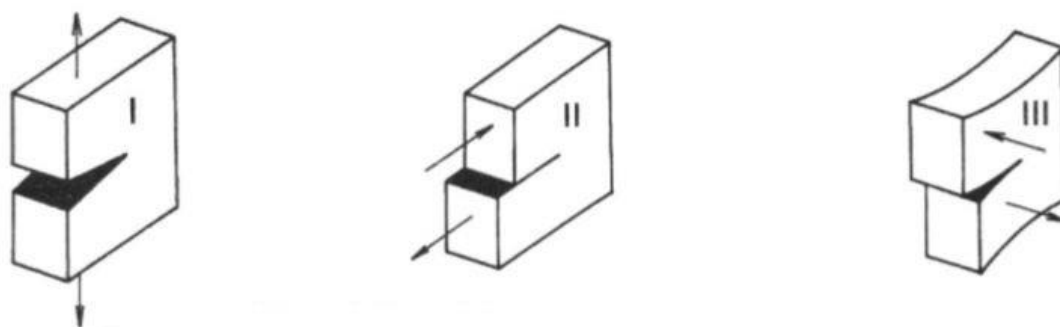


Obr. 11: CFL diagram kompozitu [8]

V diagramu jsou vyneseny body z S-N křivek, jejichž spojnice vymezují konstantní počet cyklů N do poruchy. Průběhy křivek CFL diagramů jsou velmi závislé na vlastnostech matrice a vláken, proto je v diagramech uveden materiál, orientace a počet vrstev. Někdy bývají tyto diagramy doplněny o hodnotu teploty, při níž byly hodnoty S-N křivek naměřeny. [2]

S poměrem napětí jsou úzce spojeny módy zatěžování viz Obr. 12. Tyto módy rozlišujeme stejně jako v lomové mechanice kovů [2]:

- Múd I – tahový
- Múd II – rovinný smykový
- Múd III – antirovinný smykový



Obr. 12: Módy zatěžování tělesa s trhlinou (delaminací) [10]

Šíření delaminace v kompozitních strukturách je mnohem komplikovanější než šíření trhlin u kovů. Zatímco u kovů se nejčastěji vyskytuje Múd I, u kompozitů je růst trhlin (delaminace) obvykle omezen na rozhraní mezi vrstvami. Z tohoto důvodu bývá delaminační režim, který se vyskytuje v průběhu života, kombinací všech tří módů. Úplný popis delaminace je mimo rozsah této práce, proto zde budou uvedena jen určitá fakta a stručný přehled. [2]

Existují tři hlavní způsoby experimentální charakterizace únavy [2]:

- ŠÍŘENÍ TRHLINY – rychlost růstu trhliny (delaminace) za cyklus v závislosti na *Faktoru intenzity napětí* (SIF – z angl. Stress Intensity Factor) – parametr K , nebo v případě kompozitů častěji na *Rychlosti uvolňování deformační energie* (SERR – z angl. Strain Energy Release Rate), tedy na *Hnací síle trhliny* G . Více k těmto teoriím a jejich stanovení např. v [2] [9] [10] [11]

- POČÁTEK TRHLINY (Crack onset) – charakterizace založená na počtu cyklů, který je potřeba k viditelnému prodloužení trhliny
- INICIACE TRHLINY – počet cyklů potřebných k vytvoření trhliny v ideálním kompozitu (bez defektů) – Tento způsob charakterizace doposud nebyl výrazně testován, jelikož výsledky vykazovaly velký rozptyl kvůli přítomnosti defektů, které tento způsob zanedbává.

Zkoušky ŠÍŘENÍ TRHLIN se obvykle provádí dle norem ASTM (z angl. American Society for Testing and Materials). Pro kovy v Módu I umožňuje určit celou křivku růstu trhliny. Testování delaminace vlivem únavy v Módu I u kompozitů je jediné, které je v současné době normalizované (informace z roku 2019). To vede ke stanovení SERR jako funkci počtu cyklů potřebných pro růst trhliny a delaminace. [2]

Jak již bylo zmíněno, módy zatěžování ovlivňují růst delaminace. Módy I a II v případě statického zatížení jsou zcela dobře pochopeny. Zatížení v Módu III však nebylo podrobně studováno a obvykle se předpokládá, že delaminace v tomto módu má stejné vlastnosti, jako delaminace v Módu II. Tento přístup by měl být konzervativní, protože se ukázalo, že režim III má vyšší mezilaminární houževnatost. Delaminační houževnatost v Módu II je obvykle vyšší než pro mód I. [2]

Během zkoušení mnoho studií prokázalo, že rozdíly rychlosti růstu trhliny (delaminace) mezi různými módy se snižují se zvyšujícím se počtem cyklů až do úplného vymizení. Dále bylo prokázáno, že práh, pod kterým nedochází k únavovému poškození, je nezávislý na módu zatížení. Proto lze účinek smíšeného módu zatěžování pro HCF považovat za zanedbatelný. [2]

Při zatěžování v Módu I cyklickým tahem bylo zjištěno, že k růstu delaminace dochází pouze při tahovém zatížení. Při kompresi je delaminace uzavírána, tudíž neroste. Při Módu II na rozdíl od Módu I nedochází k uzavírání trhlín. K růstu dochází při kladných i záporných poměrech napětí. V několika výzkumných pracích publikovaných v [11] bylo potvrzeno, že největší růst delaminace nastává při poměru zatěžování $R = -1$, tedy při symetricky střídavém namáhání. [11]

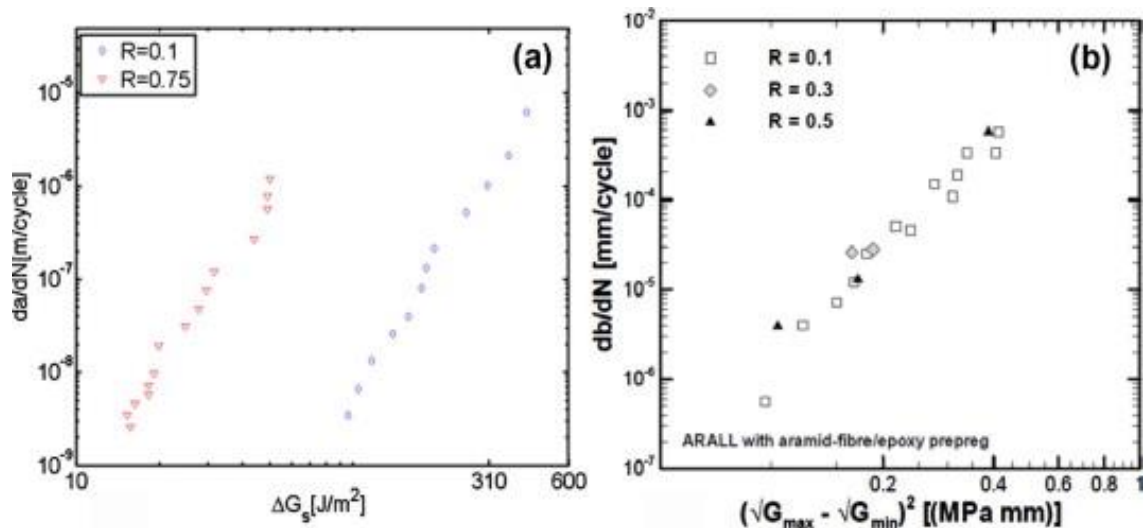
Pro obecný případ platí, že tyto režimy mohou nastat spolu s různými příspěvky. Charakterizace obecného případu delaminace probíhá v několika krocích [11]:

- Nejprve se experimentálně stanoví odolnost vůči delaminaci pro každý jednotlivý mód. Musí být zohledněn efekt poměru napětí R , který se pro

jednotlivé módy bude lišit. Výsledky experimentů konstatované v [11] ukazují, že pro Múd II je vliv R zanedbatelný. Naopak při Múdu I je vliv R poměrně velký, jak je patrné z Obr. 13, kde na ose Y je vynesena rychlost růstu delaminace a na ose X je uvolnění deformační energie vyjádřené parametrem ΔG .

- Následně musí být zkoumána kombinace režimů pro stanovení, jak jednotlivé módy přispívají k obecnému růstu delaminace. To je stanoveno na základě fraktografického výzkumu, kde tato mikroskopická studie identifikuje mechanismus poškozování.

Zjednodušeně lze tedy říci, že pro charakterizaci růstu delaminace ve smíšeném módu je nejdůležitější identifikace mechanismů poškozování pro jednotlivé režimy a jejich potenciální vzájemná interakce.



Obr. 13: Závislost růstu delaminace na ΔG [11]

a) Pro Múd I; b) pro Múd II

V literatuře je růst delaminace charakterizovaný pomocí teorie lomové mechaniky. Existuje však několik případů, kde by se měl pro zvyšování delaminace použít parametr řízené lomové mechaniky. Avšak kvůli složitému napěťovému poli na čele delaminace je jeho hodnocení obtížné pro ortotropní kompozitní lamináty, což je pro tyto materiály nevhodné. Účinnější alternativou je použití teorie *Hustoty deformační energie*. [11]

2.3.3 Vliv teploty na únavu vláknových kompozitů

Teplota ovlivňuje objem matrice více než vlákna. Důvodem je vyšší teplotní roztažnost polymerní matrice než u uhlíkových vláken. Změnou teploty se mění všechny parametry uhlíkových vláken. Nad teplotou 300 °C jsou změny teploty natolik výrazné, že vlákna nedovedou přenášet zatížení. Běžné provozní teploty jsou však výrazně pod touto teplotou. Závislost vlastností vláken na teplotě závisí na jejich tepelném zpracování, na materiálu vláken apod. Při nižší teplotě si uhlíková vlákna zachovávají svou pružnost a na rozdíl od polymerů nemají tendenci stávat se křehčími. Mnohem více jsou teplotou ovlivněny polymery (matrice). Při vyšších teplotách jsou měkčí, naopak při nižších teplotách jsou pevnější a tvrdší, ale také křehčí. Z tohoto důvodu je patrné, že omezení kompozitů z hlediska teploty závisí na limitech polymerní matrice. [2]

Teplotní cyklování (expanze a kontrakce vlivem změn teploty) ovlivňuje mechanické vlastnosti během únavového života materiálu. Zatěžování změnou teploty není způsobené jen vnějšími vlivy, ale v mnoha případech se jedná o teplo, které vzniká vlivem cyklického mechanického zatížení uvnitř kompozitu. Při vysokých frekvencích zatěžujících cyklů dochází ke tření mezi rozhraním matrice a vláken, které uvolňuje nezanedbatelné množství tepelné energie. Díky rozdílné teplotní roztažnosti pro výztuž a matici dochází vlivem změny teploty k rychlejšímu růstu mikrotrhlin v počátečních cyklech. Cyklické namáhání teplem dále vnáší do součásti zvýšené lokální napětí mezi vlákny a maticí, čímž poškozují rozhraní mezi těmito strukturami. Teplotní zatížení má tedy významný vliv na únavovou životnost materiálu. [2]

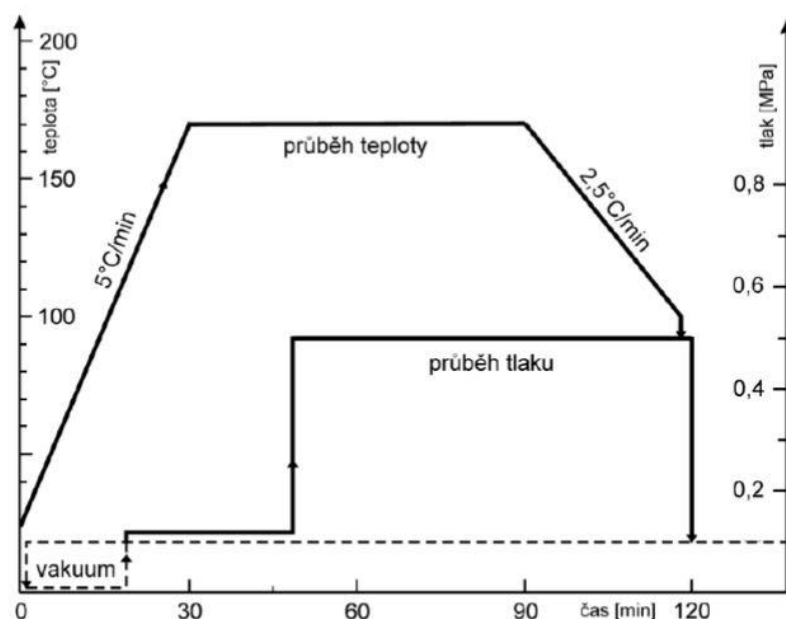
Odolnost proti teplotnímu zatížení je nejvíce ovlivňována maticí a orientací vláken. V případě matrice hraje důležitou roli kromě materiálu také především *Teplota skelného přechodu T_g* , která je závislá na kvalitě vytvrzovacího cyklu. Tato teplota je hranicí mezi tzv. skelným stavem, kdy je polymer tvrdý a křehký, a mezi tzv. kaučukovým stavem, kdy při mechanickém namáhání dochází vždy k elastickým i plastickým deformacím, a to i při velmi nízkých hladinách zatížení. V této přechodové oblasti dochází k prudkým změnám v některých mechanických vlastnostech (pevnost, tvrdost apod.). Kvalita cyklu vytvrzování je kvantifikována rychlostí polymerace pryskyřice. Jinými slovy, mechanické vlastnosti kompozitu a teplota skelného

přechodu T_g jsou ovlivněny touto rychlostí, která závisí na několika parametrech [1] [2]:

- Rychlost zvyšování teploty
- Maximální hodnota vytvrzovací teploty
- Doba, po kterou je teplota udržována
- Průběh tlaku při procesu vytvrzování

Příklad průběhu vytvrzování je uveden na Obr. 14. Na základě zkušeností s polymerními materiály byla vypořádována závislost teploty skelného přechodu na vytvrzovací teplotě, která vede k těmto závěrům [12]:

- Vyšší teplota vytvrzování vede k vyšší teplotě skelného přechodu T_g – výsledná polymerní matrice se zároveň stává tužší, ale také i křehčí
- Nejlepších mechanických vlastností je dosaženo při rychlém nárůstu vytvrzovací teploty a zároveň při dlouhé výdrži na této teplotě
- Tepelným zpracováním jsou vlastnosti matrice homogenizovány



Obr. 14: Proces vytvrzování kompozitu [13]

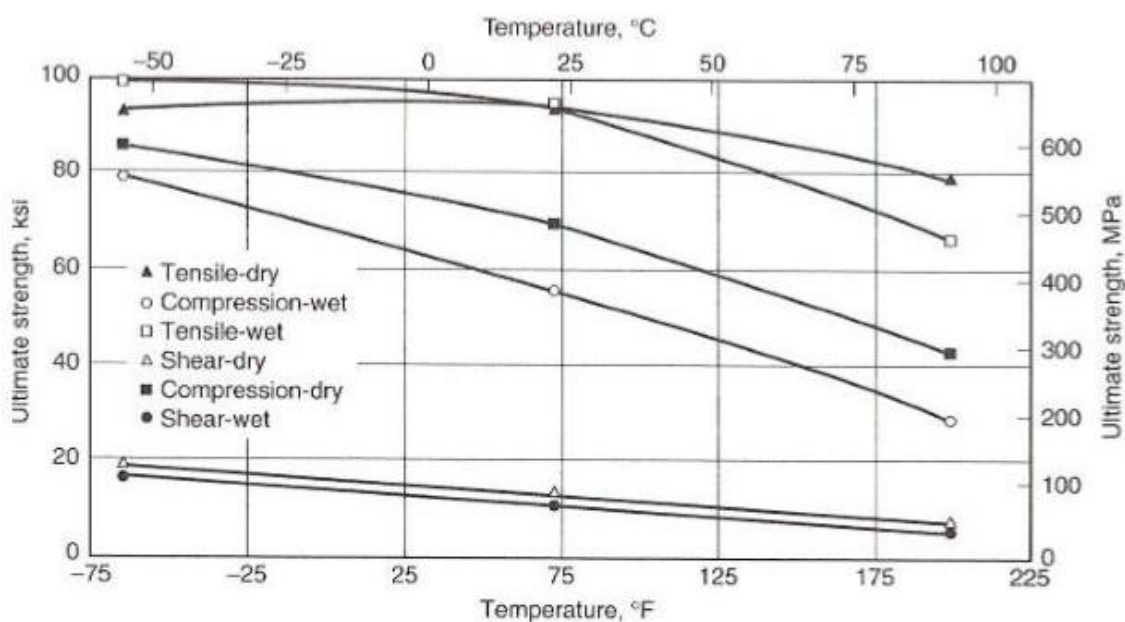
2.3.4 Vliv vlhkosti na únavu vláknových kompozitů

Vlhkost negativně ovlivňuje únavové vlastnosti kompozitů a to tak, že snižuje mechanické vlastnosti a teplotu skelného přechodu T_g . Vlhkost, která pronikne

do kompozitu, vyplňuje dutiny uvnitř matrice. Objem vody, který vstoupí do matrice, bude záviset na typu použitého matricového polymeru. Například epoxidové matrice mají tendenci absorbovat více vlhkosti než vinylester a uretanový akrylát. Důvodem je skutečnost, že epoxidy mají větší počet vazebných potenciálů na jednotku objemu než estery a akryláty. Kompozit po absorbování vody nabobtná, což vede k nepříznivému ovlivnění mechanických vlastností, a zároveň dochází k mechanickému poškození kompozitu. Výzkumné studie a experimenty prokázaly, že kompozit nasycený vodou vykazuje stejné poškození při nižším zatížení než suchý kompozit zatěžovaný vyšším zatížením. Experimentálně bylo zjištěno, že kompozity nasycené vlhkostí mají přibližně o třetinu nižší odolnost vůči únavě. [2]

Bobtnání kompozitu, obdobně jako tepelná dilatace, má vliv na rozhraní vláken a matrice, to zanáší do konstrukce vnitřní pnutí. Tato pnutí urychlují tvorbu a šíření mikrotrhlin a následnou delaminaci. Vytvořený prostor umožňuje další absorbování vody, což má za následek zrychlující se degradaci únavového života. [2]

Obr. 15 vykresluje závislost teploty a vlhkosti na mez pevnosti pro namáhání v tahu, tlaku a střihu. Z obrázku je patrné, že s rostoucí teplotou klesá mez pevnosti. Dále lze konstatovat, že suchý vzorek vykazuje při stejné okolní teplotě lepší pevnostní vlastnosti než vzorek s absorbovanou vlhkostí. [1]



Obr. 15: Vliv teploty a vlhkosti na pevnost kompozitu [8]

2.3.5 Vliv frekvence a rychlosti zatěžování

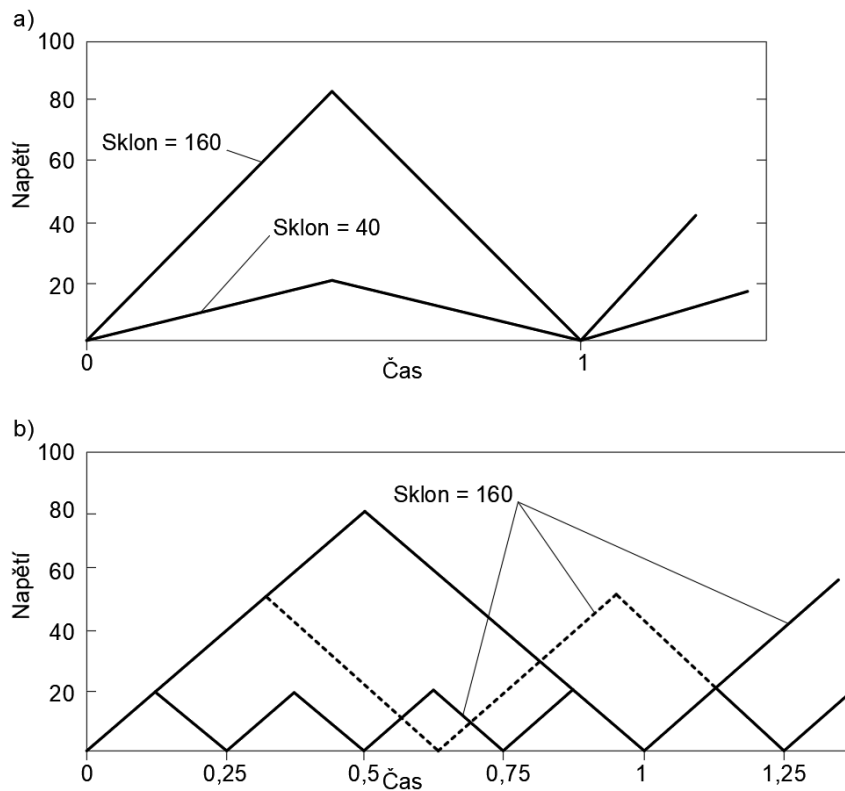
Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, zatěžovací frekvence má velký vliv na výsledky únavových zkoušek. Důvodem jsou fyzikální vlastnosti polymerních matic, které mají vysoké vnitřní tlumení, a proto při vyšších frekvencích generují více tepla. Dále se polymerní matrice vyznačují špatnou tepelnou vodivostí. Kombinace těchto zmíněných vlastností vede k nadměrnému přehřívání matrice, které může mít různé následky, včetně ovlivnění výsledků únavových zkoušek. [14]

Optimální zatěžovací frekvence není exaktně stanovena. Některé normy doporučují sledovat nárůst teploty, který by neměl překročit 10 °C. Empiricky doporučená frekvence je do 10 Hz, ovšem normy viz. [14] udávají frekvenční rozsah 1-25 Hz za předpokladu monitorování teploty, jejíž nárůst nesmí překročit již zmíněných 10 °C. [14]

Z požadavku na nízkou frekvenci zatěžování plyne velké omezení na použití zkušebních zařízení. Použití např. vibračních pulsátorů je velmi komplikované. Důležité je také zmínit fakt, že při frekvenci 10 Hz je dosaženo milionu cyklů za necelých 28 hodin, z čehož plyne již zmíněná časová náročnost únavových zkoušek nejen u kompozitů. [3]

Reálné konstrukce se mohou v provozu setkávat s mnohem vyššími zatěžovacími frekvencemi, nicméně ty jsou většinou provozovány v podmínkách s velmi dobrým externím chlazením (např. vrtule, ventilátory, větrné turbíny, rotorové listy apod.). V případě zatěžování zkušebních těles vyššími frekvencemi, kde by hrozilo přehřívání matrice, je možné v případě potřeby aplikovat externí chlazení.

S frekvencí zatěžování úzce souvisí také pojem „rychlost zatěžování“, která také ovlivňuje řadu materiálových charakteristik včetně statických. Z experimentálních výsledků je prokázáno, že rychlost zatěžování může vést k poklesu statické pevnosti až o několik desítek procent. Z Obr. 16 vyplývá, že má-li být dodržena konstantní rychlost zatěžování při různých amplitudách zatěžujícího cyklu, je třeba volit jinou frekvenci. Z tohoto důvodu je nutné při zkouškách zohlednit, zda je sledovaný jev ovlivněn spíše rychlostí zatěžování nebo frekvencí. [15]



Obr. 16: Porovnání zatěžování a) s konstantní frekvencí b) s konstantní rychlostí, přeloženo a upraveno dle [15]

2.3.6 Vliv procesních / výrobních vad na únavové vlastnosti

Mezi procesní a výrobní vady patří především [2]:

- Dutiny
- Nedodržení potupu vytvrzovacího procesu
- Vady způsobené výrobním prostředím
- Vlnění vláken nebo zvlnění pramenců

Tyto defekty mají velký vliv na mechanické vlastnosti a únavovou životnost výsledného výrobku.

Nejčastějším defektem je vytváření dutin v matrici, které jsou součástí každého kompozitního dílu při všech možných způsobech výroby (kontaktní laminace, VIP, RTM, RFI, a další. Více viz [1]). Dutiny následně působí jako koncentrátor napětí stejně jako vrub. Dále je v těchto místech vyšší pravděpodobnost tvorby delaminací, proto je nutné obsah dutin minimalizovat. Množství dutin neboli maximální přijatelná pórovitost v leteckých součástech je do 2,5 %. [12]

Dutiny dále negativně ovlivňují [12]:

- Pevnost v tlaku
- Smykovou pevnost
- Rychlost degradace mechanických vlastností
- Únavovou životnost

Vytvrzování již bylo stručně popsáno v kapitole 2.3.3 z hlediska ovlivnění únavových vlastností vlivem teploty. Vytvrzování je komplexní termomechanický proces s několika přidruženými proměnnými, které mohou ovlivnit vlastnosti kompozitu jak z dlouhodobého, tak z krátkodobého hlediska. Během výrobního procesu pryskyřice podstoupí vulkanizační reakci a přemění se na pevnou látku. Tato transformace způsobuje smrštění pryskyřice, které následně zavádí vnitřní zbytkové pnutí a deformace v kompozitu. Přítomnost zbytkových pnutí má za následek nižší únavovou životnost. Proces je funkcí teploty, tlaku a doby trvání vytvrzovacího cyklu viz. Obr. 14. Při překročení vytvrzovací teploty dochází k degradaci mechanických vlastností kompozitu. [2]

Dalšími problematickými vadami vznikajícími během výrobního procesu mohou být vlnění vláken a zvlnění pramenců. Tyto vady ovlivňují kvalitu konsolidace (sjednocení) vláken a tím i únavovou životnost. To se projeví na statické pevnosti v tlaku a tuhosti kompozitu. [2]

2.3.7 Vliv již existujícího poškození na únavové vlastnosti

Poškození kompozitu rázem je důležitým problémem, který je třeba zohlednit při návrhu kompozitní součásti. Na rozdíl od kovových materiálů, kompozity mohou odolávat nárazům bez viditelných stop na povrchu. Toto dynamické napětí může ale změnit vnitřní strukturu a tím snížit mechanické vlastnosti, což je velmi nebezpečné. Poškození rázem u kompozitních konstrukcí aplikovaných v letectví může nastat např. při průletu krupobitím, srážce s ptákem, pojíždění v prašném prostředí apod. [12]

Rázové testování je normalizované. Například Norma ASTM D 7136 standardizuje testovací zařízení a rozměry zkušebního tělesa, kterému udává minimální tloušťku vzorku 4 mm a velikost 150 mm x 100 mm. Testovací zařízení by mělo splňovat následující parametry – maximální kapacitu energie 60 J, hlaveň o průměru 16 mm, hmotnost rázového tělesa 3 kg a maximální výšku pádu 1 m. [12]

Kvůli heterogenitě a anizotropii kompozitních materiálů lze identifikovat čtyři hlavní projevy při poškození rázem [12]:

- Mikroskopické trhliny v matrici
- Delaminace
- Porucha a vybočení vláken
- Průnik a související lokální kolaps materiálu

Vadu způsobenou rázem je zajímavé studovat, ale především je důležité studovat její vývoj a následný vliv během cyklického zatěžování. Únavové chování kompozitních konstrukcí je velmi důležité pro letecké konstrukce, proto se některé studie zabývají škodlivými mechanismy např. u jednosměrných vláknových kompozitů poškozených rázem a následně cyklicky zatěžovaných míjivým tahem. Předmětem zkoumání jsou vlákna, stav matrice a jejich rozhraní v únavovém chování. [12]

Kontrola integrity konstrukce a stanovení typu poškození se dělá nedestruktivním testováním (NDT z angl. Non Destructive Testing). U kompozitních konstrukcí se nejčastěji používají tyto NDT, které umožňují detekovat iniciaci a šíření poškození během únavových zkoušek. [12]:

- Rentgenové paprsky
- Vířivé proudy
- Akustické emise
- Infračervená termografie

Velice rozšířenou metodou je právě infračervená termografie. Podle termomechaniky je každá deformace pevného materiálu (v důsledku iniciace nebo šíření poškození) přeměněna na tepelný tok. Infračervená termografie je bezkontaktní nedestruktivní technika, kterou lze rychle a snadno implementovat. Tato technologie se používá čím dál víc pro sledování únavy, materiálního poškození a stanovení údajů o únavě (meze únavy, poškozené zóny apod.). [12]

Únavové poškození po nárazu se šíří od středu vzorku (oblast dopadu při rázové zkoušce) a šíří se mnohem více při následném tlakovém zatížení než při zatížení tahovém. Cyklická komprese vede k četnému namáhání na vzpěr, což podporuje delaminační chování v místě nárazu. Obecně lze říct, že poškození rázem a následné namáhání v tahu nesníží (případně sníží jen nepatrně) únavovou životnost součásti.

V případě poškození rázem s následným tlakovým zatížením je ovšem důsledek velký. [12] [2]

Některé odborné texty uvádějí, že tkaninové laminy vykazují lepší únavové vlastnosti při poškození rázem oproti netkaným laminám (skládání vrstev přes sebe). Důvodem je pravděpodobně lepší propojení rozhraní mezi jednotlivými vrstvami. Dále uvádějí, že epoxidová matrice vykazuje horší delaminační vlastnosti po nárazu než matrice termoplastická. [2]

2.3.8 Vliv vláknové architektury

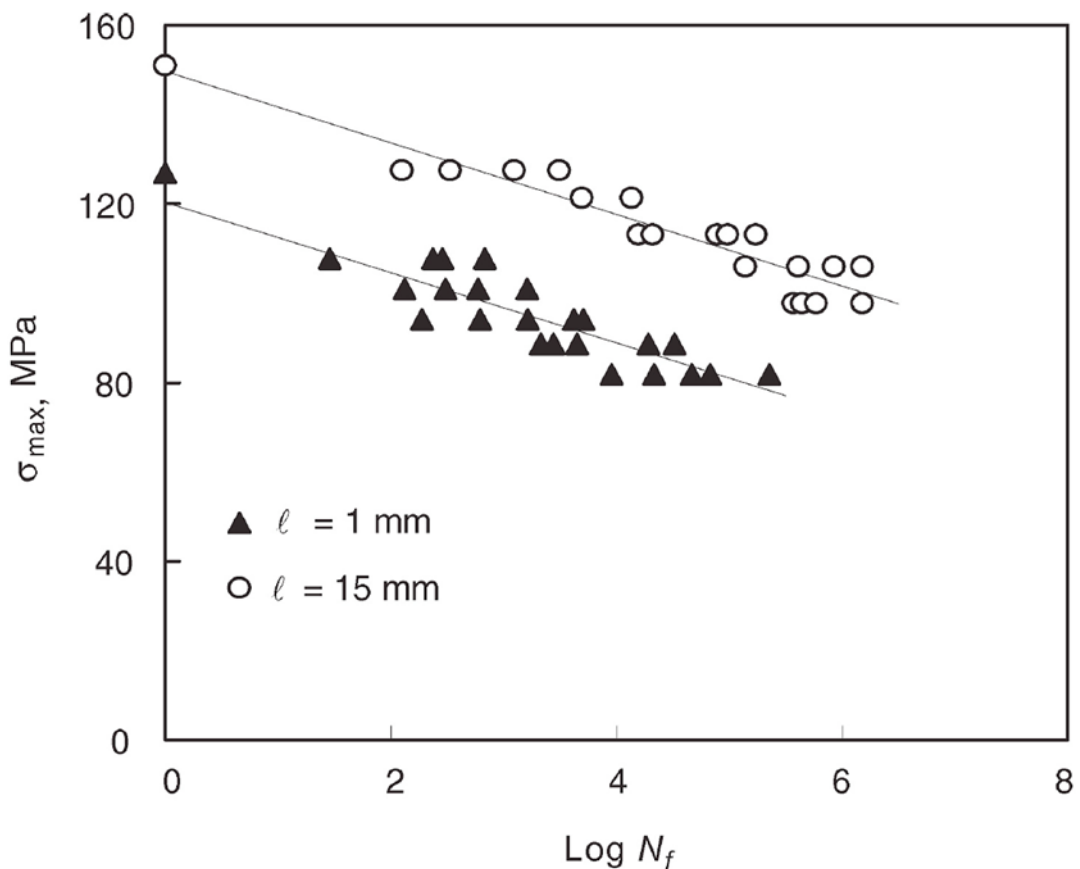
Vláknová architektura jistým nezanedbatelným způsobem ovlivňuje únavové vlastnosti kompozitu. Do jaké míry jej ovlivňuje není snadné určit. Pro každou formu výztuže existuje řada výhod a nevýhod. Na jejich základě se volí architektura kompozitu pro konkrétní součást a způsob namáhání. Základní formy výztuže jsou [1]:

- Individuální vlákna
- Pramence – sdružená vlákna
- Roving – sdružené pramence s nulovým nebo malým počtem zákrutů
- Příze – zkrucování pramenců a jejich sdružování
- Rohož – náhodně orientovaná dlouhá vlákna
- Pleteniny – ve formě pásků a punčoch
- Jednosměrně uspořádaná kontinuální vlákna
- Tkaniny – tkané, prošivané

Patrně nejvíce zkoumané formy výztuže na únavové vlastnosti jsou tkaniny a pleteniny. Pletené kompozity jsou alternativou k tkaným kompozitům. Mají větší tažnost a vyšší rázovou odolnost ve srovnání s jinými textilními kompozity. Dále je nutné rozlišovat 2D a 3D vláknovou architekturu. Únavové vlastnosti 3D tkanin jsou ovlivněny prošitím, které může vlastnosti jak zlepšit tak i zhoršit. Obecně únavové vlastnosti 3D kompozitů jsou horší než ekvivalentní 2D kompozity, což je způsobeno tzv. „knockdownem“ rovinných mechanických vlastností a mimořádnými předčasnými poruchami vyplývajícími z nedokonalostí v kompozitní architektuře. Pokud je delaminace primárním způsobem selhání – stehy, kolíky, a Z-příze zpomalují šíření trhlin, které jsou iniciovány delaminací okrajů. To zlepšuje lomovou houževnatost a může prodloužit únavovou životnost 3D kompozitů. [2]

2.3.9 Vliv délky vláken

Na Obr. 17 jsou znázorněny S-N křivky, které zohledňují vliv délky vláken na únavové vlastnosti kompozitu. Příliš krátká vlákna mohou mít několikanásobně sníženou únavovou životnost. Důvodem je dřívější vznik mikrotrhlin, nicméně záleží i na dalších faktorech jako například na konkrétní matici, způsobu namáhání apod. V některých případech mohou být krátká vlákna i výhodou s ohledem na pevnost a únavovou životnost. Zejména pak v aplikacích, kdy je dominantní tlakové namáhání. V takovém případě jsou kratší vlákna méně náchylná na vzpěr a vybočení. [2]

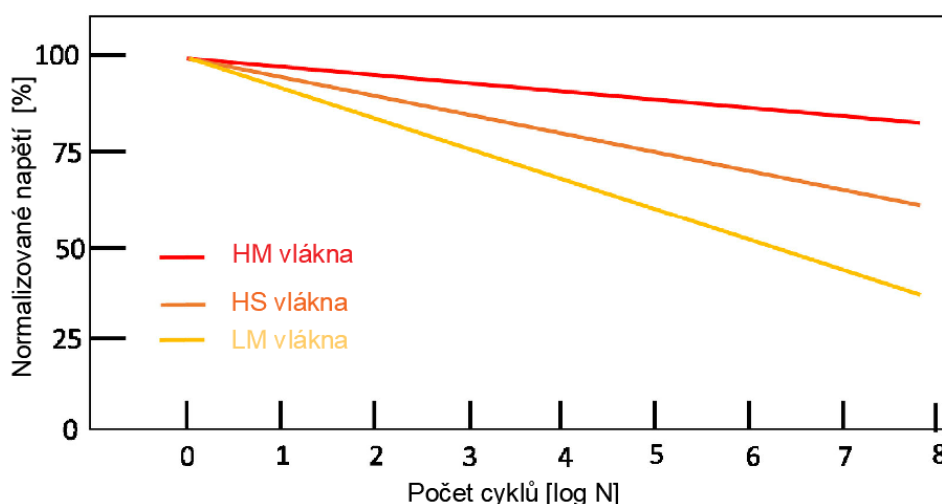


Obr. 17: S-N křivky – vliv délky vláken na únavové vlastnosti [2]

2.3.10 Vliv objemového podílu a tuhosti vláken na únavu

Vlákná přenáší největší podíl zatížení a jejich objemový podíl se pohybuje mezi 30 % až 70 % celkového objemu. Tuhost a deformační napětí ve směru vláken jsou primárně určovány vlastnostmi těchto vláken. Pevnost a tuhost se obvykle zlepšuje vyšším objemovým podílem výztužných vláken. Pro toto posuzování je zaveden parametr Frakce objemu vláken (FVF z angl. Fiber Volume Fraction), který je kritickým parametrem při hodnocení únavových vlastností kompozitu. Na základě výzkumu viz. [2] byl stanoven závěr, že akumulace poškození klesá se zvyšujícím se parametrem FVF. [2]

Vyšší tuhost vláken vede ke zpomalení růstu trhlin a tím pak k lepším únavovým vlastnostem celku. Tato skutečnost je patrná z Obr. 18, kde jsou uvedeny S-N křivky různých uhlíkových vláken (vysokomodulová HM – z angl. High Modulus; vysokopevnostní HS – z angl. High Strength; nízkomodulová LM – z angl. Low Modulus). Z Obr. 18 je také patrné, že z hlediska únavových vlastností jsou nejlepší vlákna HM. Mechanismy poškozování jsou také pro každý typ vláken odlišné. U HM vláken k selhání dochází náhle a rychle. HS vlákna jsou charakterizována progresivním selháváním a LM vlákna ještě progresivnějším selháváním. Vztah mezi tuhostí vláken a mechanismem poruchy lze vysvětlit z hlediska uložené energie. K náhlému porušení u HM vláken dochází z důvodu velkého množství uložené energie, která se uvolní současně s lomem matrice. Progresivní selhání je naopak důsledkem lokálních napětí tzv. *Kapes uložené energie*, které se uvolňují postupně. [2]



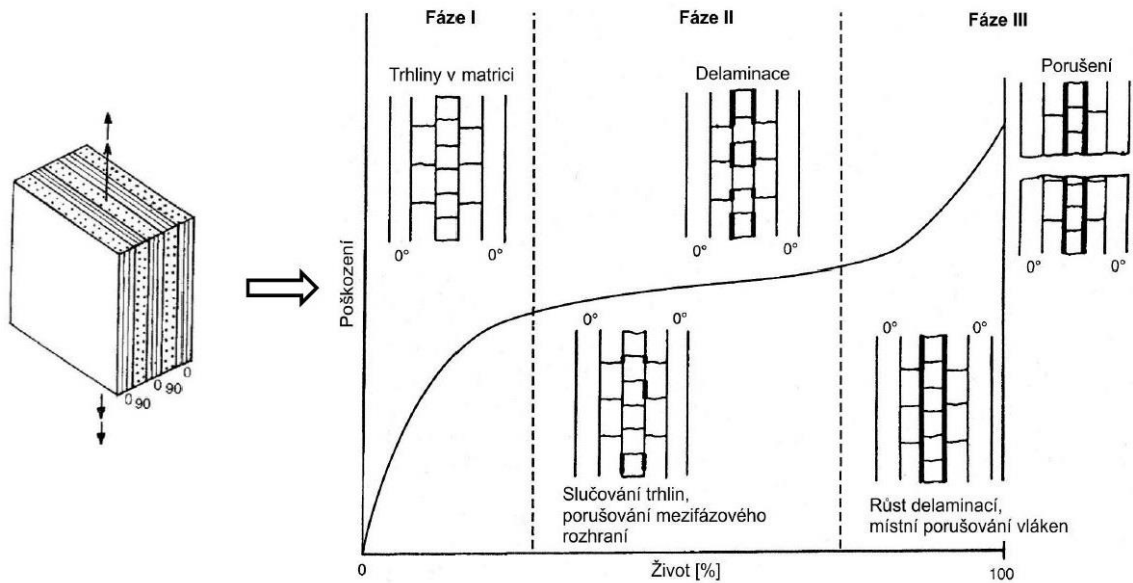
Obr. 18: Porovnání uhlíkových vláken v závislosti na počtu cyklů, přeloženo a upraveno dle [2]

2.4 Mechanismy poškození

U kompozitních materiálů se můžeme setkat s několika mechanismy únavového poškození. Prvotní poškození nastává již od počátku cyklického zatěžování a z této oblasti se rozšiřuje. Důsledkem poškození se mění v dané oblasti tuhost a následně pak v celé součásti dochází k redistribuci zatížení, kde v nejmáhané části napětí poklesne za současného nárůstu napětí v méně namáhané části. Vznik a rozvoj jednotlivých mechanismů poškození závisí na mnoha faktorech. Rozdílné mechanismy můžeme očekávat např. v laminátu s tkaninovou výztuží a v laminátu s jednosměrnou výztuží apod. [3]

2.4.1 Laminát s jednosměrnou výztuží

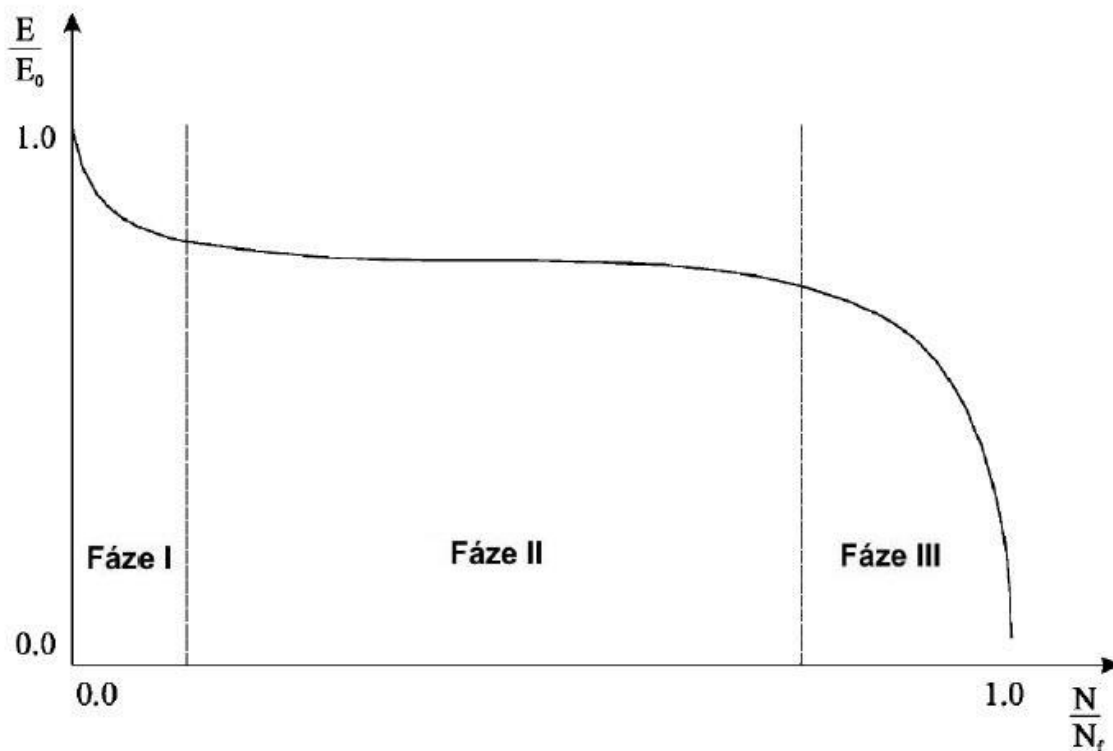
Jako příklad mechanismu poškození je na Obr. 19 uveden kompozit se skladbou (0;90;0;90;0) s jednosměrnou výztuží zatížený pulzujícím cyklickým zatížením v tahu. Křivka zatěžování má charakteristický tvar písmene „S“ a mechanismy poškození lze rozdělit do tří fází. V první fázi je nárůst poškození rychlý, odpovídá přibližně 10-25% celkové životnosti součásti. V této fázi dochází ke vzniku mikrotrhlin v matrici, které se formují nejprve ve vrstvách, jejichž orientace není rovnoběžná se směrem zatěžování. Při dalším zatěžování se trhliny v matrici objevují i v ostatních vrstvách. Ve druhé fázi je nárůst poškození pomalejší a je téměř lineární vzhledem k počtu cyklů. Druhá fáze končí přibližně v 80% životnosti součásti. V počátku této fáze dochází ke zvyšování hustoty trhlin a k jejich vzájemnému slučování a porušování mezifázového rozhraní. To vede ke značnému poklesu tuhosti a dochází k redistribuci napětí a vytvoření určité rovnováhy a snížení rychlosti růstu poškození. Tento stav bývá označován jako *Charakteristické stádium poškození* (CDS – z angl. Characteristic Damage State). Při dalším zatěžování dochází k oddělení vláken od matrice, které následně vede k lokální delaminaci. Třetí fáze je charakterizována opět rychlejším růstem únavového poškození a končí lomem součásti. V této fázi dochází k růstu delaminací a místnímu porušování vláken. Všechny předchozí procesy se náhle urychlují, což vede v důsledku k lomu součásti. [1] [15] [16]



Obr. 19: Křivka poškození vláknového kompozitu s jednosměrnou výztuží, skladba vrstev (0;90;0;90;0) zatíženého pulsujícím tahovým zatížením [8]

Dalším zásadním vlivem na rozvoj jednotlivých mechanismů poškození je velikost zatížení. Výše popsany a zobrazený mechanismus poškození platí pro určité zatížení, které se v tomto případě bude pravděpodobně nacházet nad mezí únavy. Díky tomu bude životnost dostatečně vysoká, aby se projevil postupně všechny mechanismy poškození, než dojde ke konečnému lomu. V případě, že by zatížení bylo výrazně vyšší a dosahovalo by téměř meze statické pevnosti, k poruše by došlo již v prvním stádiu (k přechodu do druhého lineárního stádia by vůbec nedošlo). Naopak při velmi nízkém zatěžování, které by bylo hluboko pod mezí únavy, by nemuselo dojít ke třetímu stádiu. [3]

Rozvoj mechanismů poškození úzce souvisí s poklesem tuhosti viz. Obr. 20, jejíž křivka má také tvar písmene „S“ a lze ji rovněž rozdělit do tří fází. Pokles tuhosti je závislý na stejných faktorech jako v případě rozvoje mechanismu poškození. [3]

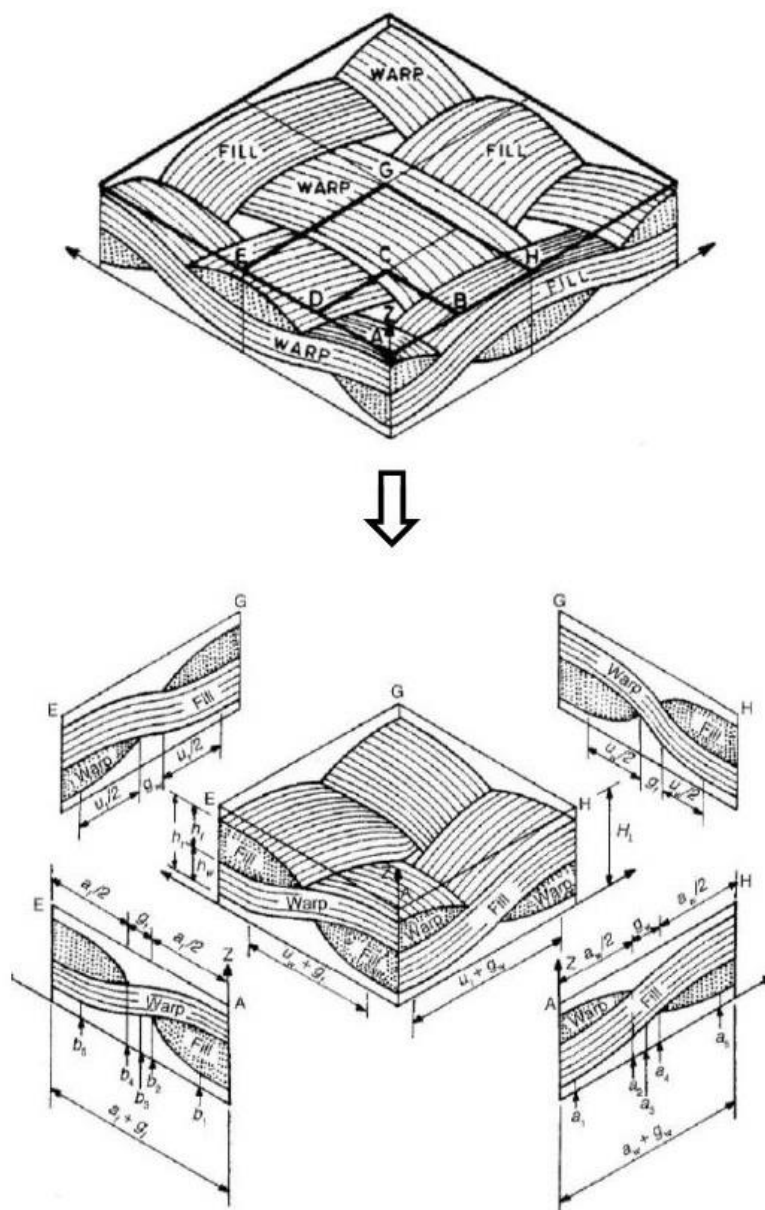


Obr. 20: Křivka poklesu tuhosti vláknového kompozitu s jednosměrnou výztuží [17]

V případě lopatek dmyhadla, kterými se zabývá tato diplomová práce, jejichž konstrukce bude popsána v kapitole 3, lze očekávat výše popsany mechanismus poškozování v jádru lopatky. Toto jádro je vyztuženo laminátem s jednosměrnou výztuží a cyklicky namáháno míjivým tahem.

2.4.2 Laminát s tkaninovou výztuží

Oproti laminátům s jednosměrnou výztuží jsou lamináty s tkaninovou výztuží podstatně složitější. Vlákna jsou zakřivená a vzájemně propletená. Pro popis poškozování je proto používán idealizovaný model laminy viz. Obr. 21, ze kterého je odvozena reprezentativní buňka, která je tvořena ze tří základních prvků. První dva prvky jsou pramenec osnovy „Wrap“ a pramenec útku „Fill“, ty jsou uvažovány jako jednosměrné kompozity. Třetím prvkem je oblast vyplněná maticí „Pure matrix region“. [15]

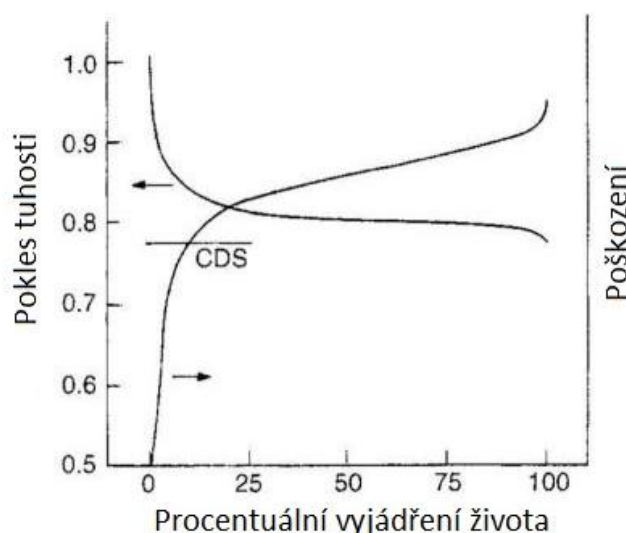


Obr. 21: Idealizovaný model laminy s tkaninovou výztuží a odvozená reprezentativní buňka,
upraveno pro vlastní potřeby dle [15]

Mechanismy poškozování s tkaninovou výztuží jsou děleny na mikrostrukturální a makroskopické (někdy také mikrostrukturální a makrostrukturální). V případě zatěžování pulsujícími cykly v tahu ve směru osnovy jsou mikrostrukturální mechanismy poškozování stejné jako v případě jednosměrné výztuže (trhliny v matrici, slučování trhlín, poruchy mezifázového rozhraní, delaminace, růst delaminací apod.). Toto poškození se odehrává uvnitř impregnovaných pramenců osnovy a útku. Makroskopické mechanismy poškozování, které se odehrávají na dalších úrovních struktury, jsou příčné trhliny v útku, smykové poškození v osnově, tvorba trhlín

v oblasti pryskyřice, porucha rozhraní osnovy / útku, delaminace mezi vrstvami a lom osnovního útku v tahu. [15]

Stejně jako u případu laminátu s jednosměrnou výztuží i v tomto případě mají křivky poklesu tuhosti a křivka poškození rovněž tvar písmene „S“, jak je patrné z Obr. 22. Vznik a rozvoj jednotlivých mechanismů poškozování je taktéž závislý na hladině zatížení a na stádiu procesu únavového poškození. [15]



Obr. 22: "S" křivka poškození a křivka poklesu tuhosti tkaninového kompozitu,

Upraveno a přeloženo pro vlastní potřeby dle [15]

Doposud bylo uvažováno jen se zatěžováním součásti cyklicky pulzujícím tahem. Podkladů pro studii kompozitů zatěžovaných tlakovým zatížením je podstatně méně. Reálné konstrukce i zkušební tyče mají často charakter skořepin, kde šířka je výrazně větší než tloušťka. Z toho důvodu tlakové zatížení kompozitních konstrukcí může vést ke ztrátě stability, které je potřeba předejít. Je nezbytné při zkouškách zajistit, aby zkušební tělesa byla vystavena pouze tlakovému zatížení, nikoliv vzpěru. Ten vede k nežádoucímu vybočení střednicové plochy, parazitnímu ohybu, a nakonec ke zborcení zkušebního tělesa. Je třeba proto při zkouškách v tlakové oblasti volit kratší zkušební tělesa a v některých případech použít i stabilizační prvky tzv. „anti bucking guide“. Při cyklickém namáhání v tlaku je mnohem dominantnější vliv delaminace oproti zatížení v tahu. Avšak v případě střídavého zatěžování tah-tlak dochází při tahu k oddělení vláken od matrice a delaminaci, jak bylo popsáno výše. V tlakové oblasti dochází posléze k lomu oddělených vrstev a vláken vlivem ztráty stability. Průběh poškozování při střídavém namáhání je proto mnohem citlivější na typ skladby jednotlivých vrstev. [18] [19] [20]

2.5 Modely predikce životnosti kompozitu

První modely vycházely z metodiky vyvinuté pro kovové materiály. Tento přístup se moc neosvědčil kvůli nesrovnatelným rozdílům mezi kovem a kompozitem (izotropní vs. anizotropní, homogenní vs. nehomogenní). Přístup byl příliš konzervativní a ztrácel výhody, jež kompozitní materiály nabízí. Další modely se proto vyvíjely přímo pro kompozitní materiály, kde je sledována degradace mechanických vlastností a základní mechanismy poškození. Existuje mnoho modelů pro predikci životnosti kompozitů. Modely se liší v použitém přístupu. Modelování mechanismů poškození v kompozitech je velmi náročné, protože tyto mechanismy se mohou měnit s hladinou zatěžování. Dále je třeba zvážit použitá zjednodušení v modelu, protože příliš mnoho zjednodušení vede ke špatným výsledkům. Cílem modelů je snaha o zavedení kritéria porušení a stanovení životnosti. Základem pro stanovení životnosti je přesné definování mezního stavu, který vymezuje hranice, kdy je konstrukce již neschopna bezpečného provozu. Tento mezní stav je určuje na základě povahy provozu součásti, riziku v případě selhání a předpisové základně. Základními mezními stavy jsou [21]:

- Lom součásti
- Pokles tuhosti pod přípustnou mez
- Viditelné známky poškození (delaminace, trhliny v matrici, deformace)

Podle definovaného mezního stavu se dále volí model pro predikci životnosti. Například je-li mezním stavem lom součásti, lze vycházet z modelů založených na S-N křivkách a na CFL (případně Goodmanových) diagramech. Pro predikci životnosti při definovaném mezním stavu jako je pokles tuhosti pod příslušnou mez jsou tyto modely nevhodné a je nutné použít modely, které umožňují pokles tuhosti predikovat. [21]

2.5.1 Klasifikace modelů predikce životnosti

Mnoho odborníků v této problematice uvádí odlišné klasifikace modelů predikce životnosti. Ve velké míře je to tedy otázkou názoru. Dále jsou uvedeny některé možné klasifikace. [3]

Klasifikace modelů predikce životnosti dle Liu a Lessarda [21]:

- Přístupy vycházející ze zbytkové pevnosti – Předpokladem je, že k poruše dojde, když zbytková pevnost klesne pod úroveň horního napětí zatěžujícího cyklu. Více k těmto modelům v [22] [23].
- Přístupy vycházející ze zbytkové tuhosti – Předpokladem je, že k porušení dojde, když tuhost klesne pod kritickou mez. Těmito modely se zabývali autoři Hahn a Kim [24] a O'Brien a Reifsnider [25].
- Přístupy založené na filosofii Damage tolerance – Filozofie Damage tolerance připouští určité poruchy typu makrotrhlin, delaminace, lom spojovacích prvků apod., ovšem za předpokladu včasné identifikace těchto poruch díky pravidelným prohlídkám. Poruchy mezi jednotlivými prohlídkami se nesmí rozšířit do takového stavu, který by způsobil katastrofickou poruchu. Modely jsou založeny na kombinaci metodiky vycházející ze zbytkové pevnosti a tuhosti pomocí konceptu založeného na růstu delaminace a rychlosti uvolňování deformační energie (SERR). [26]

Klasifikace modelů predikce životnosti dle Montesano a kol. [27]:

- Empirické a poloempirické modely – Tyto modely predikují životnost při pevně stanovených podmínkách zatěžování na základě dat z S-N křivek.
- Modely zbytkového života, zbytkové tuhosti a zbytkové pevnosti – Tyto modely jsou založené na kumulaci poškození – nesledují základní mechanismy poškozování, ale jen jeho vnější projevy. Příklad modelu, který byl navržen pro kovy a byl převzat pro kompozity, je *Palmgren Minerovo pravidlo*. Některé další modely vychází spíše ze statistického charakteru a řeší pravděpodobnost porušení. Více k modelům kumulace poškození např. v [10].
- Modely postupného poškozování – Tyto modely jsou založeny na fyzikální interpretaci základních mechanismů poškozování. Dále je toto kritérium děleno do tří podkategorií:
 1. Podkategorie – predikuje růst konkrétního mechanismu poškozování

2. Podkategorie – zahrnuje modely, které sledují závislost růstu poškození na degradaci mechanických vlastností
3. Podkategorie – zahrnuje modely, které přímo simulují určitý mechanismus poškození většinou za použití MKP (Metoda konečných prvků)

Existuje mnoho dalších jiných klasifikací. Většinou se však jedná o určité variace výše uvedených. Dále je nutné zmínit fakt, že většina navrhovaných modelů byla navržena a testována při zatěžování v jednoosém tahu. Zobecnění těchto modelů je velmi komplikované a mnohdy nemožné. [3]

2.5.2 Základní přehled modelů predikce životnosti

V této podkapitole jsou pro příklad uvedeny a stručně popsány často publikované modely.

Modely únavového života:

Mezním stavem pro tyto modely je lom součásti. Základem jsou data získaná z S-N křivek a CFL (případně Goodmanových) diagramů. Predikují počet cyklů do poruchy při pevně stanovených podmínkách zatěžování. Modely rozlišují porušení ve směru vláken, ve směru kolmém na vlákna a porušení ve smykové rovině. Model je matematicky popsán rovnicí (1.3) a (1.4). Více o tomto modelu např. v [28].

$$\sigma_A = \sigma_A^U \quad (1.3)$$

$$\left(\frac{\sigma_T}{\sigma_T^U}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau^U}\right)^2 = 1 \quad (1.4)$$

Kde σ_A je *napjatost ve směru vláken*, σ_T je *napjatost ve směru kolmém na vlákna* a τ je *napjatost ve smyku*. Výrazy σ_A^U , σ_T^U , τ^U jsou příslušné *únavové pevnosti*, které se získají ze 3 únavových křivek pro konkrétní kompozitní materiál (orientace a pořadí vrstev).

Únavové modely životnosti byly první vyvinuté modely únavy. Často se používají, protože nevyžadují pochopení mechanismů fyzického poškození, a jejich použití je velmi snadné. Tyto modely však vyžadují velké množství experimentálních dat

a jsou obvykle kalibrovány pro jednu konkrétní příslušnou studii. Aplikace využití experimentálních dat na jiný řešený problém je velmi omezená. [2]

Modely postupného poškozování

- Modely, které přímo predikují kumulaci konkrétního mechanismu poškozování. Experiment často spočívá v cyklickém zatěžování zkušební tělesa s vrubem (většinou otvorem kruhového průřezu), kde jako kritérium je kritická velikost delaminace, která způsobí ztrátu stability poškozování oddělených vrstev kompozitu. Model je matematicky popsán rovnicí (1.5). Více k tomuto modelu např. v [29].

$$\frac{dA_i}{dN} = c * f(G_{it})^n \quad (1.5)$$

Kde A_i je plocha zasažené delaminace, $f(G_{it})$ je funkce amplitudy SERR a c a n jsou experimentálně stanovené koeficienty.

- Modely, které sledují závislost mezi růstem určitého mechanismu poškozování a poklesem mechanických vlastností. Model je matematicky popsán rovnicí (1.6).

$$\frac{dD}{dN} = \frac{A * (\sigma_{max})^C}{B * D^{B-1}} \quad (1.6)$$

Kde D je globální parametr poškozování, který je vyjádřen vztahem k mechanismu poškozování trhlinami v matici jako $C_m * D_m$ a dále ve vztahu k mechanismu poškozování růstem plochy delaminace jako $C_d * D_d$, kde D_m je funkce hustoty trhlín a D_d je funkce plochy delaminace. Konstanty C_m a C_d jsou závislé na pořadí a orientaci jednotlivých vrstev a na dalších materiálových proměnných. A , B a C jsou koeficienty modelu a σ_{max} je horní napětí zatěžujícího cyklu. Globální parametr poškozování D je dále ve vztahu (1.7) dán do souvislosti se zbytkovou tuhostí.

$$D = 1 - \frac{E(n)}{E_0} \quad (1.7)$$

Kde E_0 je tzv. panenský modul pružnosti a $E(n)$ je zbytkový modul pružnosti. Více k těmto modelům v [21].

- Modely, které přímo simulují rozvoj mechanismů poškozování většinou za pomoci MKP. Modely vychází z předpokladu, že laminátové zkušební těleso zatížené prostým tahem lze chápat jako 2D úlohu a stav napjatosti tohoto tělesa vykazuje určitou periodicitu. Více k těmto modelům například v [3] [27].

Fenomenologické modely zbytkové pevnosti a tuhosti

- Modely zbytkové pevnosti – Tyto modely jsou založeny na kritériu poruchy, ke které dojde v momentě, kdy zbytková pevnost dosáhne hodnoty maximálního napětí zatěžujícího cyklu. Při experimentech a měření zbytkové pevnosti byly vysledovány dva typy průběhů:
 1. Případ, který nastává při nízkých hladinách zatížení a je charakterizován pozvolným poklesem zbytkové tuhosti. V anglické literatuře se nazývá „wear out“.
 2. Případ, který nastává naopak při vysoké hladině zatížení a je charakterizován zpočátku zanedbatelným poklesem tuhosti, která náhle končí velmi prudkým poklesem tuhosti. V anglické literatuře se nazývá „sudden death“. Více k těmto modelům v [30] [31].
- Modely zbytkové tuhosti – Tyto modely jsou založeny na závislosti degradace tuhosti během únavového zatěžování. Tento model kvůli rozporům s praxí nevychází ze základní definice parametru poškozování definovaný rovnicí (1.7). Bylo proto empiricky stanoveno více definic parametrů poškození. Bližší popis těchto modelů je velmi rozsáhlý a byl by nad rámec této práce. Více k těmto modelům například v [32] [33].

2.6 Experimentální měření materiálových charakteristik

Návrh a dimenzování kompozitních konstrukcí z hlediska únavové pevnosti a životnosti je spojeno s navazujícím experimentálním měřením. Tyto experimenty jsou normalizovány pro měření mechanických vlastností při statickém zatěžování. Měření únavových charakteristik je časově a finančně náročnější experiment. Teno experiment je také normalizován, ale zdaleka ne v takovém rozsahu jako experimentální měření mechanických vlastností. [3]

Rozsáhlejší popis experimentálního měření materiálových charakteristik není náplní této práce, proto zde bude uveden jen základní přehled normalizovaných postupů pro měření materiálových charakteristik.

Pro stanovení statické pevnosti a tuhosti je třeba znát základní materiálové charakteristiky, které jsou uvedeny v Tab. 1, včetně označení norem. V těchto normách je definováno, pro jaký kompozit (orientace a pořadí vrstev) je norma určena, jaké charakteristiky je možné měřit, postupy měření a případné vztahy pro dopočet žadáných veličin. [3]

Tab. 1: Přehled statických materiálových charakteristik jednosměrné laminy, jejich označení a norma [3]

Charakteristika	Označení	Norma
Pevnost v tahu ve směru 1	σ_{t1}	ASTM D3039
Pevnost v tahu ve směru 2	σ_{t2}	ASTM D3039
Pevnost v tlaku ve směru 1	σ_{d1}	ASTM D3410
Pevnost v tlaku ve směru 2	σ_{d2}	ASTM D3410
Pevnost ve smyku v rovině laminy	τ_{12}	ASTM D3518 ASTM D4255 ASTM 5379 ASTM D5448
Interlaminární smyková pevnost	ILSS	ASTM D2344
Modul pružnosti v tahu ve směru 1	E_1	ASTM D3039
Modul pružnosti v tahu ve směru 2	E_2	ASTM D3039
Modul pružnosti ve smyku v rovině laminy	G_{12}	ASTM D3518 ASTM D4255 ASTM 5379 ASTM D5448
Poissonovo číslo	ν_{12}	ASTM D3039

Jak již bylo zmíněno, norem pro stanovení únavových charakteristik kompozitních materiálů, je podstatně méně než norem pro měření statických materiálových charakteristik. Důvodem je finanční a časová náročnost těchto experimentálních zkoušek. Normy se zabývají životností zkušebních těles ve smyslu počtu cyklů do lomu, případně stanovením zbytkové pevnosti např. viz. [14] [34]. Norma, ve které by byla ucelená metodika pro stanovení zbytkového modulu pružnosti zatím neexistuje. Nicméně v praxi se touto problematikou spousta výzkumníků již zabývá, např. viz. [12].

3 Popis lopatky dmychadla

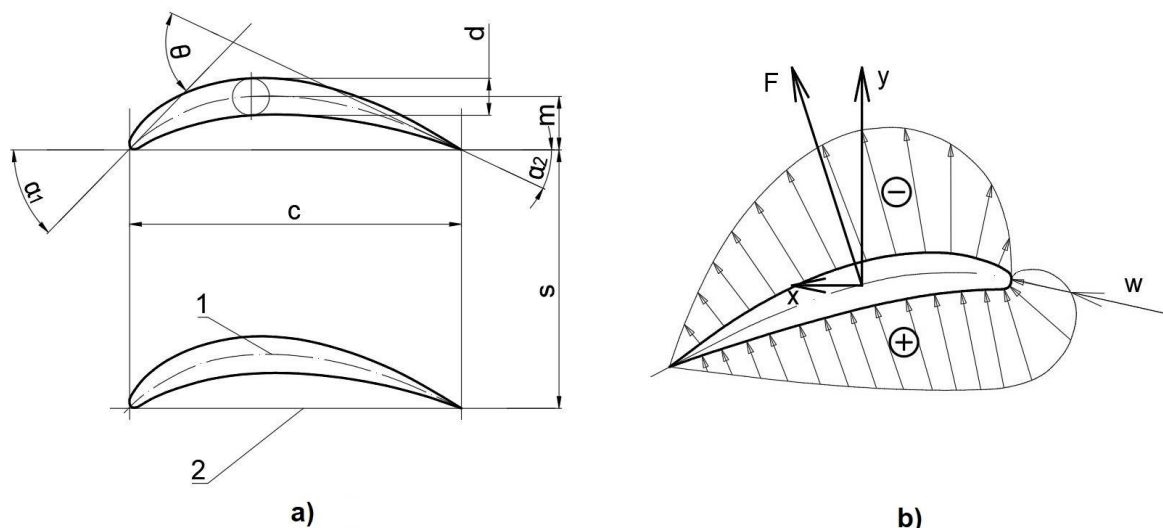
V této kapitole je obecně popsána rotorová lopatka a základní zatížení, které na lopatky působí. Dále je zde popsána výroba lopatky dmychadla, která je uvedena na Obr. 23. Ve spojení s motorem tvoří dmychadlo pohonnou jednotku letounu UL-39 Albi. Z důvodu probíhajícího patentování výrobního procesu zde bude uveden pouze stručný nástin výrobního procesu bez uvedení konkrétních materiálů, přesného počtu vrstev apod. Návrh únavové zkoušky v kapitole 4 byl navržen pro tuto lopatku.



Obr. 23: Lopatka dmychadla z UL-39

3.1 Geometrický popis lopatky

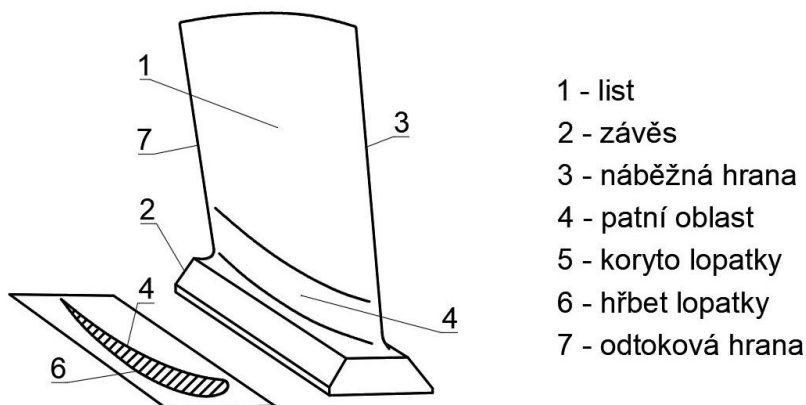
Na oběžné lopatky dmychadel jsou kladeny velké požadavky. Profil lopatky v jednotlivých řezech musí mít dobré aerodynamické vlastnosti, zejména vysoký vztlak a nízký odpor, aby mělo dmychadlo vysokou účinnost. Geometrické charakteristiky a síly působící na profil jsou na Obr. 24. [35]



Obr. 24: a) Geometrické charakteristiky profilu, b) Síly na profilu lopatky [35]

1 – střední čára profilu, 2 – tětva, $\frac{m}{c}$ – maximální prohnutí střední čáry, $\frac{d}{c}$ – maximální tloušťka profilu, $\frac{s}{c}$ – poměrná rozteč, θ – zakřivení profilu

Geometrický popis dmyhadla je shodný s lopatkami axiálních kompresorů. Lopatka je tvořena třemi základními částmi, kterými jsou list, kořen listu (tzv. pata lopatky) a závěs. Na Obr. 25 je schéma lopatky se základním pojmenováním dílčích částí. [35]

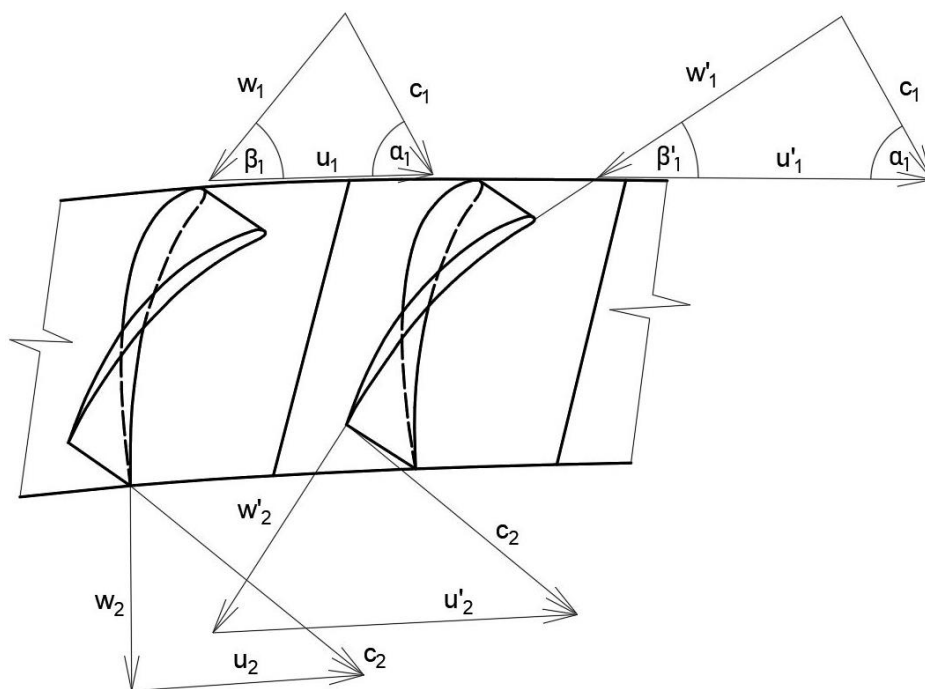


Obr. 25: Popis lopatky [35]

List lopatky

Rotorové lopatky jsou po délce listu geometricky zkrouceny. Patní část lopatky je nastavena na velký úhel náběhu, konec listu je naopak nastavený na nižší úhel náběhu. Důvodem je snaha o zachování přibližně stejného stupně reakce po délce listu lopatky s ohledem na měnící se obvodovou (unášivou) rychlost. Absolutní rychlost

musí být, pokud je to možné, po celé délce lopatky konstantní a musí vystupovat pod stejným úhel. Rychlostní trojúhelníky zkrouceného lopatkového listu jsou na Obr. 26, kde c je *absolutní rychlost*, w je *relativní rychlost* a u je *unášivá rychlost*. Dolní index 1 označuje stav vstupujícího plynu, 2 označuje stav vystupujícího plynu. Rychlosti označené apostrofem jsou pro odlišení patní části a konce listu lopatky. [35]



Obr. 26: Rychlostní trojúhelníky rotoru dmyhadla [35]

Z hlediska zatížení se zkroucení projeví změnou vzájemné polohy hlavních os setrvačnosti, která vede k ovlivnění průhybové křivky. U malého zkroucení se tuhost v tahu a ohybu prakticky nemění. U více zkroucených lopatek, především s tenkým profilem zkroucení, vyvolá změnu tuhosti. Dojde ke snížení tuhosti v tahu a ohybu, naopak tuhost v krutu naroste. Tyto změny v tuhosti vedou k vazbě mezi ohybovou, tahovou a torzní deformací a ovlivňují tak dynamické vlastnosti lopatky. Dalším projevem velkého zkroucení je jeho rozkrucování vlivem odstředivé síly, které následně ovlivňuje úhel nastavení listu. [36]

Zámky lopatek

Úkolem zámek (závěsů) je přenos všech zatížení, která působí na lopatku do rotorových disků. Zámky lopatek jsou kritickou částí návrhu. Důvodem je kombinace malých rozměrů se složitými tvary, které působí jako koncentrátoři napětí. Hlavní typy zámek jsou stromečkové, rybinové a čepové. Pro zámky lopatek

není rozhodující dimenzování na pevnost jako takovou, ale únava materiálu v důsledku LCF a HCF. Pro zámký jsou důležité experimentální zkoušky – jsou důležité jak z hlediska únavy, tak z hlediska následných výpočtů napjatosti vyhodnocených např. z fotoelasticimetrických nebo tenzometrických měření deformací, které se dále porovnávají s výpočty z MKP. [36]

3.2 Základní zatížení lopatek

Lopatky dmyhadla jsou při provozu zatěžovány od odstředivých sil, aerodynamických sil (vyvozených od tlaku plynu proudícího média) a setrvačných sil. Je-li znám průběh osových sil, ohybových a krouticích momentů podél listu lopatky, je možné stanovit výsledné normálové a tečné nominální napětí v kterémkoliv řezu. Tato zatížení jsou základem pro dimenzování lopatek. Základní kvazistatická zatížení lopatek dmyhadla jsou od odstředivých sil a od tlaku plynu [36]:

- Tahové zatížení od odstředivé síly
- Ohybové zatížení od tlaku plynu
- Ohybové zatížení od odstředivé síly
- Kroucení od tlaku plynu
- Kroucení od odstředivé síly

Nevýznamnější namáhání pro první stupně rotoru kompresoru a poslední stupně rotoru turbíny bývají tahová zatížení od odstředivé síly. U kratších lopatek, které jsou u posledních stupňů kompresoru a u prvních stupňů turbíny, mohou být významná ohybová napětí. Namáhání v krutu od odstředivých sil a tlaku plynu je nutno brát v úvahu u zatížení dmyhadlových stupňů a silně zkroucených lopatek. [36]

Tahové zatížení od odstředivých sil je jedna ze základních složek působících na lopatku. Z tohoto důvodu bývá tahová síla o velikosti odstředivé síly při maximálních provozních otáčkách základním kritériem pro dimenzování a posuzování vhodnosti lopatky. U rotorových lopatek turbíny je oblast největšího zatížení závislá na teplotním rozložení lopatky, a proto bývá někde v rozmezí 20-40 % délky od kořenového řezu. Maximální tahové zatížení u kompresorových lopatek bývá většinou v patním řezu. [36]

Ohybové zatížení listu lopatek od tlaku plynu není zpravidla rozhodující. Vlivem odstředivých sil a pružných deformací bývá skutečné ohybové zatížení nižší, než

vyplývá z výpočtů. Pružné deformace od ohybového momentu vyvolaného tlakem plynu posouvají střednici lopatky do nové polohy. Odstředivá síla má snahu působit proti této změně a vrací střednici do původní polohy. Jinými slovy ohyb lopatky od odstředivé síly působí proti ohybu vyvolaného tlakem plynu. U dlouhých štíhlých lopatek s tenkými profily, jako jsou například listy větrné elektrárny nebo lopatky dmyhadla u větších motorů, je nutné s ohybem počítat. [36]

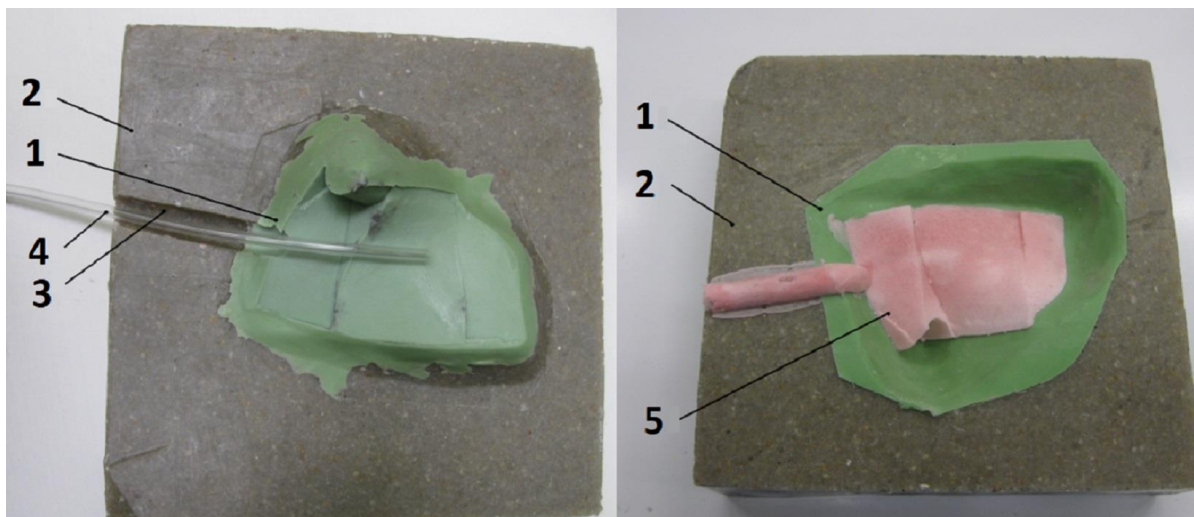
Výsledné aerodynamické síly v jednotlivých řezech nepůsobí ve středu smyku – tím vzniká krouticí moment od tlaku plynu, který lze stanovit známe-li tlakové rozložení po profilu. Kroucení od odstředivé síly má opačný smysl. Absolutní hodnoty krouticích momentů jsou většinou malé, a proto se výpočet torzních deformací a napětí zanedbává. Výjimkou jsou dlouhé poddajné lopatky, kde torzní deformace mohou být natolik významné, že mění aerodynamické charakteristiky. V tomto případě je nutné torzní deformace a napětí stanovit. [36]

3.3 Výrobní popis lopatky

Výroba kompozitní lopatky dmyhadla z UL-39 Albi se skládá z několika dílčích kroků. Většinou se jedná o speciální procesy, jejichž správné provedení není možné ověřit přímo na výrobku. Při výrobě je tedy velmi důležité precizní dodržení osvědčených výrobních metod a postupů. Nicméně proto, že se jedná o ruční práci, je nemožné dosáhnout naprosto stejných vlastností výrobku. Očekává se tedy, že i při experimentálním cyklickém zatěžování bude dosaženo velkého rozptylu výsledků pro jednotlivé lopatky dmyhadla. [37]

Hlavními komponenty pro výrobu lopatky jsou dvousložková polyuretanová pěna (nehořlavá montážní pěna) a prepreg z uhlíkové tkaniny. Pásnice jsou z jednosměrné uhlíkové tkaniny. Potah je tvořen tkaninou se skladbou $\pm 45^\circ$. [37]

Nejprve je vyrobeno pěnové jádro listu a ze dvou protikusů je pak složeno pěnové jádro patní části lopatky. Do formy z pružného materiálu umístěné na pevném loži, viz. Obr. 27, se vloží plastová hadička pro injektáž pěny a po určitou dobu je do formy pěna vstříkována. Plastová hadička se odstraní a následuje samovolnému vytvrzení jádra, které probíhá ve formě. [37]

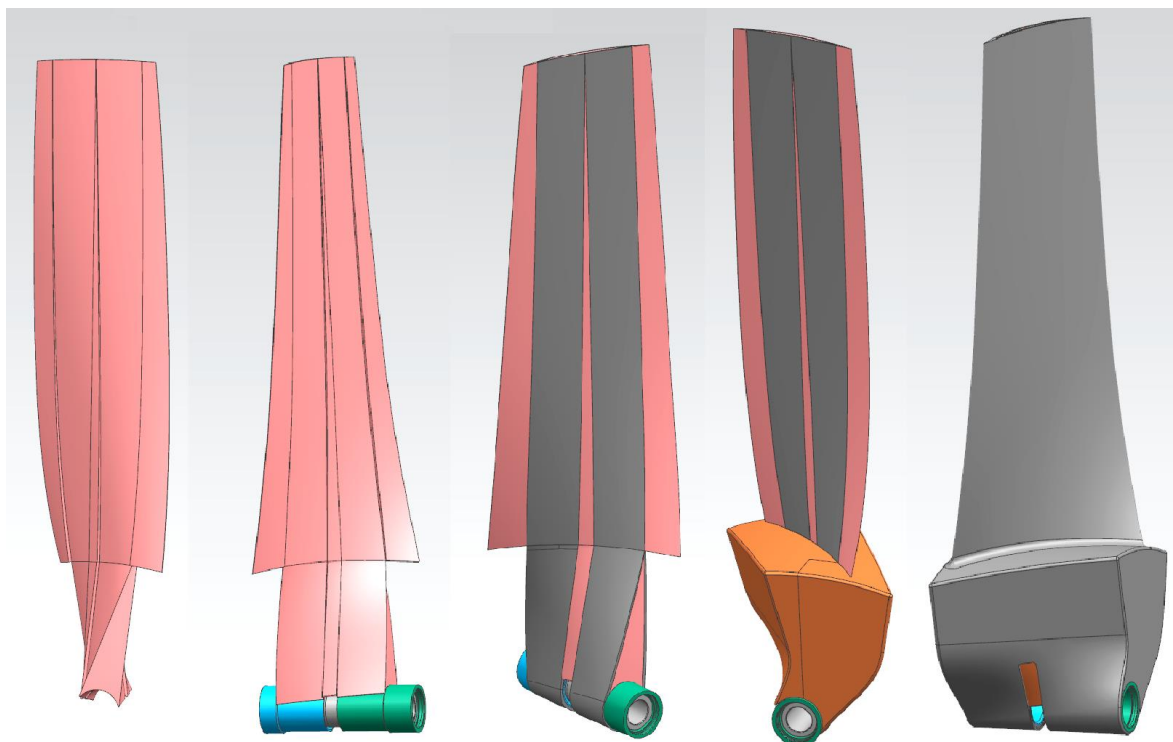


Obr. 27: Výroba pěnového jádra [37]

(1) Forma z pružného materiálu; (2) Pevné lože; (3) Vtokový / výtokový kanál; (4) Vedení pro injektáž pěny; (5) Pěnové jádro

Po vytvrzení jader se lopatka sestavuje. Nejprve se jádro listu přiloží na titanová pouzdra, která jsou na technologickém čepu společně s distančním kroužkem. Tento kroužek vymezuje prostor pro uchycení na rotorovém disku. Celek se opásá určitým množstvím vrstev uhlíkového prepregu z jednosměrné tkaniny. Pásnice je složena ze dvou pásků uložených těsně vedle sebe z důvodu překroucení listu v oblasti přechodu z čepu na list. S ohledem na přenášející zatížení jsou pásy proměnné tloušťky (směrem ke kořenu listu se přidává více vrstev prepregu). Následně jsou přiložena pěnová jádra patní části lopatky a celek se překryje určitým počtem vrstev potahového prepregu. Na místech s malými rádiusy se předepsaným způsobem přidá více vrstev prepregu a celý polotovár se vloží do formy, ve které je následně za zvýšené teploty v peci lopatka vytvrzena. Po vytvrzení a demontáži z formy se dále lopatka zahradí v místech přechodů a rádiusů. V místě distančního kroužku se vyfrézuje drážka pro uchycení lopatky na rotorový disk. [37]

Výše popsaný postup sestavení lopatky je znázorněn na Obr. 28, kde je sled dílčích kroků znázorněn pomocí modelu vytvořeného v programu Siemens NX.



Obr. 28: Postup výroby lopatky [37]

3.4 Obecný popis návrhu lopatky

Při návrhu lopatek z hlediska pevnostních a modálních vlastností kompozitní konstrukce je třeba brát v úvahu několik důležitých faktorů, které mohou pozitivně i negativně ovlivnit konečný návrh konstrukce [38]:

- Odolnost kompozitu (orientace a sled vrstev) proti vniknutí cizích těles během provozu
- Zajistit vhodné modální naladění lopatky z hlediska možného buzení kmitání
- Zajistit, že i při nejkritičtějším provozním režimu nenastane žádný mód poruchy

Teoretický výpočet a prošetření je nad rámec této práce. V praxi bývá často prověřené pomocí MKP, ale především je pevnostní průkaz ověřen pevnostní a únavovou zkouškou. Stejně tak modální analýza je v závěru návrhu experimentálně podložena tenzometrickým měřením.

3.4.1 Modální analýza

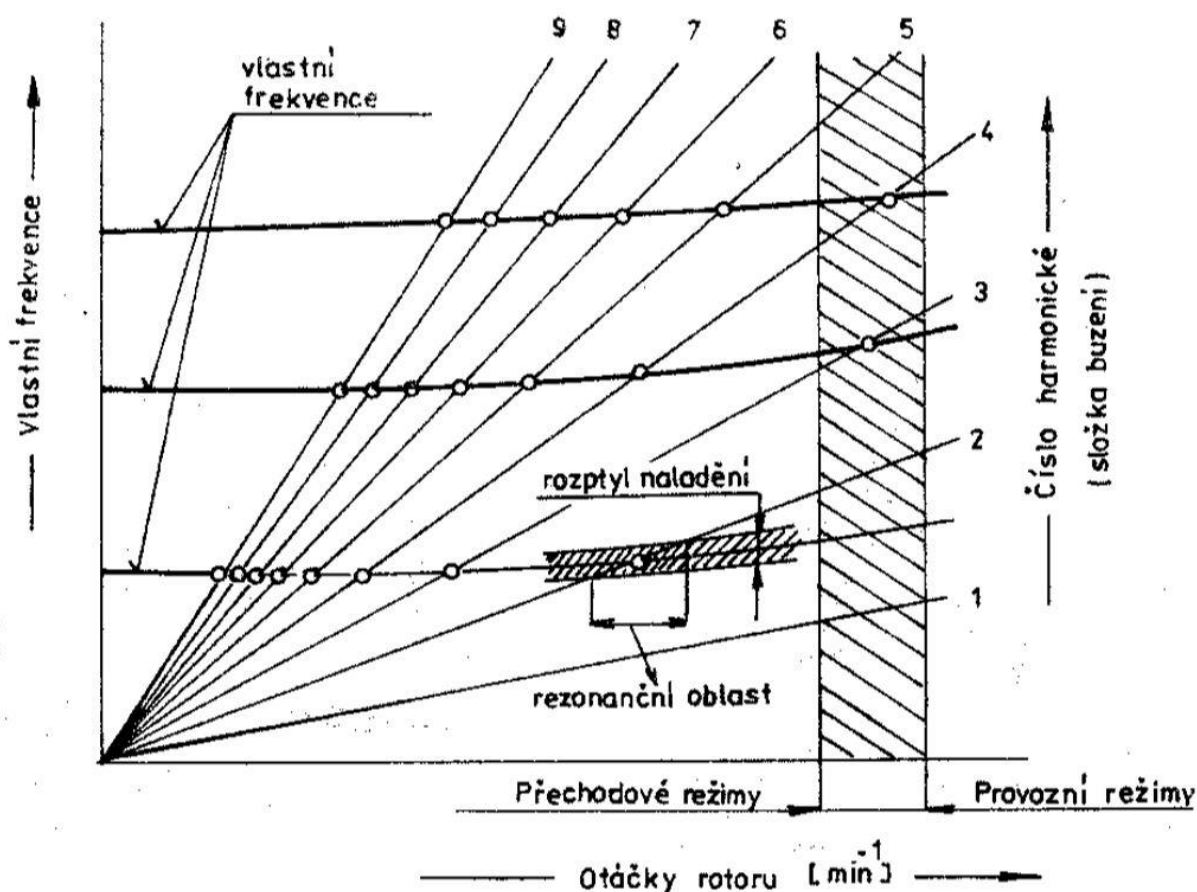
HCF je jedním z nejzávažnějších mechanismů poruch axiálních a radiálních lopatek turbín a kompresorů. Příčinou jsou vynucená rezonanční kmitání a samobuzené kmitání. Samobuzené kmitání je důsledkem aeroelastických vlastností soustavy. Více k samobuzenému kmitání viz. [36]. Při shodných nebo blízkých vlastních a budících frekvencích vzniká rezonanční kmitání. Modální analýza se zabývá hledáním vlastních frekvencí a tvarů kmitání, budících frekvencí a jejich vzájemné interakce. Odstranění nežádoucích dynamických stavů a následných únavových poruch vyžaduje věrohodné předvídání spektrálních a modálních charakteristik lopatkování. Jinými slovy je třeba znát budící jevy a samobuzené kmitání při určitých provozních podmínkách. Tyto vlastnosti je třeba predikovat již v návrhové fázi lopatek a disků, dále je třeba upřesnit tyto informace během vývoje a ověřit konečným tenzometrickým měřením za provozu. Jedná se o iterační proces předvídání, identifikace a konstrukční úpravy. Kmitání lopatek je ve většině případů třeba brát v dynamické vazbě s diskem. Izolovaný případ je možné řešit jen u ohybově relativně tuhých disků. [36]

Jak již bylo zmíněno, kmitání je charakterizováno vlastní frekvencí, tvarem a výchylkami kmitání, které odpovídají určité úrovni dynamického zatížení. Lopatky mají teoreticky nekonečný počet vlastních tvarů a frekvencí, nicméně konstrukčně zajímavé jsou většinou první dva ohybové tvary v rovině minimální tuhosti, základní rotace a základní ohyb v rovině maximální tuhosti. Vyšší módy se mohou uplatnit v závislosti na tvaru lopatky a podmínkách buzení. Vlastní frekvence, které je třeba kontrolovat se u malých lopatek mohou pohybovat řádově i nad 10 000 Hz. [36]

Nebezpečné vlastní frekvence jsou ty, které se v rozsahu provozních otáček dostávají do rezonance s budícími zdroji o dostatečné intenzitě. Výsledné napětí se pak dostává do oblasti únavové pevnosti. Vlastní frekvence torzních tvarů jsou v závislosti na otáčkách rotoru téměř konstantní. U ohybových tvarů se vlastní frekvence vlivem odstředivé síly s otáčkami rotoru zvyšuje. Vlivem otáček roste tuhost uložení lopatek na disku a tím také rostou vlastní frekvence. V případě turbínových rotorů je třeba zohlednit i změnu teploty, neboť s rostoucí teplotou klesá modul

pružnosti v tahu. Vlastní frekvence je úměrná \sqrt{E} , tudíž s rostoucí teplotou vlastní frekvence klesají. [36]

Grafickým znázorněním rezonančních stavů a jejich ověřování je rezonanční diagram známý také jako tzv. Cambellův diagram, který je složen z frekvenčního diagramu. Cambellův diagram znázorňuje závislost vlastních frekvencí kmitání na otáčkách. Diagram vzniká zakreslením budících frekvencí, které odpovídají násobku otáček. Resonanční stavy jsou průsečíky vlastních frekvencí a budících frekvencí, jak je patrné z Obr. 29. Cambellův diagram lze na základě výpočtů, MKP modelů apod. predikovat a vytvořit jakýsi teoretický odhad, nicméně nejdůvěryhodnější Cambellův diagram lze získat jedině z výsledků provozních tenzometrických měření. Až toto experimentální měření potvrzuje přítomnost rezonančních stavů a určuje jejich významnost pro různé harmonické složky v závislosti na provozních otáčkách. [36]



Obr. 29: Cambellův diagram [36]

Buzení vynuceného kmitání může být rozděleno na buzení aerodynamického původu a buzení prostřednictvím disku. Buzení aerodynamického původu je vyvoláno periodickými změnami v proudové cestě, rotujícím odtržením nebo některými typy

buzení stochastického charakteru. Buzení prostřednictvím disku vzniká vlivem přenášení sil ze soustavy motoru, uložení rotoru a vlastního kmitání rotoru a disku. [36]

Nejčastější příčinou únavových poruch v případě axiálních kompresorů, je aerodynamické buzení způsobené odtržením proudu v nenávrhových režimech (otáčkách). V některých případech se tento vliv týká také turbínových stupňů a radiálních kompresorů. [36]

Nejznámějším a nejprobádanějším buzením kmitání je způsobeno překážkami v proudové cestě. Toto buzení postihuje kompresorové, dmychadlové i turbínové lopatky. V proudové cestě jsou téměř vždy konstrukční prvky, které narušují plynulost proudění. Úplavy od těchto prvků zasahují rotující lopatky a tím představují periodicky budící zdroj. K pulzování aerodynamických sil dochází ve frekvenci rovnající se otáčkám násobeným počtem prvků, které narušují plynulost proudění. Do prvků, které narušují toto proudění řadíme především statorové a rozváděcí lopatky, žebra, počet hlav spalovací komory apod. Pro všechny rotorové lopatky přichází v úvahu budící harmonická (největší společný dělitel počtu lopatek a obou sousedících rozvaděčů). Proto se počety lopatek volí tak, aby neměly společného dělitele. Intenzita buzení závisí na šířce mezery mezi statorem a rotorem. [36]

Poslední typy buzení jsou vlivem uchycení lopatky a náhodné stochastické typy buzení, způsobené například turbulentním prouděním a následným buffetingem. Více k jednotlivým typům a tlumení buzení viz. [36]

Hlavním cílem návrhu skladby kompozitu je správné modální naladění lopatky z pohledu možných budících složek, které vyplývají z charakteru konstrukce samotného dmychadla. Základním předpokladem je, že první vlastní frekvence lopatky nesmí být buzena harmonickou složkou buzení v celém rozsahu pracovních otáček. Při každé otočce je rotorová lopatka buzena každou statorovou lopatkou. Vynásobí-li se počet statorových lopatek otáčkami rotoru, vypočte se hledaná harmonická složka. [38]

Tyto vypočtené parametry jsou jakýmsi teoretickým odhadem pro prvotní představu, v jakém řádu se vlastní frekvence pohybují. Jak již bylo zmíněno, v praxi je třeba modální parametry naměřit na reálné součásti. Na základě těchto parametrů je poté třeba optimalizace délky a počtu vrstev pásnice lopatky a potahových vrstev.

Teoretický výpočet vychází ze složitých empirických vztahů pro výpočet vlastních frekvencí. [38]

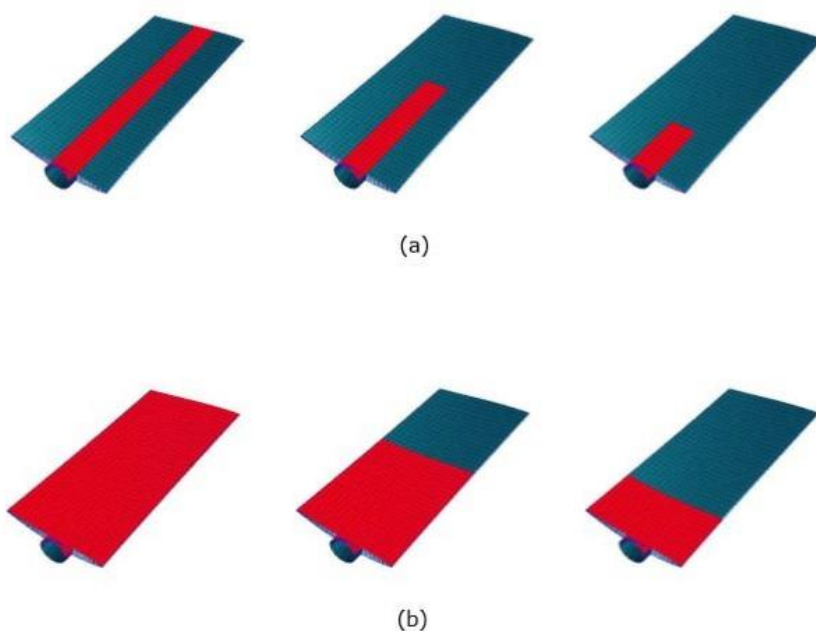
Na základě obecného vztahu (2.1) pro výpočet vlastních frekvencí je patrné, že změnu modálních vlastností při zachování geometrie je možné provést změnou hmotnosti nebo tuhosti. Mezi hmotností a vlastní frekvencí je nepřímá úměra, mezi tuhostí a vlastní frekvencí je úměra přímá. Z úhlové rychlosti se stanoví *vlastní frekvence kmitání f* ze vztahu (2.2). [38]

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.1)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2.2)$$

Kde ω je úhlová rychlost, k je tuhost lopatky a m je hmotnost lopatky.

Rozhodující vliv na modální vlastnosti má přechodová oblast mezi kořenovou částí a samotným listem lopatky. Nejvyšší tuhost je proto směřována do této oblasti. Konstrukčně je toto dosaženo odstupňováním vrstev pásnic i potahu lopatky viz. Obr. 30. Předimenzování špičky lopatky je jednak plýtváním materiálem a zároveň také vede z důvodu rostoucí hmotnosti k velmi negativnímu ovlivnění modálních vlastností. [38]



Obr. 30: Odstupňování vrstev a) pásnice b) potahové vrstvy lopatky; upraveno dle [38]

Pro navržený systém skladby je třeba následně provést experimentální modální analýzu. Výstupem je již zmíněný Campbellův diagram popisující celé průběhy vlastních frekvencí v závislosti na otáčkách dmyhadla. [38]

3.4.2 Pevnostní analýza

Na základě znalostí základního zatížení lopatek popisovaného v kapitole 3.2 se vypočte zatížení lopatky analyticky, případně pomocí MKP. Pro stanovené zatížení se v první fázi navrhne a pevnostně dimenzuje lopatka. Finální návrh skladby je třeba ověřit, zda je schopen snášet zatížení od aerodynamických a odstředivých sil během všech provozních režimů. Jak již bylo zmíněno, teoretický výpočet a prošetření je nad rámec této práce. V praxi bývá často prověřené pomocí MKP, ale především je pevnostní průkaz ověřen pevnostní a únavovou zkouškou. [36]

Z praxe plyne, že pro návrh kompozitního dmyhadla je hlavním požadavkem dosažení požadované tuhosti a správné modální naladění lopatek, tedy optimální naladění frekvencí vlastních tvarů kmitání. Pevnost bývá zpravidla postačující a její kontrolu lze provést až na závěr za podmínky ověřené konstrukce paty lopatky, která přenáší téměř všechna provozní zatížení. [38]

Požadavky na dodržení tuhosti a pevnostních vlastností lopatek mají vyšší prioritu než dodržení aerodynamicky ideální geometrie dle návrhu. Jinými slovy aerodynamická optimalizace je vždy omezena okrajovými podmínkami plynoucími z výpočtů pevnosti a tuhosti. Dále ji také omezují hlukové emise a maximální přípustné hmotnosti. [38]

4 Návrh únavové zkoušky

Každý výrobce, který se zabývá návrhem a výrobou vrtulí, lopatek dmychadla, kompresoru apod., musí na základě zkoušek daných předpisem prokázat, že vyrobený celek odpovídá požadovaným specifikacím, pro které byl navržen. Specifikacemi se rozumí, pro které typy a výkony motorů a způsobu zástavby je v tomto případě dmychadlo navrženo. Každý úřad má své předpisy, které stanovují, jakým způsobem probíhá certifikační zkouška. Jelikož se jedná o dmychadlo ultralehkého letounu, v tomto případě by se certifikační zkouška řídila předpisy dle LAA. [39]

Z praxe se osvědčilo, že bez zkoušení není možné úspěšně vyrábět a certifikovat vrtule a obecně rotory jako takové. Na lopatkách se provádí celá řada zkoušek. Mezi ty nejznámější patří například [38]:

- Modální analýza (frekvenční naladění lopatek)
- Statická ohybová zkouška
- Statická tahová zkouška
- Zkouška vytržení kořenové části
- Zkouška kořene přetížením za rotace

Kromě pevnostních zkoušek jsou důležité také únavové zkoušky. Výpočetní metody mohou vytvořit pouze předpoklad pro stanovení potřebné životnosti, avšak rozhodující jsou vždy experimentální studie a vlastní provoz. [36]

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.2, rozlišuje se LCF a HCF. Do HCF se řadí dynamické namáhání lopatek od vlastních frekvencí a tvarů kmitání. Problémy s HCF a její vazba na dynamické účinky se řeší vždy při každém návrhu a zkoušení rotorů jako takových. LCF limituje životnost studených i teplých částí motoru. LCF se řeší především u lopatek turbíny. Dochází zde k teplotnímu cyklování, se kterým souvisí také creepové jevy. Dále je LCF řešena při vysokých úrovních kvazistatických napětí v oblasti zámku a patní části lopatek kompresoru a dmychadel. [36]

Jak již bylo zmíněno, LCF je značně řešena u rotorů turbín. Z toho také plyne fakt, že navržených únavových zkoušek pro turbíny je mnoho. Únavové zkoušky jsou založeny na cyklickém zatěžování teplotou, otáčkami nebo jejich kombinací. Zatěžování teplotou se v praxi řeší např. ohřevem el. indukci nebo el. odporem.

Zatížení odstředivou silou je řešeno reálným cyklováním rotací nebo jednoosým zatěžováním na hydraulických trhacích nebo únavových strojích. Většina těchto zkoušek udává přibližnou představu o únavových projevech a životnosti součástí, protože navržené zkoušky neimitují kombinaci všech reálných zatížení, ale vždy pouze dané zatěžující složky. Nejpřesnější výsledky jsou proto jedině ze zkoušek reálných částí při provozních podmínkách představujících skutečné letové cykly. [36]

NCÚ rotorů dmychadel je řešena v oblasti zámku a patní části lopatky při vysokých kvazistatických zatížení. Zkoušky jsou realizovány cyklováním za rotace nebo jednoosým zatěžováním na hydraulických trhacích strojích. V této diplomové práci byla navržena únavová zkouška, ve které je lopatka podrobena cyklicky míjivému tahovému zatěžování až do destrukce lopatky. Zkouška byla navržena na zatěžování v hydraulickém trhacím stroji, kdy je zatěžování řízené zatěžující silou. Jedná se tedy o tzv. měkké zatěžování. [36]

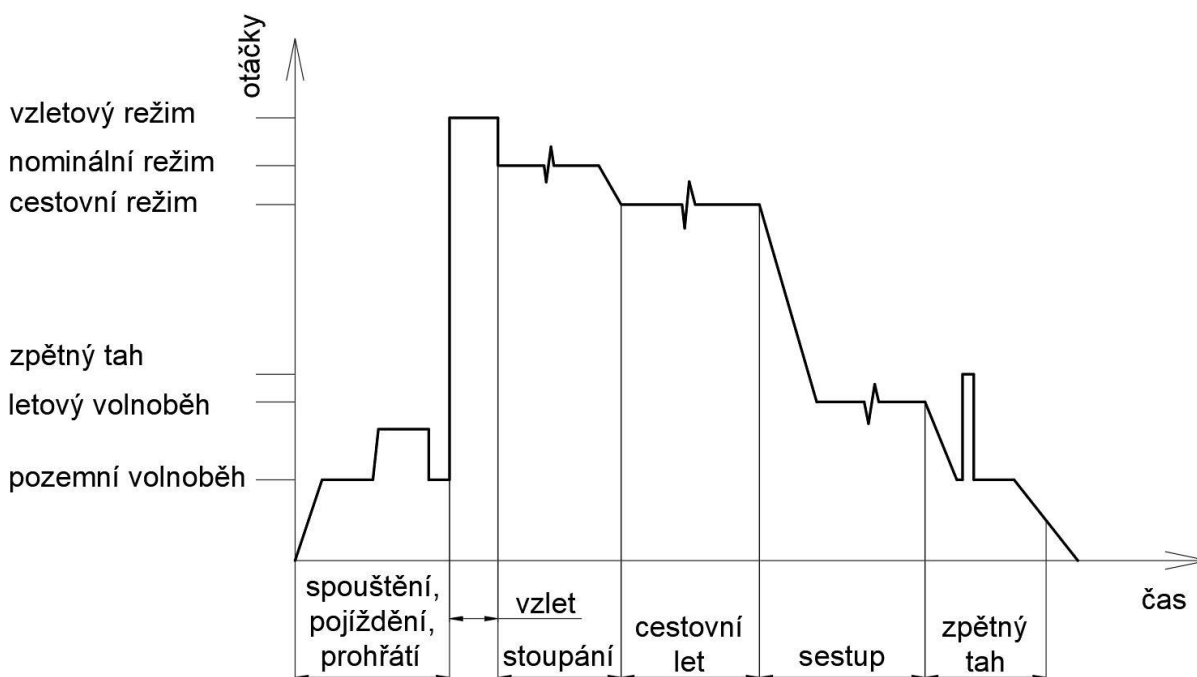
4.1 Popis únavové zkoušky

Cílem zkoušky je podrobit sadu vzorků cyklicky míjivému tahovému zatížení předem definovanou zátěžnou historií až do destrukce lopatky. Dle [40] je stanoveno minimálně tři vzorků pro statistické vyhodnocení. Z důvodu zpřesnění statistického vyhodnocení bylo navrženo k podrobení únavové zkoušce 7 vzorků, tedy 7 lopatek. Výstupem zkoušky je naměřený počet cyklů N do poruchy. Pro každý cyklus je zaznamenáván průběh deformace (prodloužení a zkroucení lopatky). Měření deformací je prováděno nepřímou, kdy za pomoci laserových polohoměrů jsou měřeny vzdálenosti, které jsou následně přepočítány na prodloužení lopatky Δl a zkroucení φ . Na základě těchto deformací lze zpětně stanovit pokles tuhosti lopatky, který by se případně projevil prodloužením lopatky nad stanovenou mez.

Definice zátěžného cyklu

Definování zátěžného cyklu je nezbytným předpokladem pro dosažení korektních výsledků. Zátěžný cyklus dopravního letounu je většinou pro každý let podobný. Letoun po vzletu stoupá do cestovní hladiny, dále pokračuje v letové hladině, a před cílovou destinací zahájí klesání a přistane. Tento zátěžný cyklus se vyjma nepředvídatelných událostí a meteorologických vlivů významně nemění. Pro ilustraci

je příklad zátěžného cyklu motoru dopravního letounu schematicky znázorněn na Obr. 31.



Obr. 31: Příklad typového cyklu motoru v civilní dopravě [36]

Stanovení zátěžného cyklu motoru, resp. lopatky dmychadla pro sportovní letouny, není tak jednoznačné. Sportovní letouny v průběhu letu střídají režimy motoru a přecházejí z jednoho režimu na druhý mnohokrát a nepravidelně téměř během každého letu. Každá tato změna režimu může mít vliv na odčerpávání životnosti lopatek dmychadla. Stanovení průměrného zátěžného cyklu pro sportovní letouny je proto téměř nemožné.

Pro únavovou zkoušku lopatky dmychadla byl navržen nejjednodušší cyklus, který předpokládá sinusový průběh zatěžující síly, jež odpovídá odstředivé síle při nulových a maximálních otáčkách rotoru.

Mezní stavy

Za mezní stav zkoušky byla stanovena destrukce lopatky. Dalším mezním stavem je pokles tuhosti, jenž se projeví prodloužením lopatky, při kterém by v provozu došlo ke kontaktu rotujících lopatek s proudovou trubicí. Tento mezní stav je vyhodnocen na závěr zkoušky ze záznamu deformací naměřených laserovými polohoměry, kde jako mezní stav bylo stanoveno prodloužení lopatky o $\Delta l = 1 \text{ mm}$.

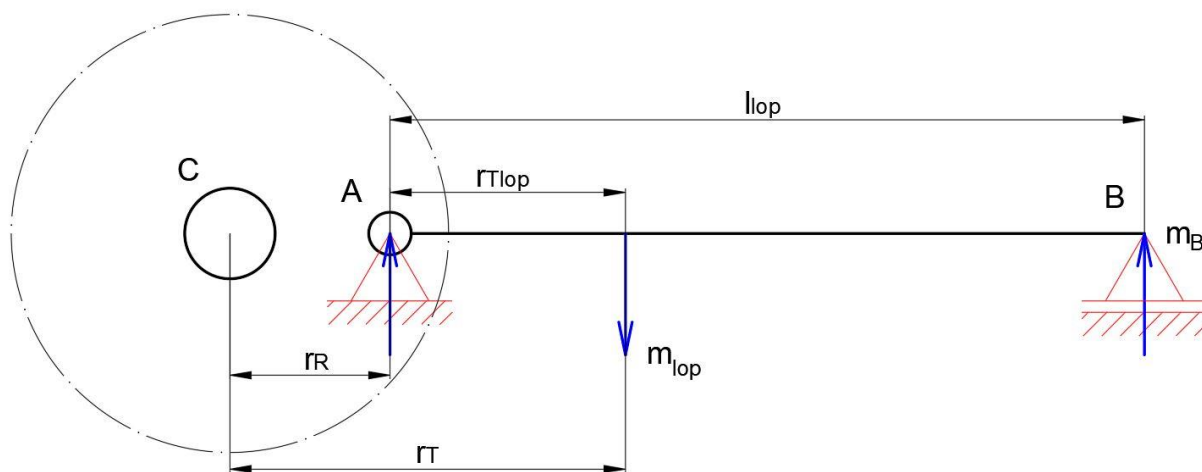
4.2 Výpočet zatížení lopatky

Zatížení působící na lopatky dmyhadla byla popsána v kapitole 3.2. Jak již bylo uvedeno, nejvýznamnějším zatížením dmyhadla je tahové zatížení od odstředivé síly. V této podkapitole je uveden výpočet odstředivé síly, kterou bude zatěžována lopatka při únavové zkoušce v hydraulickém trhacím stroji ZUZ 200. Výpočet je uveden pro jednu lopatku. U dalších lopatek je postup výpočtu analogický.

4.2.1 Stanovení hmotnosti a těžiště lopatky od osy rotace

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2, i přes precizní dodržování výrobních ověřených postupů a technologií, nelze vyrobit dva stejné kompozitní díly s naprosto stejnou vnitřní strukturou. V případě lopatek dmyhadla se tato nedokonalost projeví vyšším rozptylem výsledků z únavové zkoušky. Dalším projevem je skutečnost, že hmotnost každé vyrobené lopatky se může nepatrně měnit stejně tak jako poloha těžiště. Tyto drobné změny se projeví ve vypočtené odstředivé síle.

Každá vyrobená lopatka se musí zvážit s přesností alespoň na desetiny gramu. Následně se stanoví poloměr polohy těžiště lopatky k ose rotace. Princip určení polohy těžiště je schematicky znázorněn na Obr. 32.



Obr. 32: Schéma stanovení polohy těžiště lopatky

A – osa čepu lopatky uchycené k disku, B – umístění digitální váhy, C – osa rotace disku

Lopatka je zavěšena na čep. Na konci listu je umístěna digitální váha, pomocí které se stanoví hodnota m_B . Následně se od osy čepu změří délka lopatky l_{lop} .

Na základě momentové rovnováhy k bodu **A** byl pro výpočet polohy těžiště lopatky odvozen vztah (3.1). Dále je ze vztahu (3.2) stanoven *poloměr polohy těžiště lopatky k ose rotace*.

$$r_{Tlop} = \frac{m_B * l_{lop}}{m_{lop}} \quad (3.1)$$

$$r_T = r_R + r_{Tlop} \quad (3.2)$$

Kde r_{Tlop} je *poloha těžiště lopatky od osy uchycení*, m_B je *hmotnost* naměřená na konci listu zavěšené lopatky, l_{lop} je *délka lopatky od osy uchycení*, m_{lop} je *hmotnost lopatky*, r_R je *poloměr osy rotace disku od osy uchycení lopatky* a r_T je *poloměr polohy těžiště lopatky k ose rotace*.

V Tab. 2 jsou uvedeny naměřené a vypočtené hodnoty a jejich srovnání s modelovými parametry. Měření a výpočet je třeba provést u každé lopatky, která bude podrobena únavové zkoušce. Z důvodu nedostatku vzorků byl výpočet proveden jen pro jeden dostupný vzorek.

Tab. 2: Naměřené a vypočtené parametry lopatky

Veličina	Model lopatky	Skutečná lopatka
m_{lop} [kg]	0,153	0,150
l_{lop} [m]	0,266	0,266
m_B [kg]	-	0,046
r_R [m]	0,0654	0,0654
r_{Tlop} [m]	0,0681	0,0816
r_T [m]	0,1335	0,147

4.2.2 Výpočet odstředivé síly

Zatížení lopatky dmychadla je dáno převážně odstředivou silou. Tato odstředivá síla se na základě parametrů v Tab. 2 stanoví pro každou lopatku podrobenou únavové zkoušce. Výpočet odstředivé síly pro maximální otáčky rotoru je dán vztahem (3.3). Na základě předpisu UL-2 byla tato odstředivá síla vynásobena součiniteli bezpečnosti

viz. vztah (3.4). Součinitelé bezpečnosti a veličiny vstupující do výpočtu jsou včetně výsledné síly, kterou bude lopatka zatěžována při únavové zkoušce, uvedeny v Tab. 3.

$$F_o = m_{lop} * \left(2 * \pi * \frac{n_{max}}{60}\right)^2 * r_T \quad (3.3)$$

$$F = F_o * k_1 * k_2 \quad (3.4)$$

Kde F_o je *odstředivá síla*, n_{max} jsou *maximální otáčky rotoru*, k_1 je *základní součinitel bezpečnosti* dle předpisu UL-2, k_2 je *zvyšující součinitel bezpečnosti pro kompozitní materiály* a F je *vypočtená zatěžující síla*.

Tab. 3: Vypočtené zatížení rotorové lopatky dmychadla a další hodnoty vstupující do výpočtu

Veličina	Model lopatky	Skutečná lopatka
$n_{max} [min^{-1}]$	8 000	8 000
$F_o [N]$	15 938	15 476
$k_1 [1]$	1,5	1,5
$k_2 [1]$	1,25	1,25
$F [N]$	29 884	29 018

4.3 Postup únavové zkoušky

V této podkapitole byl stručně popsán v dílčích krocích postup únavové zkoušky. Některé hodnoty, jako například délka vystupující patní části z přípravku nebo délka odříznuté špičky lopatky, byly empiricky zvoleny na základě předchozích ověřených zkušeností z trhacích zkoušek, které byly v Leteckém ústavu ČVUT FS dříve konány.

Uchycení lopatky do přípravku

Prvním krokem je uchycení lopatky do přípravku, který je popsán v kapitole 5.1. Přípravek je rozdělen do 2 hlavních částí a jeho složení v jeden celek bylo sepsáno do několika dílčích kroků:

- Odřízne se přibližně 50 mm špičky listu předepsaným způsobem pro obrábění kompozitu, tak aby nedošlo k delaminaci v místě řezu.

- Pomocí upraveného šroubu se upevní patní část lopatky k axiálnímu ložisku, které nahrazuje disk rotoru a zajistí se závlačkou.
- Složí se čtyřdílná schránka pomocí šroubových spojů. Vnitřní stěny schránky je třeba čističem odmastit a vytrít suchým hadrem pro zvýšení přilnavosti mezi lepidlem a schránkou.
- Stejným způsobem se odmastí a vyčistí také list lopatky.
- Předepsaným způsobem se připraví lepidlo Hysol-9394.
- Lepidlem se vyplní dutina schránky a vsune se do ní lopatka tak, aby přibližně 100 mm patní části vystupovalo z přípravku. V této pozici se nechá předepsaným způsobem lepidlo vytvrdit.

Uchycení lopatky do trhacího stroje ZUZ 200

- K horní části přípravku (čtyřdílná schránka s přilepenou lopatkou) se pomocí čepu a závlačky upevní mezičlánek navržený v kapitole 5.2.
- Lopatka v celém přípravku se umístí mezi čelisti trhacího stroje a pomocí čepu a závlačky se upevní k horní a dolní části trhacího stroje.

Rozmístění laserových polohoměrů

- Dle schématu se na přípravek umístí odrazové plochy pro měření laserovými polohoměry. Odrazová plocha může být například kus velmi tenkého hladkého plechu tvaru písmene L, který se přilepí na předdefinovaná místa.
- Rozmístí se laserové polohoměr A a B. Je velmi důležité umístit polohoměry tak, aby laserový paprsek po celou dobu zkoušky dopadal na odrazovou plochu i při rozkručování lopatky, při kterém bude docházet k mírnému posunutí odrazové plochy. Musí být zajištěno, aby v blízkosti laserových polohoměrů nebyl žádný jiný zdroj světla nebo ostrý světelný odraz.
- Umístí se 2 laserové polohoměry C ve stejné rovině tak, aby jeden snímal vzdálenost náběžné hrany a druhý odtokové hrany lopatky.
- Změří se vzdálenost c' mezi lasery polohoměrů v místě C.

- Všechny polohoměry se zapojí pomocí kabelů s příslušnými konektory k PC.

Trhací zkouška

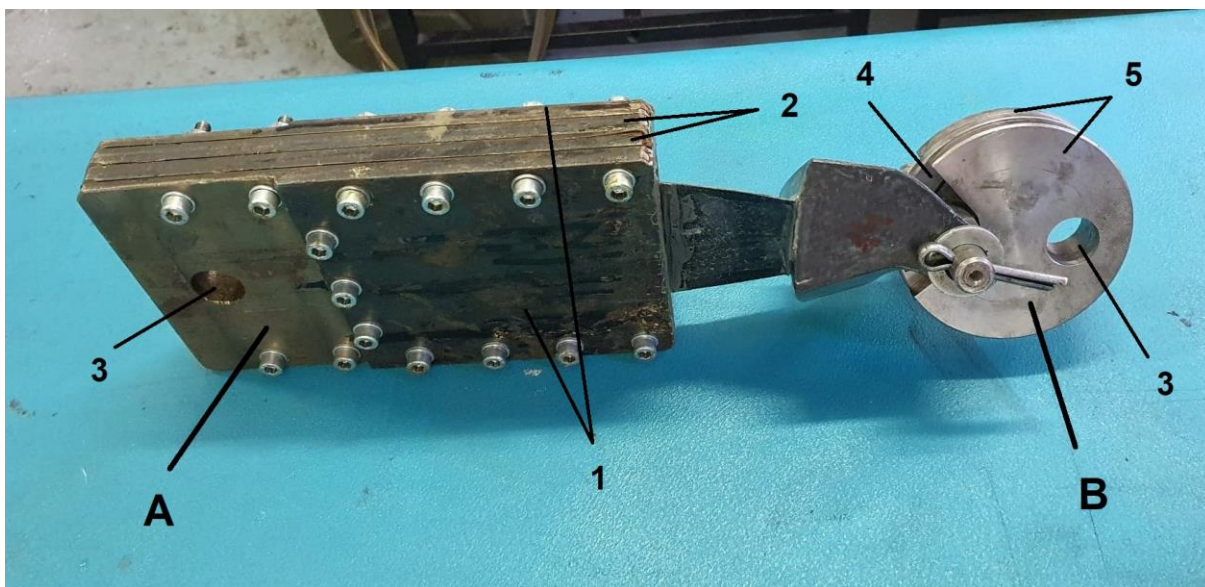
- V softwaru ovládání trhacího stroje se navolí frekvence 1 Hz a zatěžující síla je zvolena nejvyšší z vypočtených. Měřené veličiny (síla F a počet cyklů N) jsou zpracovávány záznamovým zařízením INOVA data manager. Vzorkovací frekvence musí být s ohledem na následné vyhodnocování shodná pro všechna záznamová zařízení v daných uzlech. Vzorkovací frekvence byla zvolena 100 Hz.
- V softwaru ILD 1420 Tool dostupném na webových stránkách výrobce Micro-Epsilon se načtou všechny laserové polohoměry a označí se dle konkrétních veličin, které jsou měřeny. Oddělí se záznam ze snímačů A a B od snímačů C.
- Všechna záznamová zařízení jsou přes příslušný software propojena s měřicí ústřednou, tak aby naměřená data byla synchronní v reálném čase.
- Polohoměry A a B se vynulují, aby naměřené veličiny dosazené do příslušných vztahů přímo vypočetly deformaci (neboli změnu délky) lopatky.
- Na stativ se umístí v blízkosti lopatky kamera pro videozáznam únavové zkoušky.
- Spustí se záznam kamery, polohoměrů a trhací stroj.
- Na závěr únavové zkoušky, která končí destrukcí lopatky, se zastaví trhací stroj, vypnou se všechna záznamová zařízení a následuje vyhodnocení zkoušky viz. kapitola 6.

5 Návrh přípravku pro únavovou zkoušku

K provedení pevnostních či únavových zkoušek je třeba navrhnout vhodný přípravek, který nahrazuje uchycení lopatky k rotorovému disku a umožňuje uchycení lopatky do zkušebního trhačního stroje ZUZ 200. Přípravek musí zajistit vyhovující distribuci zatížení do zkoušeného předmětu. Na zkušební přípravky jsou kladeny velké požadavky ve smyslu pevnostních a únavových vlastností, proto musí být přípravek optimálně předimenzován už jen z důvodu, aby bylo možné opakovatelného využití. Tím jsou sníženy náklady na další experimentální zkoušky. V této kapitole je popsán přípravek používaný v Leteckém ústavu FS ČVUT a návrh úpravy přípravku, respektive návrh mezičlánu pro aplikaci k provedení únavové zkoušky navržené v této diplomové práci.

5.1 Výchozí přípravek

Výchozí přípravek používaný v Leteckém ústavu ČVUT FS pro zkoušku na početní a provozní zatížení se skládá ze 2 hlavních částí viz Obr. 33.



Obr. 33: Přípravek pro trhačí zkoušku;

A) První (horní) část, B) Druhá (dolní) část;

1-hlavní desky, 2-vymezovací desky, 3-otvory pro čep, 4-ocelový kroužek, 5-výztužné segmenty

První část je tvořena dvěma hlavními deskami, které jsou přes vymezovací úzké desky sešroubovány k sobě. V přípravku tak vzniká dutina obdélníkového průřezu. Dutina přípravku není dostatečně hluboká, listy lopatky se proto zkracují o přibližně 50 mm odříznutím konce listu. Toto zkrácení lopatky má na výsledky zkoušky minimální vliv. List lopatky je v přípravku umístěn tak, aby předpokládané kritické místo u kořene listu nebylo ovlivněno jeho upevněním. Z přípravku vystupuje zhruba 100 mm patní části lopatky, tak aby nedocházelo k přetěžování listu v nežádoucím místě vlivem uchycení lopatky daleko od kořenové části. [41]

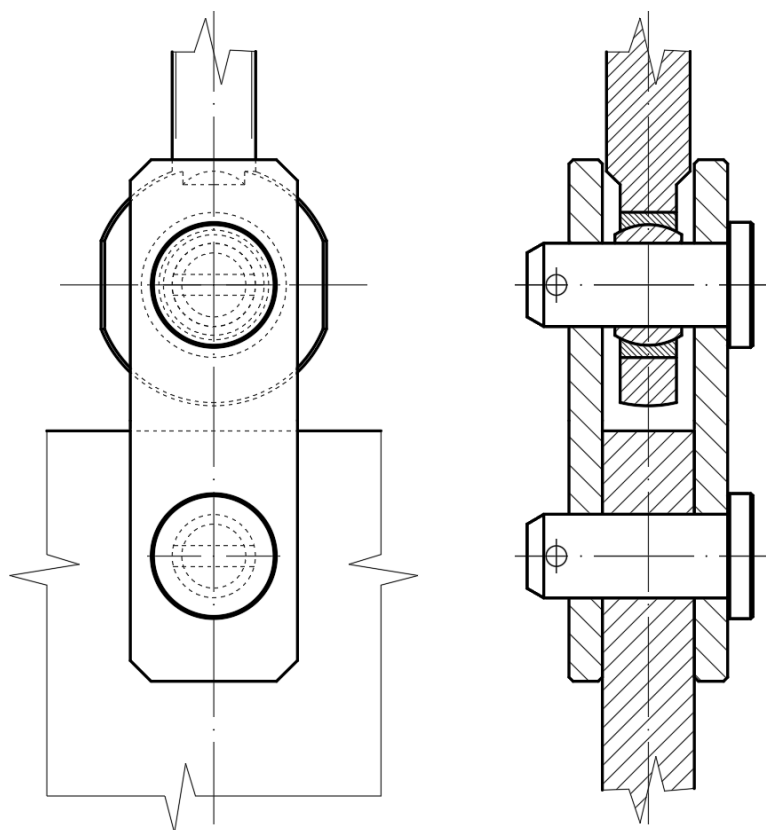
Dutina schránky se vyplní lepidlem a následně se do ní vsune lopatka. Lepidlo v přípravku se vsunutou lopatkou se nechá vytvrdit. V leteckém ústavu FS ČVUT se používá certifikované letecké lepidlo Hysol-9394, které se vytvrzuje po dobu jednoho týdne při pokojové teplotě. Tuto dobu vytvrzování lze předepsanými postupy zkrátit zhruba na 1 hodinu vytvrzováním za teploty přibližně 60 °C. Tím se výrazně sníží časová náročnost celého experimentu. V horní části desky je díra, kterou je přípravek s lopatkou upevněn přes čep k hydraulickému trhacímu lisu. [41]

Druhá část přípravku je tvořena axiálním ložiskovým kroužkem o průměru 65 mm, který nahrazuje disk dmychadla. Upnutí do trhacího stroje ZUZ 200 je realizováno pomocí dvou vzájemně vystředěných čelistových kroužků s otvorem pro upevnění k hydraulickému trhacímu lisu pomocí čepu. Lopatka je k druhé části přípravku zavěšena na čepu z upraveného šroubu pevnostní třídy 8G a zajištěna závlačkou. [41]

Obě části přípravku byly navrženy s výrazným předdimenzováním, proto se při cyklické zkoušce neočekává, že by došlo k selhání přípravku. Kritickou částí přípravu je ocelový kroužek viz. (4) na Obr. 33, který má stanovenou únosnost přibližně 36 kN. V případě selhání přípravku by se očekávalo selhání právě tohoto ocelového kroužku, který je svou geometrií navržen na hranici mezního stavu – je předdimenzován s nejnižším koeficientem bezpečnosti. Z tohoto důvodu by bylo řešením nahrazení dosavadního kroužku za kroužek geometricky stejný, ale vyrobený z pevnějšího materiálu. [41]

5.2 Návrh přípravku

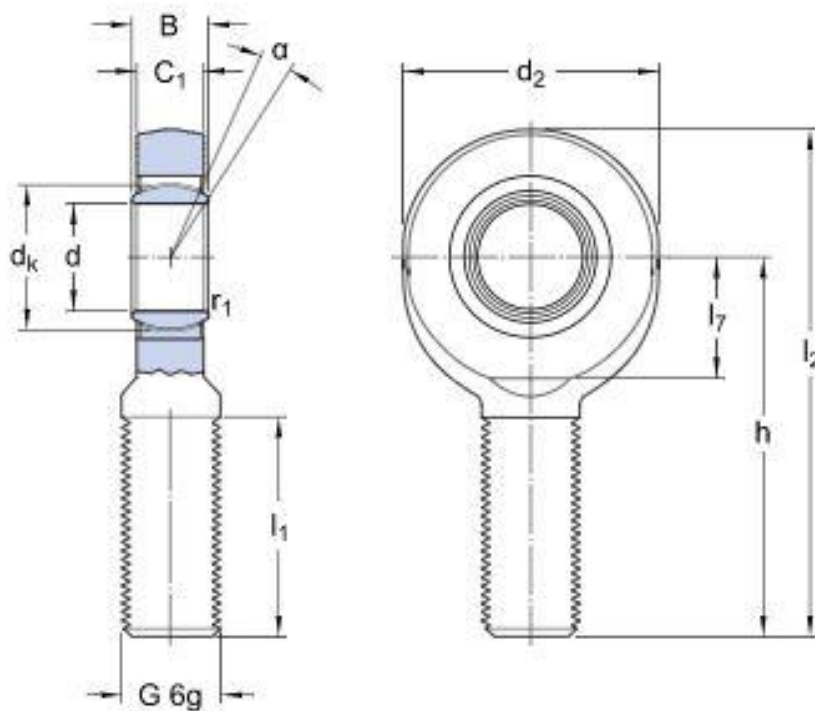
Návrh přípravku k uchycení lopatky pro únavovou zkoušku vychází z přípravku popsaného v kapitole 5.1. Pro účely této diplomové práce je třeba stávající přípravek modifikovat. Vlivem odstředivé síly, která na lopatku působí za rotace, dochází k rozkrucování listu. Pásnice mají snahu se napřimovat a potah listu rozkrucovat na úhel náběhu kořenové části, tedy ve stejném smyslu jako pásnice. Doposud používaný přípravek je pevně připevněn k trhacímu stroji a nedovoluje toto rozkrucování listu, což vnáší do lopatky přidavné vnitřní pnutí. První úprava spočívá v návrhu mezičlánu, který by umožnil při únavové zkoušce volné rozkrucování listu. Dolní část výchozího přípravku, již mnohokrát vyzkoušeného v praxi, byla ponechána beze změny. Modifikace, respektive návrh mezičlánu, se týká horní části výchozího přípravku. Navržený mezičlánek viz. Obr. 34 je pomocí čepu upevněn ke schránce s přilepenou lopatkou. Vůle mezi kloubovou hlavicí a spojovacími deskami umožňuje volné natáčení (bylo ověřeno v softwaru AutoCAD). Druhá úprava spočívá ve vhodném rozmístění laserových polohoměrů, které by umožnily snímat deformace lopatky při únavové zkoušce, tedy lokální zkroucení a protažení lopatky.



Obr. 34: Schéma navrženého mezičlánu přípravku umožňujícího volné kroucení

5.2.1 Návrh mezičlánku umožňující volné kroucení

Prvním bodem je návrh ložiska, které by umožnilo volné kroucení lopatky. Pro tyto účely byla navržena bezúdržbová kloubová hlavice s vnějším závitem ocel-bronz s označením **SA 20 C**. Ložisko viz. Obr. 35 bylo zvoleno na základě geometrických rozměrů a základních předepsaných únosností, které jsou shrnuty v Tab. 4. Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, přípravek byl navržen tak, aby byl dostatečně předdimenzovaný. Protože ložisko bude vykonávat pouze kývavý pohyb, je pro tuto aplikaci důležitá statická únosnost, která je víc jak 1,7x vyšší než skutečná zatěžující síla během únavové zkoušky. Tím by mělo být zaručené dostatečné předdimenzování této části přípravku. [42]



Obr. 35: Schéma kloubové hlavice [42]

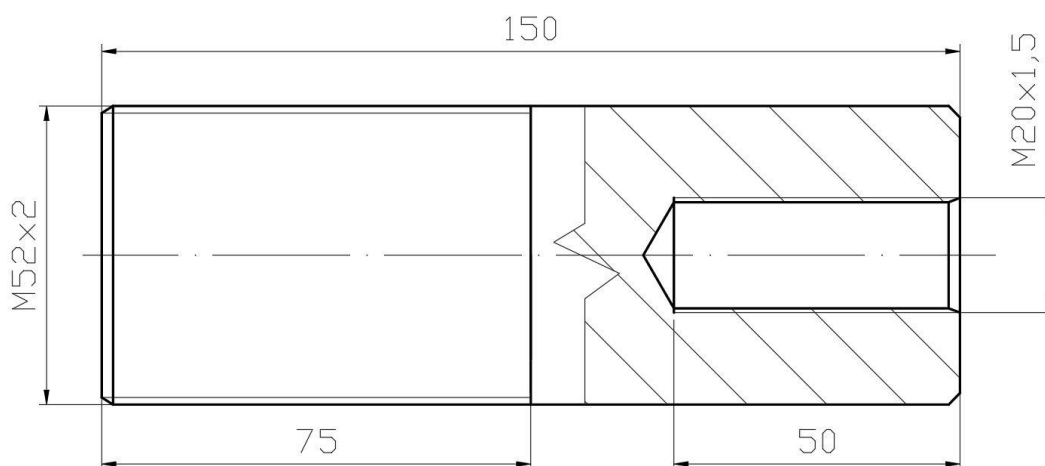
V Tab. 4 jsou pro informaci uvedeny základní parametry zvolené kloubové hlavice.

Tab. 4: Základní parametry kloubové hlavice SA 20 C [42]

Rozměr	d [mm]	20	Rozměr	α [°]	9
	d ₂ [mm]	max. 54		d _k [mm]	29
	B [mm]	16		l ₁ [mm]	min. 43
	G [-]	M 20x1,5		l ₂ [mm]	max. 107
	C ₁ [mm]	max. 13,5		l ₇ [mm]	min. 24
	h [mm]	78		r ₁ [mm]	min. 0,3
Statická únosnost	C ₀ [kN]	51	Dynamická únosnost	C [kN]	31,5

V hydraulickém trhacím stroji je díra se závitem M52x2. Závít kloubové hlavice je M20x1,5. Hlavice se musí upevnit k trhacímu stroji přes redukci, která byla navržena na základě dostupných redukcí a materiálů v Leteckém ústavu FS ČVUT.

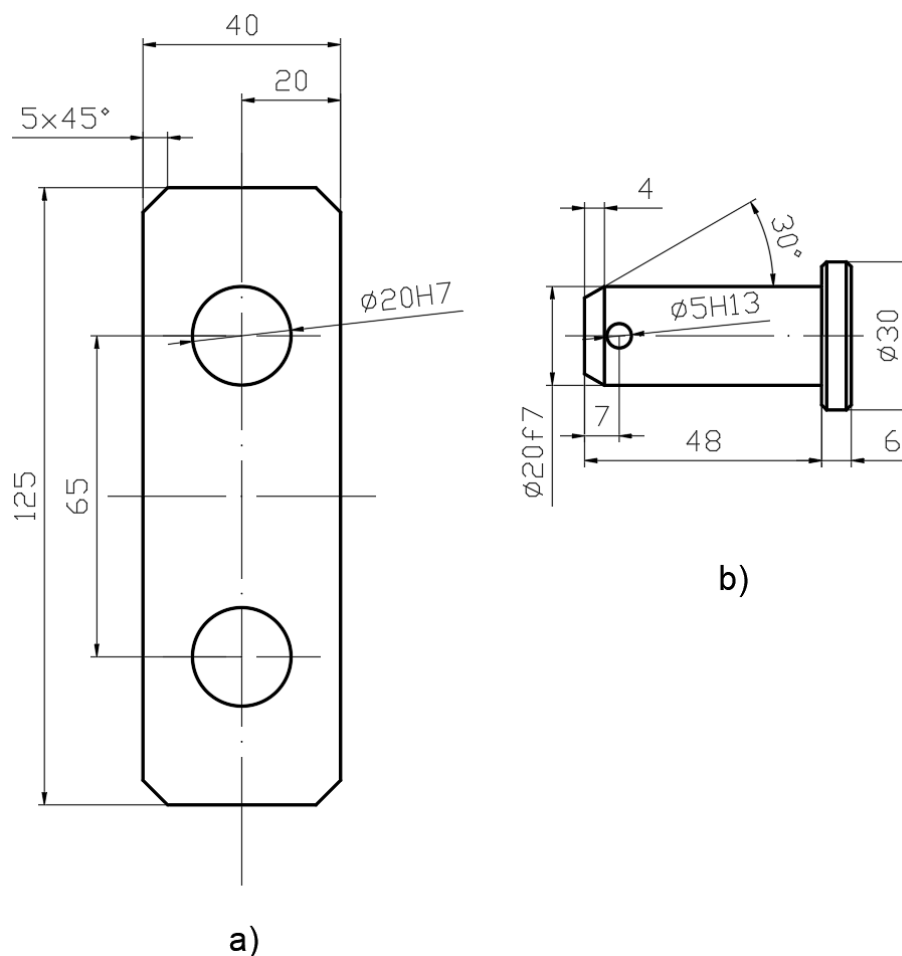
Výroba redukce byla navržena z ocelové kulatiny o průměru 52 mm, na které je vnější závít M52x2. Na druhém konci byla vrtákem $\varnothing 18,5$ vyvrtána díra s hloubkou 50 mm, do které byl vyřezán vnitřní závít M20x1,5. Schéma této redukce je na Obr. 36.



Obr. 36: Redukce k upevnění přípravku k hydraulickému lisu

5.2.2 Návrh spojení mezičládku s přípravkem

Poslední částí je návrh spojení přípravku na Obr. 33 s mezičládkem umožňujícím volné kroucení. Tento spoj je proveden dvojicí ocelových desek a čepů s hlavou a otvorem pro závlačku viz. Obr. 37. Pro tento spoj byl proveden pevnostní a kontrolní výpočet a návrh materiálu, tak aby bylo ověřeno dostatečné předimenzování přípravku.



Obr. 37: Okótované schéma desky a čepu

a) deska; b) čep

Navržený materiál desky a čepu je ocel ČSN 11 500 (E295), jehož dovolená napětí vstupující do výpočtu jsou shrnuty v Tab. 5. Ocelová deska byla pevnostně zkontrolována v tahu a na otláčení v místě styčných ploch s čepem. Čep byl pevnostně zkontrolován ve smyku a ohybu. Na základě kontrolních výpočtů byl pro čep i desky navržen materiál vyšší jakosti s ohledem na dostupné polotovary daných materiálů. Tím se zaručí dostatečné předimenzování spojovacích částí přípravku.

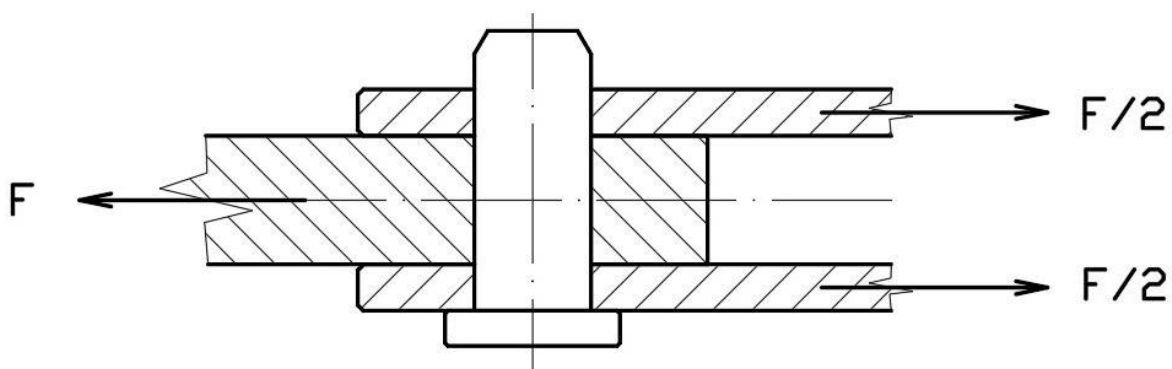
Tab. 5: Dovolená napětí pro ocel ČSN 11 500

Název	Značení	Hodnota
Dovolené napětí v tahu (míjivý tah)	σ_{Dt} [MPa]	100
Dovolené napětí v ohybu (míjivý ohyb)	σ_{Do} [MPa]	150
Dovolené napětí ve smyku	τ_{Ds} [MPa]	60

Návrh a kontrolní výpočet

Zatížení od odstředivé síly bylo vypočteno v kapitole 4.2, jejíž hodnota pro model je $F = 29\,884\text{ N}$. Tato síla byla pro návrhový výpočet a kontrolu přípravku zaokrouhlena na $F \doteq 30\,000\text{ N}$.

Nejprve byla navržena tloušťka ocelové desky z výpočtu na otláčení styčných ploch. Jelikož jsou desky dvě a úloha je symetrická, zatěžující sílu lze rozdělit na polovinu a výpočet provést pouze pro jednu desku. Na Obr. 38 je schéma dvojstřížného čepu namáhaného silou F .



Obr. 38: Schéma dvojstřížně namáhaného čepu

Ze vztahu (4.1) byla vyjádřena a na základě výpočtu navržena tloušťka desky t .

$$\sigma_d = \frac{F}{2} \leq \sigma_{Dt} \quad (4.1)$$

$$t \geq \frac{F}{D * \sigma_{Dt}} = \frac{15000}{20 * 100} = 7,5 \text{ mm}$$

→ ZVOLENO $t = 8 \text{ mm}$

Kde σ_d je napětí v tlaku, D je průměr díry v desce, σ_{Dt} je dovolené napětí v tahu při míjivém zatěžování a F je zatěžující síla.

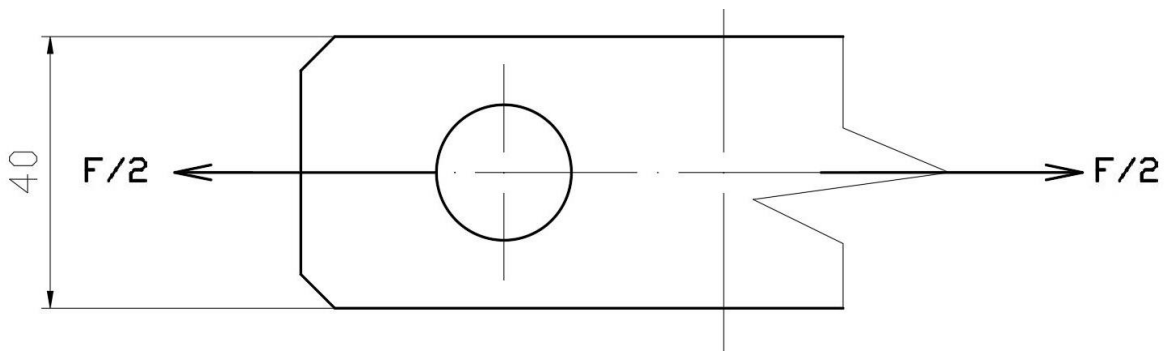
Následuje kontrolní výpočet čepu na smyk (střih) ze vztahu (4.2)

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{\pi * D^2}{4}} \leq \tau_{Ds} \quad (4.2)$$

$$\tau_s = \frac{15000}{\frac{\pi * 20^2}{4}} = 47,75 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde τ_s je napětí ve smyku, D je průměr čepu a τ_{Ds} je dovolené napětí ve smyku.

Dalším krokem je kontrolní výpočet šířky ocelové desky H . Tato šířka byla zvolena jako dvojnásobek průměru díry pro čep, tedy $H = 40 \text{ mm}$. Schéma kontrolního výpočtu viz. Obr. 39.



Obr. 39: Schéma kontrolního výpočtu ocelové desky v tahu

Dosazením do vztahu (4.3) a porovnáním s dovoleným napětím pro míjivý tah byla ověřena šířka ocelové desky.

$$\sigma_t = \frac{\frac{F}{2}}{(H - D) * t} \leq \sigma_{Dt} \quad (4.3)$$

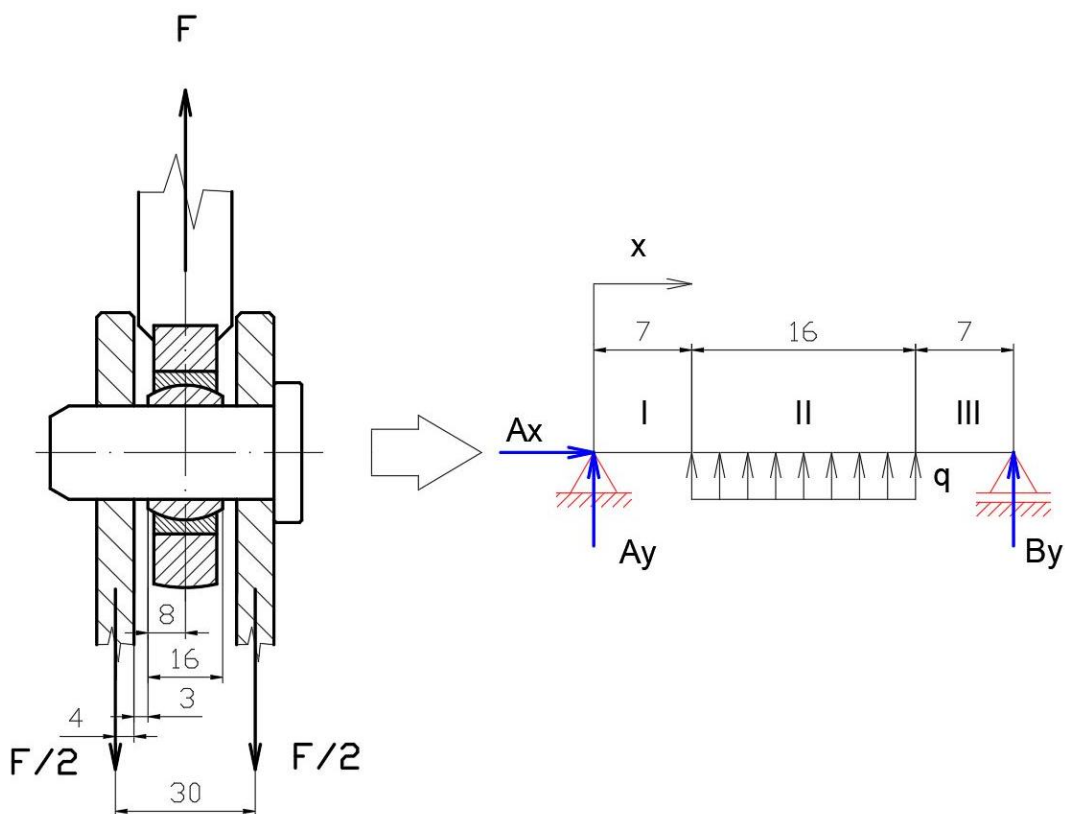
$$\sigma_t = \frac{15000}{(40 - 20) * 8} = 93,75 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

→ VYHOVUJE

Kde σ_t je *napětí v tahu*, t je *tloušťka desky*, H je *šířka desky*, D je *průměr díry* a σ_{Dt} je *dovolené napětí v tahu* při míjivém zatěžování.

Kontrolní výpočty provedeny pro ocel ČSN 11 500 jsou vyhovující. Pro zaručení dostatečného předimenzování a opakovatelného použití přípravku byl pro výrobu ocelových desek navržen materiál ČSN 15 230.7, jehož mez kluzu je $\sigma_{kt} = 835 \text{ MPa}$. Kontrolní výpočet pro tuto ocel již nebyl počítán, jelikož materiál splňuje lepší materiálové parametry, než ocel ČSN 11 500. Polotovar zvolený pro výrobu desek je KR50 – 300 – ČSN 42 5510.0. Dostupný materiál pro výrobu je ocel ČSN 15 230.0 (EN 30Cr2V). Ocel je vhodná ke zušlechťování. Po výrobě je nutné součást kalit a popustit na min. 300 HB. [43]

Posledním kontrolním výpočtem je kombinované namáhání čepu v ohybu se smykem. Pro tento výpočet byl nejprve reálný spoj uvolněn a převeden na staticky určitou úlohu viz. Obr. 40. Ze vztahu (4.4) byla přepočtena síla F na spojitě zatížení q . Následně byl z odvozeného vztahu (4.5) stanoven maximální ohybový moment.



Obr. 40: Schéma převedení čepového spoje na staticky určitou úlohu

Jelikož se jedná o symetrickou úlohu, lze určit, že tento maximální ohybový moment je uprostřed mezi podporami. Dále je z Obr. 40 patrné, že reakce A_x je nulová, reakce A_y a B_y jsou rovny polovině zatěžující síly tedy $\frac{F}{2} = 15\,000\text{ N}$. Metodou řezu byl odvozen vztah (4.5), kde dosazením poloviny nosníku za proměnnou x , tedy $x = 15\text{ mm}$, byl vypočten maximální ohybový moment.

$$q = \frac{F}{16} = \frac{30\,000}{16} = 1\,875 \text{ N/mm} \quad (4.4)$$

$$Mo(x) = [Ay * x]_I + \left[q * \frac{(x - 7)^2}{2} \right]_{II} \quad (4.5)$$

$$Mo(15) = Mo_{max}$$

$$Mo_{max} = [-15\,000 * 15]_I + \left[1\,875 * \frac{(15 - 7)^2}{2} \right]_{II}$$

$$Mo_{max} = -165\,000 \text{ Nmm}$$

Kde q je *spojité zatížení*, $Mo(x)$ je *ohybový moment* v místě x , Ay je *reakce* v pevné podpoře a Mo_{max} je *maximální ohybový moment*.

Dosazením do vztahu (4.6) a porovnáním s hodnotou dovoleného napětí byla provedena kontrola čepu.

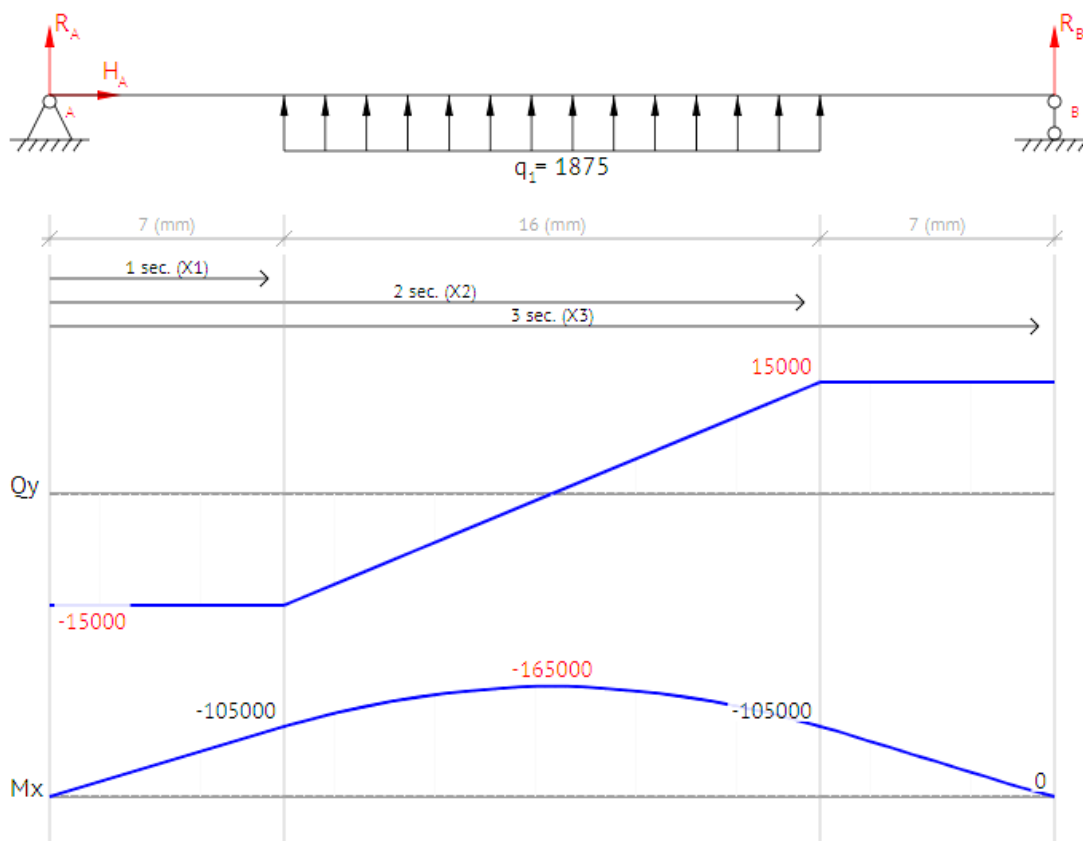
$$\sigma_o = \frac{|Mo_{max}|}{W_o} = \frac{|Mo_{max}|}{\frac{\pi * D^3}{32}} \leq \sigma_{Do} \quad (4.6)$$

$$\sigma_o = \frac{165\,000}{\frac{\pi * 20^3}{32}} = 210,08 \text{ MPa} > 150 \text{ MPa}$$

→ *NEVYHOVUJE*

Kde σ_o je *napětí v ohybu*, W_o je *modul průřezu v ohybu* a σ_{Do} je *dovolené napětí v ohybu* při míjivém zatěžování.

Z výpočtu je zřejmé, že maximální ohybový moment je příliš velký, tudíž i napětí v ohybu je vysoké a čep je nevyhovující. Pro kontrolu byla hodnota maximálního ohybového momentu stanovena ještě pomocí online programu BEAM GURU viz. [44]. Jak je patrné z Obr. 41, výsledky výpočtů jsou shodné, proto byla předpokládána jejich správnost.



Obr. 41: Výpočet ohybového momentu v online programu BEAM GURU [44]

Dalším postupem je stanovení redukovaného napětí pro kombinované namáhání ohyb-smyk ze vztahu (4.7).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 * \tau_s^2} \leq \sigma_{Do} \quad (4.7)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{210,08^2 + 3 * 47,75^2} = 228,77 \text{ MPa}$$

Kde σ_{red} je redukované napětí.

Geometrie přípravku byla již pevně stanovena a ohybové napětí i modul průřezu v ohybu (průměr čepu) bylo třeba zachovat. Možným řešením nevyhovujícího výše uvedeného výpočetního uzlu sestavy je volba lepšího materiálu s vyšším dovoleným napětím v ohybu. Pro materiál čepu byla ocel ČSN 11 500 nahrazena ocelí ČSN 11 523.0 (EN S355J2), jejíž zaručená mez kluzu je $\sigma_{kt} = 333 \text{ MPa}$. Ze vztahu (4.8) bylo vypočteno dovolené napětí v ohybu σ_{Do} . Vzhledem k faktu, že se jedná o experimentální zařízení pracující v laboratorních podmínkách s kvalifikovaným a proškoleným personálem, lze zvolit snížený *součinitel bezpečnosti k*, který byl zvolen 1,2. Do výpočtu dále vstupuje *opravný součinitel pro míjivé zatížení c_{II}*, jehož tabulková hodnota pro oceli třídy 11 5XX je 0,85. [43]

$$\sigma_{Do} \approx \sigma_{Dt} = \frac{\sigma_{kt}}{k} * c_{II} \quad (4.8)$$

$$\sigma_{Do} = \frac{333}{1,2} * 0,85 = 235,88 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Do} \rightarrow 228,77 \leq 235,88 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Čep z konstrukční nelegované tepelně nezpracované oceli s označením dle ČSN 11 523.0 vyhovuje namáhání s bezpečnostním koeficientem 1,2, což bylo pro tuto aplikaci vyhodnoceno jako dostačující. Nicméně pro zaručení dostatečného předimenzování přípravku bylo doporučeno zvolit ušlechtilejší ocel s vyššími dovolenými pevnostmi. Pro výrobu čepu byla navržena ocel dle ČSN 15 230.7. Kontrolní výpočet pro tuto ocel již nebyl počítán, jelikož splňuje lepší materiálové parametry než ocel ČSN 11 523.0, která výpočty splňuje. Navržený polotovar pro výrobu je KR35 – 150 – ČSN 42 5510.0. Dostupný materiál pro výrobu je ocel ČSN 15 230.0 (EN 30Cr2V), u které je třeba provést zušlechťování. [43]

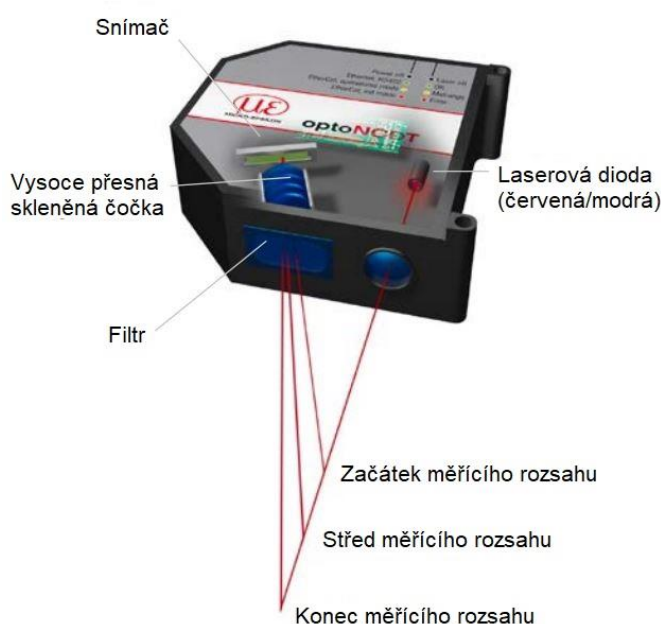
5.2.3 Návrh umístění laserových polohoměrů

Pro snímání vzdálenosti byly vybrány snímače optoNCDT od firmy Micro-Epsilon známé také pod názvem „Inteligentní laserový triangulační snímač vzdálenosti“ (ILD z angl. Intelligent Laser Displacement). Jedná se o velice výkonný snímač umožňující měření posunutí, vzdálenosti a polohy. Za pomoci těchto snímačů lze vhodným umístěním na přípravku měřit deformace lopatky. V případě únavové zkoušky navržené v této diplomové práci bylo navrženo rozmístění polohoměrů pro snímání

prodloužení a zkroucení lopatky během cyklické únavové zkoušky. Tyto naměřené hodnoty zaznamenají pokles tuhosti pod příslušnou mez, která se projeví vyšší deformací, než je přípustná mez.

Princip měření ILD je patrný z Obr. 42. Paprsek laseru dopadá na plochu měřeného předmětu, který je umístěn v měřicím rozsahu ILD (mezi začátkem a koncem měřicího rozsahu). Difuzní odraz paprsku vstupuje přes filtr a skleněnou čočku do snímače, který na základě změny úhlu odraženého paprsku vyhodnocuje změnu vzdálenosti. Z Obr. 42 je patrné, že se zvětšující se vzdáleností ILD od měřené plochy se snižuje úhel odrazu laserového paprsku do snímače. ILD je pomocí kabelu a konektoru propojen s PC, který pomocí softwaru v reálném čase zaznamenává a vyhodnocuje změny vzdáleností s měřicí frekvencí až 4 kHz. Přesnost těchto snímačů se pohybuje řádově v setinách až tisícinách milimetru, což je pro tuto aplikaci více než dostačující. [45]

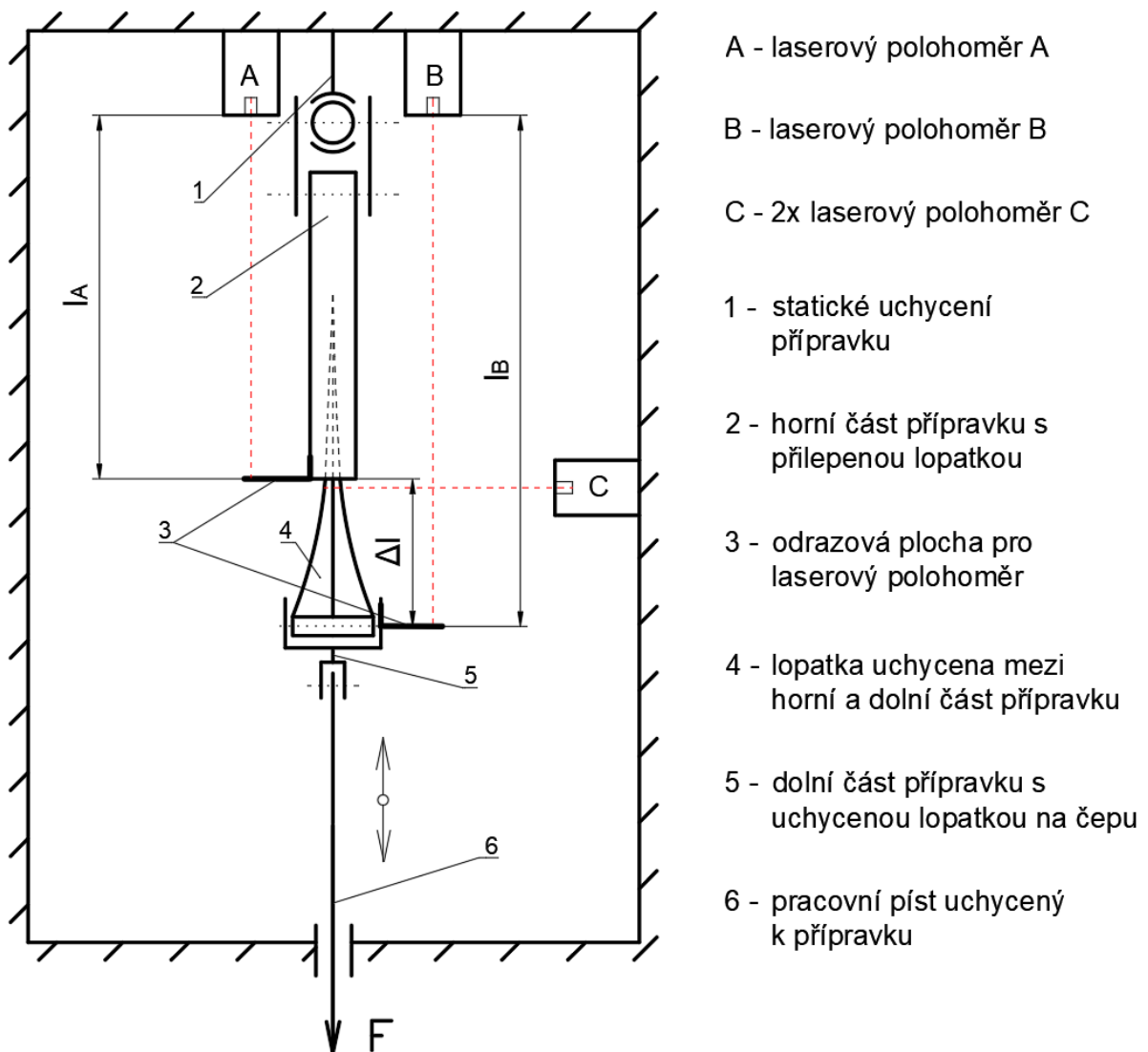
Firma Micro-Epsilon nabízí široký výběr snímačů, které se kromě přesnosti měření a měřicích frekvencí liší také v měřicím rozsahu. Měřicí rozsah se volí např. podle vzdálenosti měřené plochy od ILD. Pro tuto aplikaci byl zvolen ILD 1420-500, který má měřicí rozsah 500 mm a začátek měřicího rozsahu je ve vzdálenosti 100 mm. Více k těmto snímačům viz. [45]



Obr. 42: Princip měření laserového polohoměru [45]

Návrh umístění polohoměrů pro měření prodloužení

Umístění polohoměrů je schematicky znázorněno Obr. 43. Na statická místa se umístí ILD (laserové polohoměry A a B) a na přípravek se upevní odrazové plochy, které vymezují měřený prostor. Při zatížení je změřená délka l_B rovna součtu délky měřené části lopatky a horní části přípravku včetně deformace. Změřená délka l_A je rovna součtu měřené délky lopatky a dolní části přípravku včetně deformace. Jak je patrné ze vztahu (4.9), odečtením těchto dvou naměřených hodnot se separuje délka přípravku od lopatky. Vypočtená délka je potom skutečná délka měřeného úseku lopatky Δl .



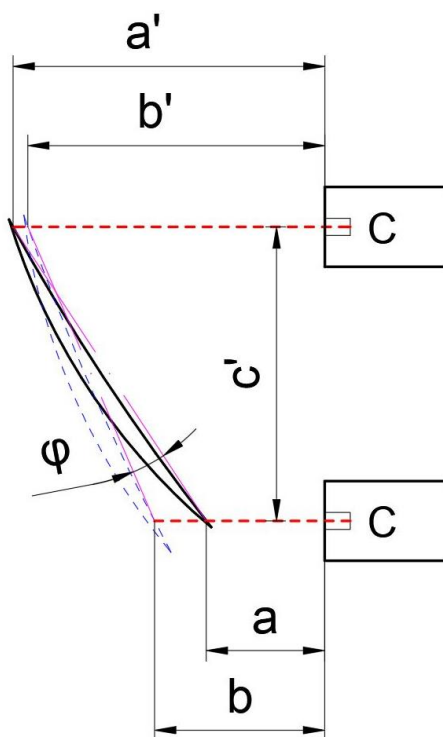
Obr. 43: Schéma trhacího stoje s upnutou lopatkou a rozmístěnými ILD pro měření deformací

$$\Delta l = |l_A - l_B| \quad (4.9)$$

Pro umístění polohoměrů se nabízela také druhá varianta, kdy by se ILD umístil na spodní část sešroubované desky s přilepenou lopatkou. Do osy čepu, na kterém je lopatka uchycena k trhacímu stroji, by se umístila odrazová plocha, od které by se paprsek laseru odrážel do snímače. Výhoda této varianty by byla v použití jen jednoho ILD snímače, který by měřil přímo prodloužení požadované části lopatky. Nevýhodou by bylo přenášení vibrací z přípravku do ILD. Z důvodu zkroucení listu a jeho rozkrucování při namáhání v tahu by mohl být znemožněn dopad paprsku na odrazovou plochu. Tato varianta by proto byla prakticky špatně proveditelná.

Návrh umístění polohoměru pro měření zkroucení

Pro měření zkroucení bylo navrženo umístění dvou ILD viz Obr. 43 do místa C. První polohoměr měří vzdálenost k náběžné hraně a druhý k odtokové hraně lopatky. Tímto uspořádáním je eliminován ohyb v místě měření a zároveň není třeba znát střed otáčení, který by byl těžko měřitelný. Při torzní deformaci se vlivem natočení posune měřený bod od náběžné hrany. Tento posun způsobí nepřesnost ve výpočtu zkroucení lopatky. V případě malého zakřivení profilu a malých torzních deformací je tato nepřesnost zanedbatelná. Způsob měření je znázorněn na Obr. 44, kde je půdorysný řez lopatky a umístění ILD.



Obr. 44: Schéma principu měření zkroucení lopatky

Laserovými polohoměry není měřeno přímo zkroucení, ale pouze změna vzdálenosti od odrazové plochy (tedy vzdálenost ILD mezi náběžnou a odtokovou hranou lopatky). Pro stanovení zkroucení byl na základě znalostí pravoúhlých trojúhelníků odvozen vztah (4.10)

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{a' - a}{c'}\right) - \operatorname{arctg}\left(\frac{b' - b}{c'}\right) \quad (4.10)$$

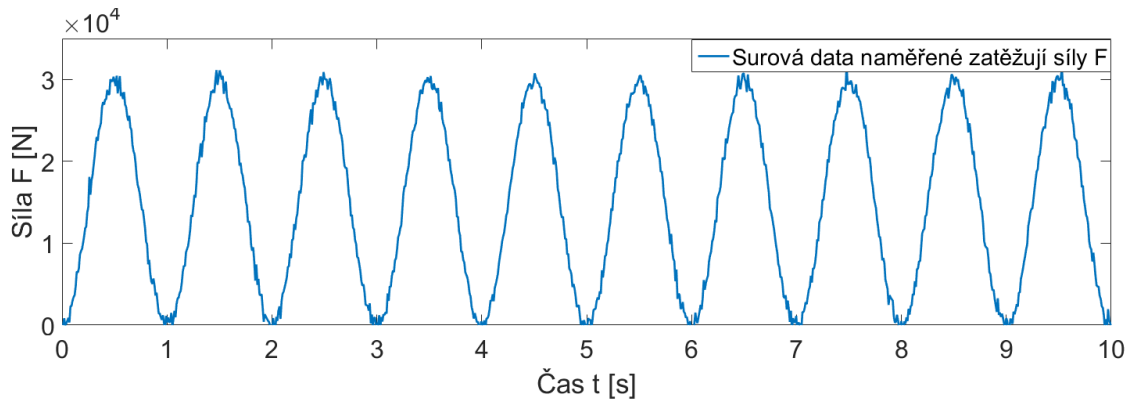
Kde φ je úhel zkroucení lopatky, a a a' jsou vzdálenosti náběžné a odtokové hrany lopatky od ILD při nezátíženém stavu, b a b' jsou vzdálenosti náběžné a odtokové hrany od ILD při zatíženém stavu a c' je vzdálenost mezi ILD.

6 Návrh metodiky pro vyhodnocení zkoušky

V této kapitole je popsán návrh metodiky vyhodnocení únavové zkoušky. Metodika byla navržena bez naměřených reálných dat. Některé dílčí kroky jsou otázkou volby na základě vyhodnocení situace známých reálně naměřených dat, které nelze přesně predikovat. Z tohoto důvodu jsou kroky, jako např. volba filtru naměřených dat, pouze teoretickou volbou, která se při praktickém vyhodnocení naměřených dat může projevit jako nevhodně zvolena. Všechny obrázky v této kapitole jsou pouze schematického charakteru. Schémata pouze znázorňují metodiku vyhodnocování. Číselná data příslušných os jsou taktéž pouze schematická a neodpovídají skutečným navrženým nebo naměřeným hodnotám.

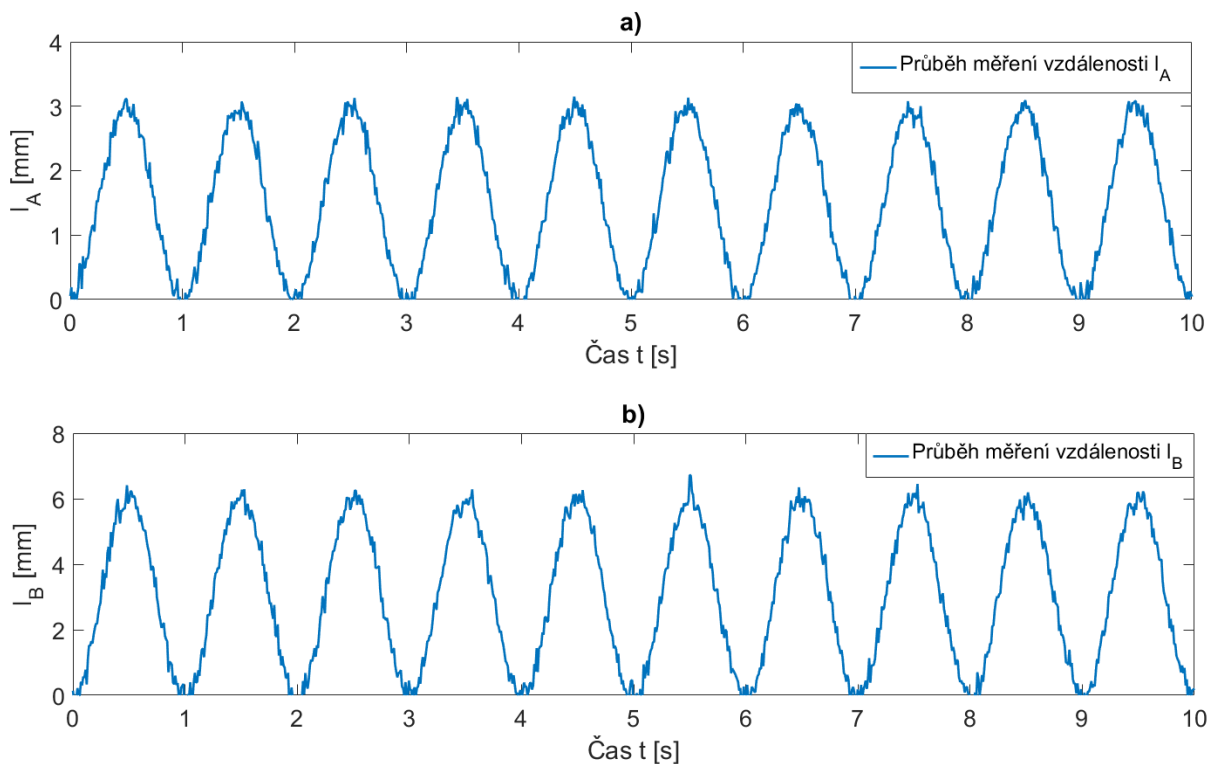
Naměřená data z únavové zkoušky jsou rozdělena do tří skupin. V každé skupině je záznam naměřených dat vyexportovaný ve formátu .xlsx (excelovském formátu). Z důvodu velkého množství naměřených dat není doporučeno vyhodnocovat data v excelu. Vhodným softwarem pro vyhodnocení je například DIAdem nebo MATLAB. Vyhodnocení naměřených dat bylo navrženo v softwaru MATLAB. Skript viz. Příloha 1 načte naměřené hodnoty z excelovského souboru a následně vykresluje grafy. Tyto grafy jsou synchronizovány na základně reálného času měření z měřící ústředny. Tím je docíleno závislosti deformace na síle v uzlových bodech. Pro správnou funkci skriptu je nutné, aby naměřené hodnoty v excelovském souboru byly řazeny do sloupců. V případě ukládání dat do řádků je nutné ve skriptu v příloze pro načtení jednotlivých dat zaměnit sloupce za řádky.

V první skupině jsou surová data vykreslena do grafu závislosti síly na čase. Tato data jsou schematicky znázorněna na Obr. 45. Aby mohla být data načtena příslušným skriptem je nutné .xlsx soubor pojmenovat „Cyklicke_Zatizeni“ a uložit jej do stejné složky.



Obr. 45: Průběh cyklického zatěžování

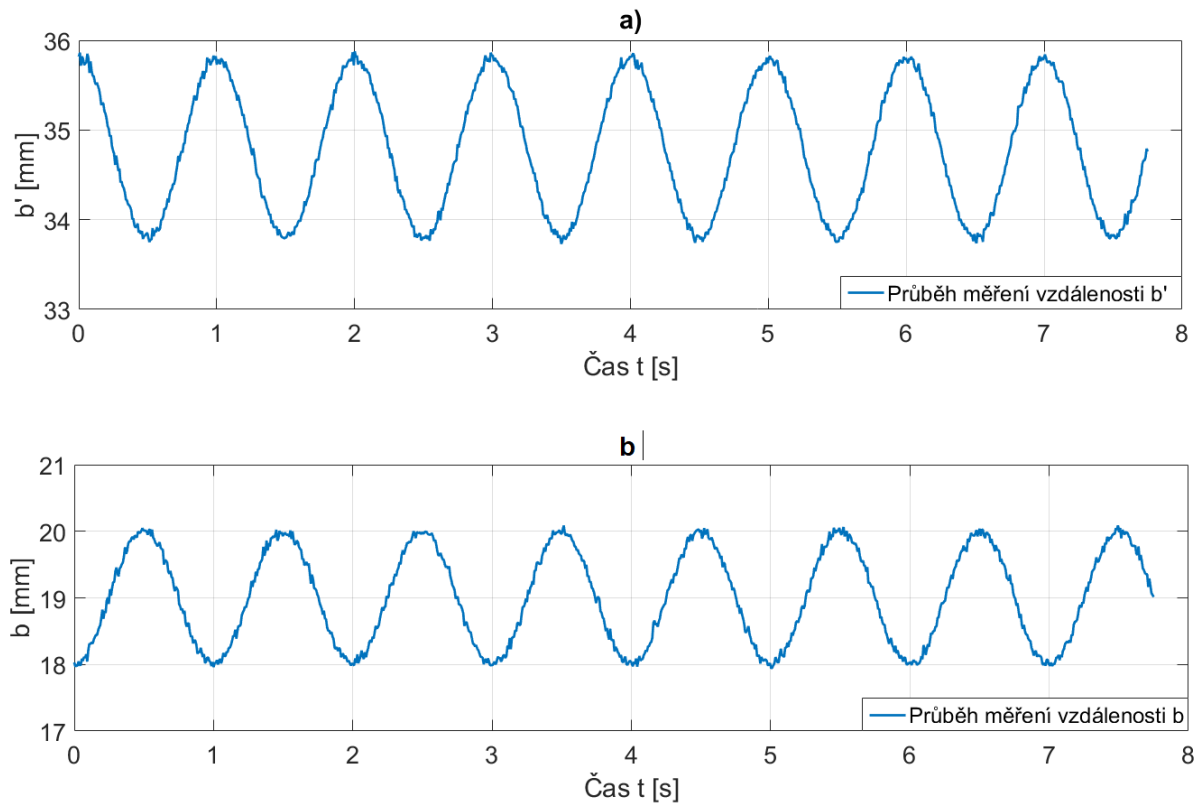
Druhá skupina vykresluje závislost surových naměřených délkových deformací v závislosti na reálném čase. Deformace vychází ze změny délky lopatky naměřené z laserových měřičů. V grafu a) na Obr. 46 jsou schematicky vykreslena data snímače A (záznam naměřené vzdálenosti l_A). V grafu b) jsou schematicky vykreslena data snímače B (vzdálenosti l_B). Soubory naměřených dat ve formátu .xlsx je třeba pojmenovat „IA“ a „IB“.



Obr. 46: Naměřené hodnoty snímačů A a B

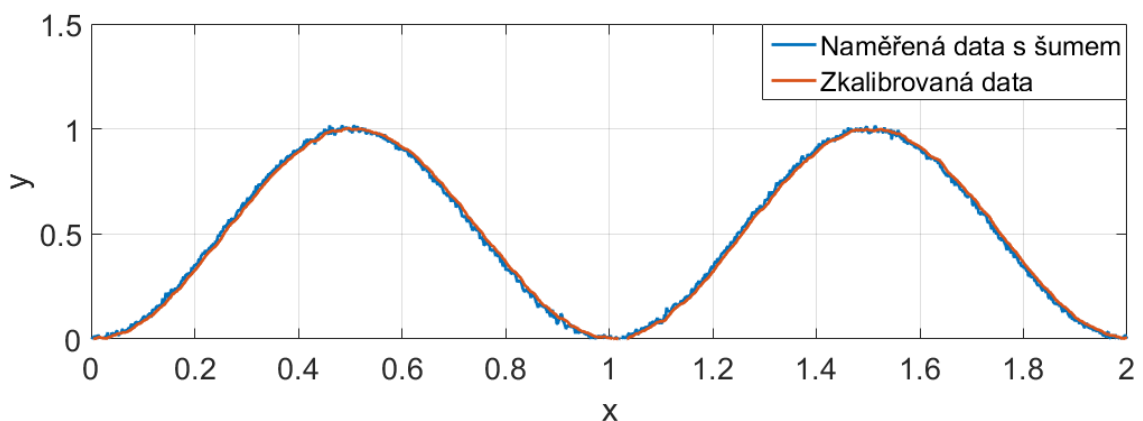
Třetí skupina vykresluje závislost naměřené torzní deformace v závislosti na reálném čase. Na Obr. 47 je schéma surových naměřených hodnot. Torzní deformace je stanovena na základě změny vzdálenosti snímačů C (**b** je vzdálenost

od náběžné hrany a b' je vzdálenost od odtokové hrany lopatky). Soubory naměřených dat ve formátu .xlsx je třeba pojmenovat „bNH“ a „bOH“, kde NH je náběžná hrana lopatky a OH je odtoková hrana lopatky.



Obr. 47: Vzdálenosti naměřené snímači C

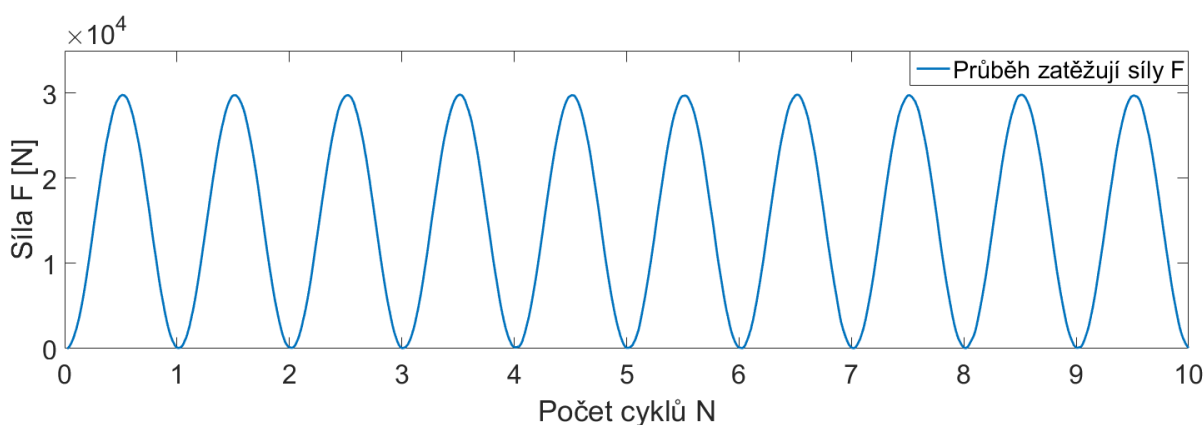
Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly 6, naměřená data je nutné filtrovat (zkalibrovat). Byl navržen 1-D filtr tzv. „Filtr klouzavého průměru“ (Moving-Average Filter). Filtr posouvá okno zvolené délky podél dat a vypočte průměr dat obsažených v každém okně. Na Obr. 48 je ilustrativní příklad naměřeného sinusového signálu se šumem, který je filtrován Filtr klouzavého průměru.



Obr. 48: Filtr klouzavého průměru

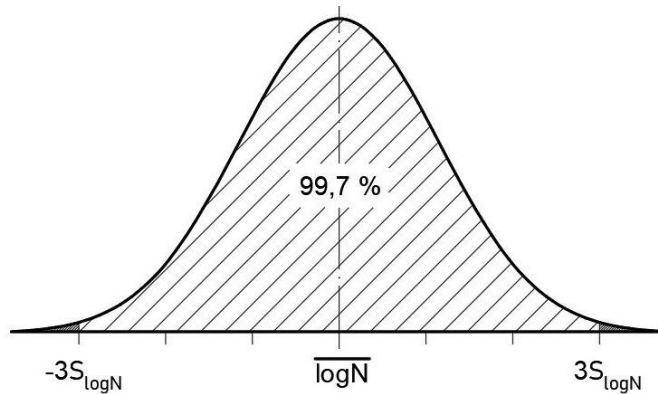
6.1 Vyhodnocení únavové zkoušky

Základním výstupem únavové zkoušky je graf na Obr. 49 s filtrovaným průběhem naměřených dat. Na svislé ose je vynesena závislost průběhu síly F a na podélné ose počet cyklů N . Při 1 Hz sinusovém signálu a vzorkovací frekvenci 100 Hz je počet cyklů stanoven dělením vzorkovací frekvence 100. Počet cyklů N je totožný s časem t [s]. Z grafu je vyhodnocen počet cyklů do lomu zkušební vzorku. Vyhodnocení je provedeno pro všechny zkušební vzorky. Na základě těchto výsledků je navrženo statistické vyhodnocení.



Obr. 49: F-N diagram

Pro statistické vyhodnocení je třeba, aby bylo naměřeno (v rámci únavových zkoušek) alespoň 7 vzorků na stejné hladině zatížení. Aby bylo možné stanovit bod v S-N křivce je nejprve nutné v příslušném předpise nalézt požadavky na statistiku materiálů. V předpisu pro motory CS-E je AMC E 515 d) iv, kde je předepsána statistická redukce z výsledných únavových zkoušek. Pro kritické motorové díly předpis stanovuje tuto redukci na -3σ (někdy značené $-3S$), tedy je potřeba od střední hodnoty odečíst tři směrodatné odchylky. Redukce zajistí, že 99,7 % výsledků únavové zkoušky bude ležet v oblasti viz Obr. 50. [46]



Obr. 50: Logaritmicko-normální (Gaussovo) rozložení, upraveno dle [9]

Z výsledků únavové zkoušky se pro každý vzorek i stanoví počet cyklů do poruchy N_i . Následně je vypočten přirozený logaritmus dle vztahu (5.1) a průměrná hodnota dle vztahu (5.2).

$$\log(N_i) \quad (5.1)$$

$$\overline{\log(N)} = \frac{\sum_1^i \log(N_i)}{i} \quad (5.2)$$

Ze vztahu (5.3) je vypočten rozptyl, ze kterého se vypočte Směrodatná odchylka viz. vztah (5.4).

$$S_{\log N}^2 = \frac{1}{i-1} * \sum_1^i (\log(N_i) - \overline{\log(N)})^2 \quad (5.3)$$

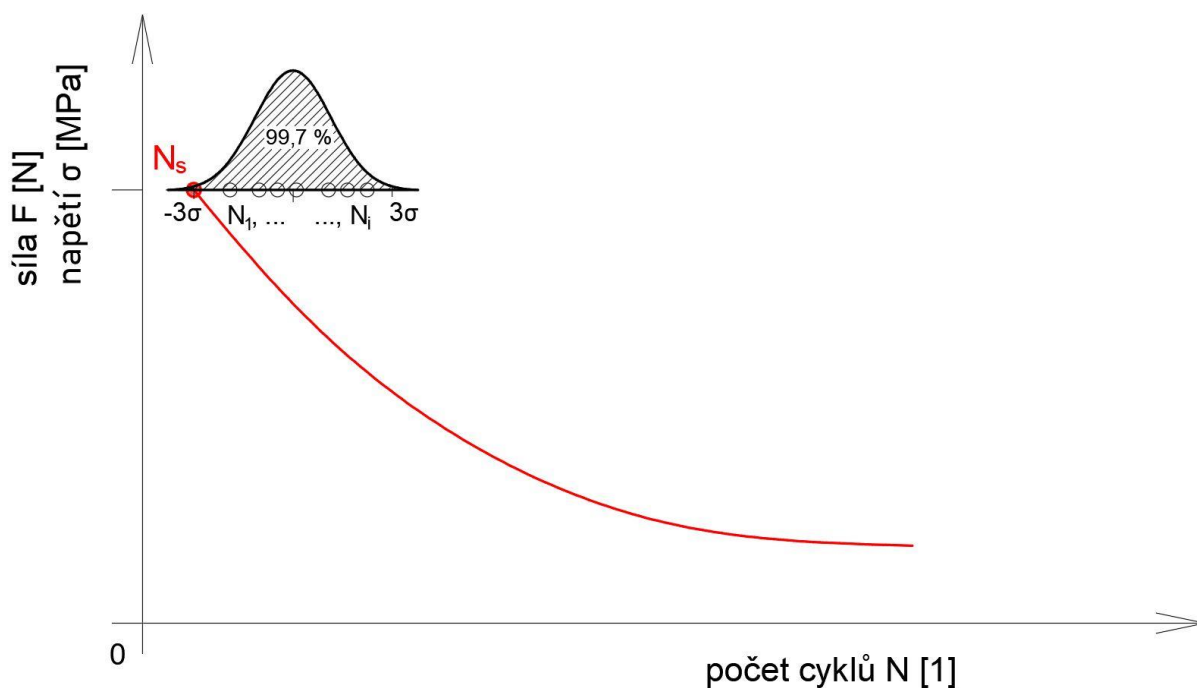
$$S_{\log N} = \sqrt{S_{\log N}^2} \quad (5.4)$$

Nakonec je ze vztahu (5.5) vypočten zredukovaný logaritmus počtu cyklů dle statistického předpisu. Odlogaritmováním výrazu (5.5) viz. (5.6) se zpětně stanoví zredukovaný počet cyklů.

$$\log(N_s) = \overline{\log(N)} - 3 * S_{\log N} \quad (5.5)$$

$$N_s = 10^{\overline{\log(N)} - 3 * S_{\log N}} \quad (5.6)$$

Vypočtený počet cyklů N_s je vyneseno do S-N křivky viz. schéma na Obr. 51 jako bod statisticky určené životnosti vzorku na příslušné hladině zatížení. N_1, N_2, \dots, N_i jsou naměřené počty cyklů do lomu jednotlivých zkušebních vzorků.

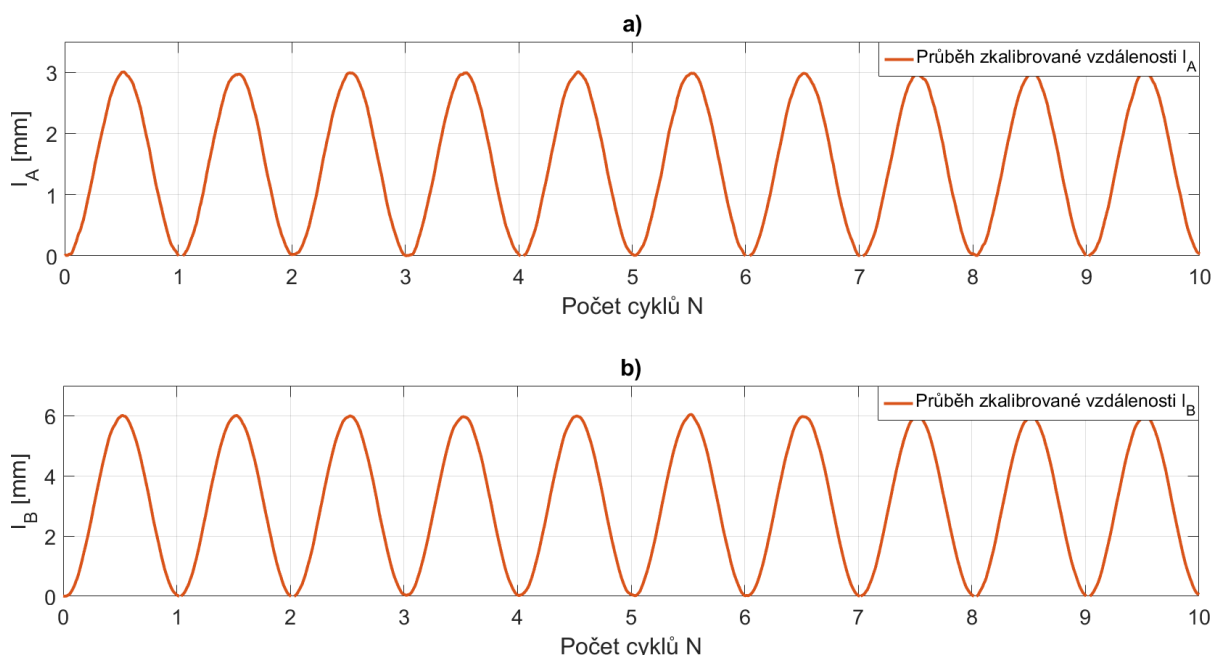


Obr. 51: Schéma statisticky určeného bodu v S-N křivce, upraveno dle [9]

Analogicky lze postupovat při konstruování celé S-N křivky. Sada vzorků (minimálně 7 vzorků na příslušné hladině zatěžování) je podrobena cyklické únavové zkoušce vždy na nižší hladině zatížení. Identickým výpočtem se stanoví pro příslušnou hladinu zatěžující síly počet cyklů do lomu. Statistický výpočet lze stanovit pomocí předdefinovaných funkcí v MATLABu viz. Příloha 2.

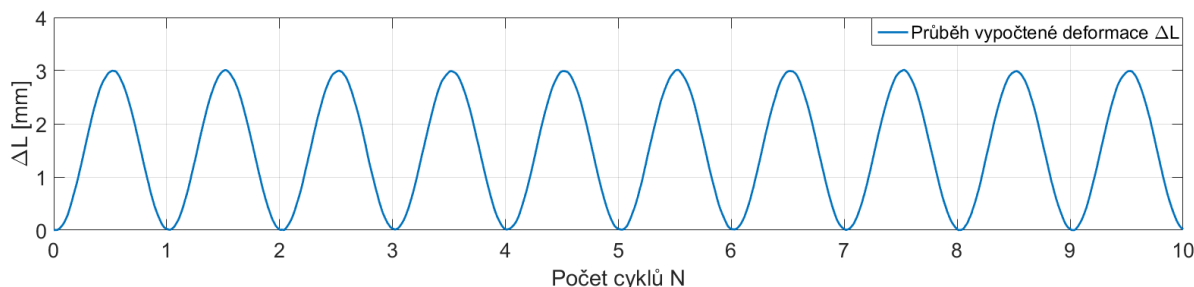
6.2 Vyhodnocení délkové deformace

Naměřené průběhy deformace v závislosti na reálném čase jsou vykresleny do příslušných grafů na Obr. 46. Surová data jsou nejprve zkalibrována (filtrována) a vynesena v závislosti na počtu cyklů viz. Obr. 52.



Obr. 52: Průběh zfiltrovaných naměřených dat snímačů A a B

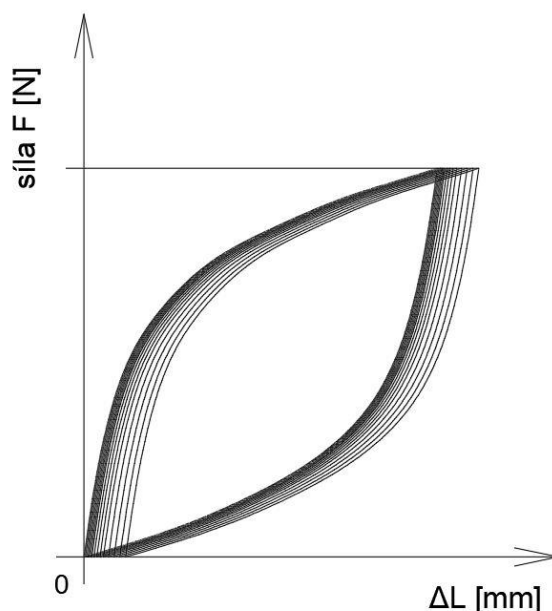
Na Obr. 53 je schematicky vykreslena deformace lopatky při cyklickém zatěžování v závislosti na počtu cyklů. Tato deformace je vypočtena rozdílem naměřených vzdáleností snímačů uvedených ve vztahu (4.9). Před výpočtem je třeba odfiltrovat šum z naměřených hodnot. Výpočet je proveden s těmito odfiltrovanými daty.



Obr. 53: Průběh vypočtené deformace ΔL

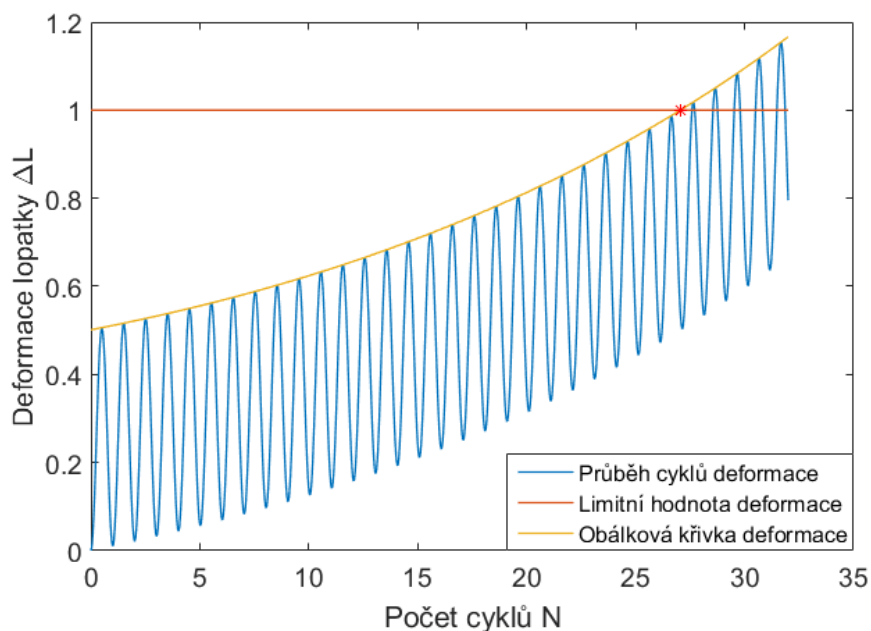
Na základě stanovených deformací je na Obr. 54 schematicky vykreslena hysterezní smyčka, kde na svislé ose je vynesena zatěžující síla F a na vodorovné

ose vypočtená deformace Δl . Z hysterezní smyčky lze posoudit průběh cyklického chování zkušební vzorku. Jinými slovy lze zjistit, jak je zkušební vzorek odolný vůči plastickým deformacím při cyklickém zatěžování. Při zatížení konstantní silou (tzv. měkkým zatěžováním) je očekáván nárůst deformace s rostoucím počtem cyklů (tzv. cyklické změkčení).



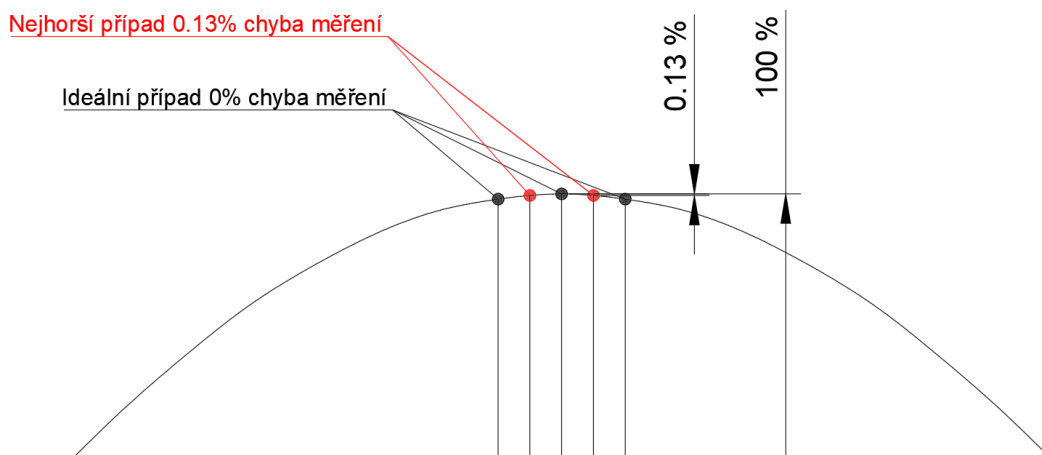
Obr. 54: Schéma hysterezní smyčky

Dále je na Obr. 55 graf, kde na svislé ose je vykreslen nárůst deformace Δl s mezní hodnotou maximální deformace a na vodorovné ose je počet cyklů N . Z tohoto grafu je vyhodnocen maximální počet cyklů do dosažení mezního stavu (neboli maximální délkové deformace popsané v kapitole 4.2). Tento mezní stav nemusí nastat, jestliže lom lopatky nastane dříve, než deformace dosáhne mezního stavu. Pro konstrukci je v MATLABu pomocí funkce „envelope“ vytvořena křivka spojující vrcholky amplitud deformace jednotlivých cyklů.



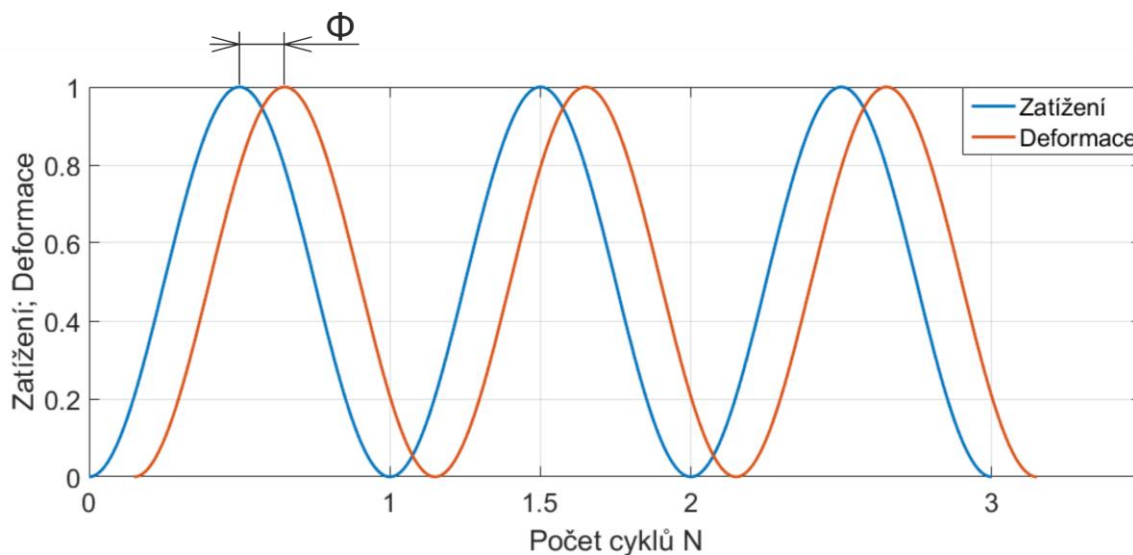
Obr. 55: Závislost nárůstu deformace na počtu cyklů

Pro zpřesnění vyhodnocení je možné naměřený sinusový signál nejprve proložit vhodnou metodou, která sníží chybu (např. metodou nejmenších čtverců nebo proložením krajních bodů v amplitudě vhodnou aproximační křivkou). Chyba může vzniknout vlivem vzorkování, kdy naměřené body stanovenou vzorkovací frekvencí nedopovídají v místě amplitud přesně bodům maximálních amplitud jednotlivých cyklů. Pro navrženou frekvenci vzorkování 100 Hz je dle schématu na Obr. 56 stanovena maximální možná odchylka. U 1 Hz sinusového signálu je tato chyba menší než 0,13 %. Tuto chybu je možné při vyhodnocení dat zanedbat.



Obr. 56: Schéma stanovení maximální odchylky měření

Deformace je reakce na zatížení, která je vyvolána se zpožděním. Porovnáním fázového posunu deformace od zatěžující síly lze stanovit změnu vnitřního tlumení zkušební vzorku na počtu cyklů. Tangent úhlu fázového posuvu je úměrný vnitřnímu tlumení. Vyhodnocením změny vnitřního tlumení pro každý cyklus lze stanovit křivku závislosti tlumení na počtu cyklů. Na Obr. 57 je znázorněný *fázový posun Φ* , tedy odezva deformace na zatížení.



Obr. 57: Fázový posun deformace od zatížení

6.3 Vyhodnocení torzní deformace

Ve třetí skupině dat je vyhodnocena torze zkušební vzorku. Měření torzní deformace může být využito pro výpočet geometrického zkroucení vyrobené lopatky. Aerodynamický návrh lopatky uvažuje zkroucení podél listu při provozním zatížení. Lopatka je vyrobena s jiným zkroucením tak, aby při zatížení odpovídalo zkroucení aerodynamickému návrhu. S naměřenou torzní deformací a stanovením adekvátního kroučicího momentu lze se zahrnutím kroučicího momentu vyvolaného aerodynamickými silami stanovit výrobní tvar lopatky, který jak již bylo uvedeno, se liší od aerodynamického návrhu.

Na základě velikosti torzní deformace je možné také vyhodnotit, zda přípravek dovolující volné kroucení při únavové zkoušce má své nezanedbatelné opodstatnění. Jinými slovy při relativně velkých torzních deformacích má umožnění volného kroucení své opodstatnění. V případě malých torzních deformací by přípravek nedovolující volné kroucení vnášel do vzorku zanedbatelné napětí v krutu a mezičlánek s kulovým

ložiskem by tak nebyl potřebný. Pro vyčíslení této smluvní hodnoty úhlu zkroucení je třeba znát *modul pružnosti ve smyku* G , který je funkcí polorozpětí lopatky. Stejně tak je třeba znát průřezové charakteristiky – *modul průřezu v krutu* W_k a *polární moment průřezu* J_P , které jsou také funkcí polorozpětí lopatky. Průřezové charakteristiky by bylo možné stanovit pomocí modelu v CADu. Při experimentálním zatížení známým krouticím momentem a naměřenou torzní deformací je možné ze vztahu (5.7) vyjádřit a stanovit *modul pružnosti ve smyku* G pro určitý řez lopatky.

$$\varphi = \frac{M_k * z}{G(z) * J_P(z)} \quad (5.7)$$

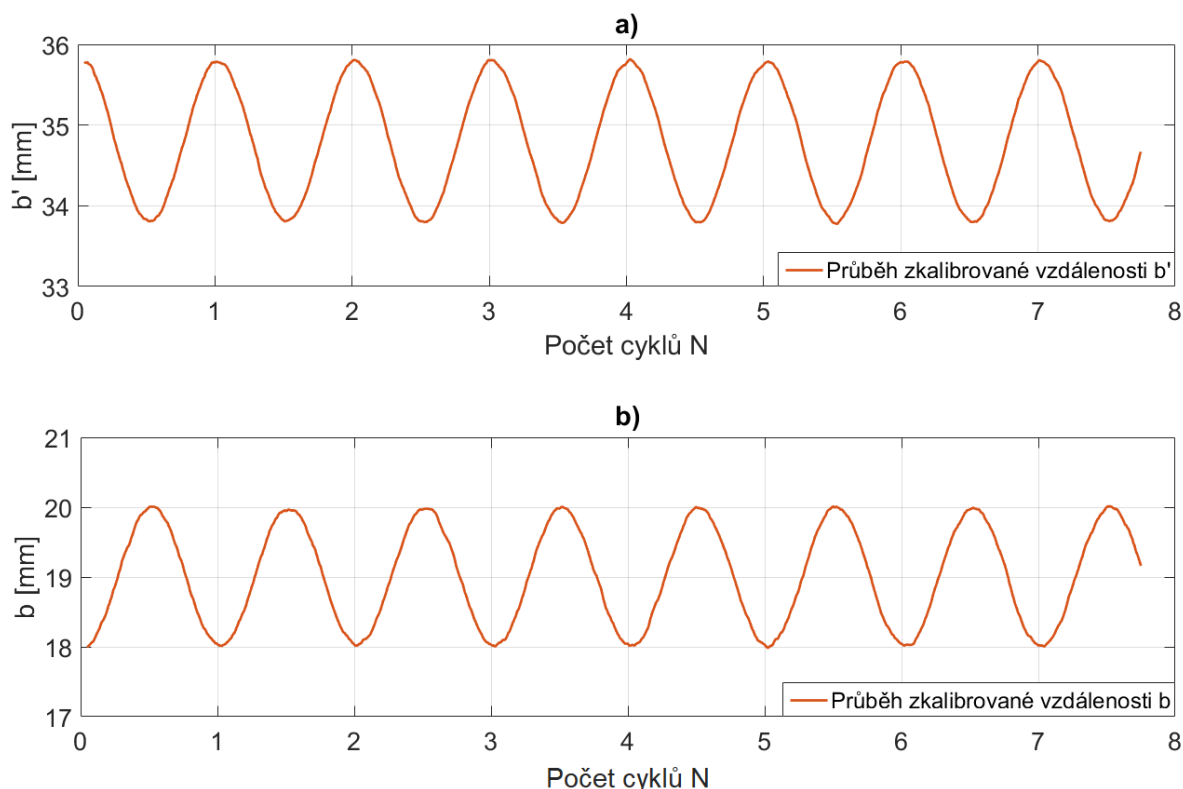
S těmito experimentálně stanovenými veličinami je možné následně stanovit krouticí moment během únavové zkoušky, kdy z naměřené torzní deformace je ze vztahu (5.7) vyjádřen krouticí moment. Ten je pro výpočet napětí v krutu dosazen do vztahu (5.8). Na základě známého napětí lze stanovit významnost napětí v krutu při neumožnění volného kroucení. Pro výpočet krouticího momentu vlivem odstředivé síly byl v [47] odvozen vztah viz. (5.9), kde M_{Cx} je *krouticí moment od odstředivé síly*, I_{Px} je *polární moment setrvačnosti*, σ_x je *napětí od odstředivé síly*, β je *statický úhel náběhu lopatky od osy rotace*, r je *poloměr elementu lopatky* a x je *poměr* $\left(\frac{r}{R}\right)$, jenž označuje daný řez lopatky, ke kterému jsou hodnoty vztaženy.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad (5.8)$$

$$M_{Cx} = \frac{\pi}{180} * \left[I_{Px} * \sigma_x * \left(\frac{d\beta}{dr} \right)_x \right] \quad (5.9)$$

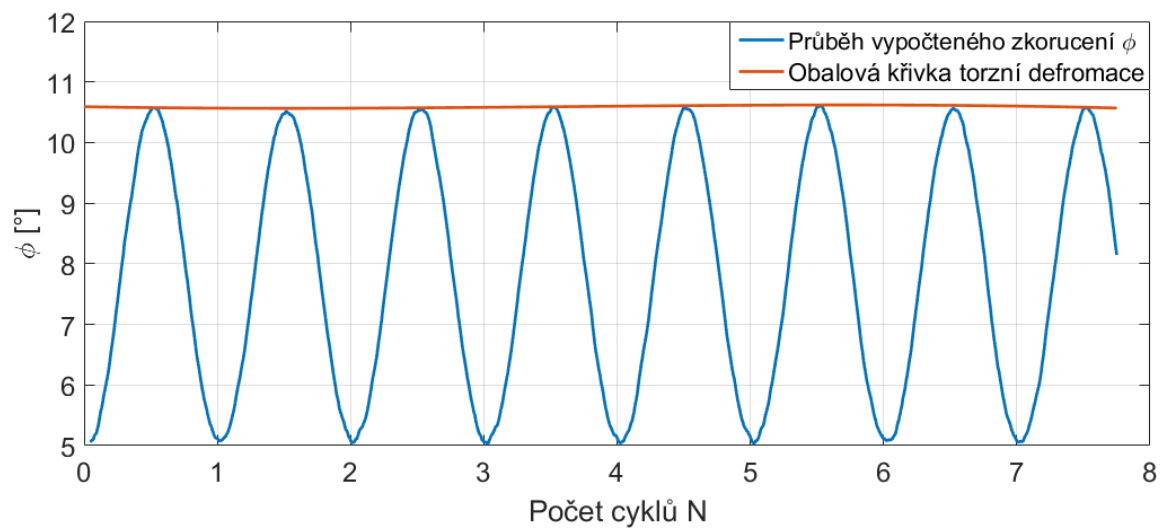
Pro výpočet výše zmíněného postupu je příliš mnoho neznámých veličin. Druhou možností je porovnání experimentálních výsledků únavové zkoušky s použitím přípravku pro volné kroucení a bez něj. Na základě těchto výsledků by bylo možné stanovit vliv volného kroucení na únavovou zkoušku.

Naměřené hodnoty z laserových polohoměrů C jsou vyneseny do grafu v závislosti na reálném čase viz. Obr. 47, kde v grafu a) je naměřená změna vzdálenosti od odtokové hrany lopatky b' . V grafu b) je pak naměřená změna vzdálenosti od náběžné hrany b . Analogicky jako v předchozích případech jsou data nejprve zkalibrována. Filtrovaný průběh v závislosti na počtu cyklů je schematicky znázorněn na Obr. 58.



Obr. 58: Filtrovaná data torzní deformace

Při nezátíženém stavu jsou nejprve odečteny konstanty a a a' (počáteční naměřené hodnoty vzdáleností od náběžné a odtokové hrany lopatky). Zfiltrovaná data jsou dosazena do vztahu (4.10). Výsledkem výpočtu je graf průběhu torzní deformace v závislosti na počtu cyklů. Analogicky jako v kapitole 6.2 je v MATLABu pomocí funkce „envelope“ vytvořena křivka spojující vrcholky amplitud torzní deformace jednotlivých cyklů. Tento graf je schematicky znázorněn na Obr. 59.



Obr. 59: Schéma vypočtené torzní deformace

7 Závěr

Lopatky dmychadla jsou během života vystaveny různým zatížením. Tato diplomová práce se zabývá významnými vlivy ovlivňujícími únavové chování kompozitních materiálů. Některé tyto vlivy, jako například frekvence zatěžování, byly zohledněny při návrhu únavové zkoušky. Základní zatížení působící na lopatky v provozu bylo popsáno a vysvětleno v teoretické části této diplomové práce. Nejvýznamnějším způsobem namáhání je odstředivá síla působící na lopatky za rotace. Na základě tohoto předpokladu byla navržena únavová zkouška, při které je lopatka vystavena cyklickému míjivému zatěžování.

Únavová zkouška byla navržena pro experimentální měření na hydraulickém trhacím stroji. Lopatka je pomocí čepu upevněna k trhacímu zařízení, které předdefinovaným způsobem simuluje tahové zatížení od odstředivé síly. Na základě hmotnostních a geometrických parametrů lopatky dmychadla byla stanovena odstředivá síla pro maximální otáčky rotoru. Tato stanovená síla byla zvýšena na základě bezpečnostních koeficientů pro vrtule a pro kompozitní materiály dle předpisu UL2. Navržené zatížení pro únavovou zkoušku bylo záměrně navrženo na výrazně vyšší hladině, která by v provozu neměla nastat. Důvodem je získání prvotní představy o životnosti lopatky. Jak je konstatováno v úvodní kapitole, kompozitní materiály mají velmi dobré únavové vlastnosti. Při provozní hladině zatížení by k lomu mohlo dojít až po velmi velkém počtu cyklů a únavová zkouška by byla časově náročná. Výsledkem únavové zkoušky je statisticky určený bod v S-N diagramu na příslušné hladině zatížení. Analogickým způsobem je možné únavovou zkoušku opakovat a stanovit tak vhodný počet bodů pro vykreslení S-N křivky aproximací těchto bodů.

Při zatížení lopatky odstředivou silou dochází k rozkrucování listu. Pevným uchycením lopatky do trhacího stroje je do ní zanášeno přídatné vnitřní pnutí, které může ovlivnit výsledky únavové zkoušky. Z toho důvodu byla pro realizaci únavové zkoušky navržena úprava stávajícího přípravku, který je pro účely certifikačních pevnostních zkoušek používán na Leteckém ústavu FS ČVUT. V této práci byla navržena úprava přípravku umožňující volné kroucení lopatky v průběhu cyklického zatěžování. Pro navržený přípravek byl proveden návrh materiálu a kontrolní pevnostní

výpočet, který ověřuje dostatečné předimenzování tohoto mezičláčku a tím zajišťuje opakovatelnost jeho použití. Součástí návrhu přípravku je vhodné umístění čtyř laserových polohoměrů, kterými je v průběhu únavové zkoušky nepřímo měřena délková a torzní deformace lopatky.

Z důvodu přetrvávajících bezpečnostních opatření, a s nimi související znemožnění realizování mechanických zkoušek, byla pro experimentální část práce navržena podrobná parametrická metodika průběhu únavových zkoušek. Následně bylo navrženo vyhodnocení experimentálních dat. Pro únavovou zkoušku byla navržena parametrická metodika vyhodnocení, kde po provedení navrženého experimentu budou parametrická data nahrazena daty experimentálními.

Součástí vyhodnocení je vyhodnocovací program reprezentovaný skriptem ze softwaru MATLAB, který vyhodnotí naměřená experimentální data z únavové zkoušky. Pro správné vyhodnocení je nutné vhodně nastavit filtry na základě charakteru naměřených dat a doplnit vstupní hodnoty (vzorkovací frekvenci a vzdálenost mezi snímači pro měření torzní deformace). Výsledky únavové zkoušky jsou rozděleny do tří skupin.

První skupina statisticky vyhodnocuje únavovou zkoušku, tedy počet cyklů do lomu lopatky. Na základě certifikační specifikace pro motory (CS-E) byla stanovena statistická redukce, která snižuje počet cyklů do lomu. Tím je zachována bezpečnost pro kritické díly (jako je dmychadlo) a 99,7 % vzorků vydrží tento minimálně statisticky stanovený počet cyklů. Pro vyhodnocení byl vytvořen skript v MATLABu, který vypočte tuto statistickou hodnotu. Pro výpočet je nutné do skriptu doplnit počet cyklů do lomu u jednotlivých experimentálních měření.

Druhá skupina vyhodnocuje délkovou deformaci lopatky z naměřených dat laserovými polohoměry. Naměřená data jsou filtrováním zbavena šumu, který je součástí přenosu dat do měřicí ústředny. Z filtrovaných dat je dopočtena délková deformace lopatky a data jsou v příslušných grafech vyobrazena.

Třetí skupina vyhodnocuje analogickým způsobem torzní deformaci lopatky z naměřených dat laserovými polohoměry. Výstupem je graf torzní deformace v závislosti na průběhu a počtu cyklů.

Navrženou únavovou zkoušku lze uplatnit pro konstrukci S-N křivky lopatek dmychadla. Pro několik zvolených hladin zatěžování je identickým postupem

naměřeno alespoň 7 vzorků (na každé hladině zatížení). Vhodným proložením výsledných bodů je zkonstruována S-N křivka lopatky, která splňuje bezpečnostní požadavky pro kritické části motoru dle leteckého přepisu. Závěry této práce budou v budoucnu použity pro realizaci praktické únavové zkoušky kompozitní lopatky dmyhadla.

Seznam použité literatury

- [1] CABRNOCH, Bohuslav. Technologie výroby letadlové a kosmické techniky. Praha, 2019.
- [2] ALAM, Parvez, Dimitrios MAMALIS, Colin ROBERT, Christophe FLOREANI a Conchúr Ó BRÁDAIGH. The fatigue of carbon fibre reinforced plastics - A review. Composites Part B: Engineering [online]. 2019, 166, 555-579 [cit. 2020-04-09]. DOI: 10.1016/j.compositesb.2019.02.016. ISSN 13598368. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359836818321784>
- [3] KRÁL, Michal. Návrh metodiky pro predikci poklesu tuhosti únavově zatěžovaných kompozitních konstrukcí. Praha, 2019. Disertační práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Laš Vladislav, Holý Stanislav.
- [4] LAŠ, Vladislav. Mechanika kompozitních materiálů. 2., přeprac. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2008. ISBN 978-80-7043-689-9.
- [5] DEGRIECK AND, Joris a Wim VAN PAEPEGEM. Fatigue damage modeling of fibre-reinforced composite materials: Review. Applied Mechanics Reviews [online]. 2001, 54(4), 279-300 [cit. 2020-03-03]. DOI: 10.1115/1.1381395. ISSN 0003-6900. Dostupné z: <https://asmedigitalcollection.asme.org/appliedmechanicsreviews/article/54/4/279/465076/Fatigue-damage-modeling-of-fibrereinforced>
- [6] JOLLIVET, Thomas, Catherine PEYRAC a Fabien LEFEBVRE. Damage of Composite Materials. Procedia Engineering [online]. 2013, 66, 746-758 [cit. 2020-03-03]. DOI: 10.1016/j.proeng.2013.12.128. ISSN 18777058. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1877705813019619>
- [7] SMITH, William. Principles of materials science and engineering. New York: McGraw-Hill, 1986. McGraw-Hill series in materials science and engineering.
- [8] ASM Hadnbook. Materials Park: ASM International, 2001. ISBN 978-0-87170-703-1.
- [9] RŮŽIČKA, Milan, Jan PAPUGA, Martin NESLÁDEK a Michal BARTOŠÁK. Dynamická pevnost a životnost. Praha, 2019.
- [10] RŮŽIČKA, Milan. Pevnost a životnost letadel. Praha: České vysoké učení technické, 2000. ISBN 80-01-02254-4.

- [11] KHAN, Rafiullah, Rene ALDERLIESTEN, Saeed BADSHAH a Rinze BENEDICTUS. Effect of stress ratio or mean stress on fatigue delamination growth in composites: Critical review. *Composite Structures* [online]. 2015, 124, 214-227 [cit. 2020-04-09]. DOI: 10.1016/j.compstruct.2015.01.016. ISSN 02638223. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822315000288>
- [12] GARNIER, Christian, Marie-Laetitia PASTOR, Bernard LORRAIN a Olivier PANTALÉ. Fatigue behavior of impacted composite structures. *Composite Structures* [online]. 2013, 100, 443-450 [cit. 2020-04-09]. DOI: 10.1016/j.compstruct.2012.12.025. ISSN 02638223. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S026382231300007X>
- [13] FLAŠKA, Miroslav a Bedřich ŠTEKNER. *Speciální letecké technologie*. 4. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 80-01-01419-3.
- [14] ISO 13003:2003: Fibre - reinforced plastics - Determination of fatigue properties under cyclic loading conditions. International Organization for Standardization. Vernier: Ženeva, 2003.
- [15] HARRIS, Bryan. *Fatigue in composites: science and technology of the fatigue response of fibre-reinforced plastics*. Boca Raton: CRC Press, 2003. ISBN isbn18-557-3608-x.
- [16] *ASM handbook*. 10th editon. Materials Park, Ohio: ASM International, 2016. ISBN isbn0-87170-703-9.
- [17] VAN PAEPEGEM, W. A new coupled approach of residual stiffness and strength for fatigue of fibre-reinforced composites. *International Journal of Fatigue* [online]. 24(7), 747-762 [cit. 2020-03-03]. DOI: 10.1016/S0142-1123(01)00194-3. ISSN 01421123. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0142112301001943>
- [18] MOLENT, L. a A. HADDAD. A critical review of available composite damage growth test data under fatigue loading and implications for aircraft sustainment. *Composite Structures* [online]. 2020, 232 [cit. 2020-03-03]. DOI: 10.1016/j.compstruct.2019.111568. ISSN 02638223. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822319328302>
- [19] BERGMANN, H.W. Mechanical properties and damage mechanisms of carbonfiber-reinforced composites. *Compression loading*. *NDT & E International* [online]. 1992, 25(4-5) [cit. 2020-04-09]. DOI: 10.1016/0963-8695(92)90293-P. ISSN 09638695. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/096386959290293P>
- [20] ROTEM, A. a H.G. NELSON. Failure of a laminated composite under tension—compression fatigue loading. *Composites Science and Technology* [online]. 1989, 36(1), 45-62 [cit. 2020-03-

03]. DOI: 10.1016/0266-3538(89)90015-8. ISSN 02663538. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0266353889900158>

- [21] LIU, Bangyan a Larry LESSARD. Fatigue and damage-tolerance analysis of composite laminates: Stiffness loss, damage-modelling, and life prediction. *Composites Science and Technology* [online]. 1994, 51(1), 43-51 [cit. 2020-04-23]. DOI: 10.1016/0266-3538(94)90155-4. ISSN 02663538. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0266353894901554>
- [22] HAHN, H.T. a R.Y. KIM. Proof Testing of Composite Materials. *Journal of Composite Materials* [online]. 2016, 9(3), 297-311 [cit. 2020-04-23]. DOI: 10.1177/002199837500900308. ISSN 0021-9983. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/002199837500900308>
- [23] BROUTMAN, LJ a S SAHU. A New Theory to Predict Cumulative Fatigue Damage in Fiberglass Reinforced Plastics. CORTEN, HT, ed., HT CORTEN. *Composite Materials: Testing and Design (Second Conference)* [online]. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, 1972, s. 170-170-19 [cit. 2020-04-23]. DOI: 10.1520/STP27746S. ISBN 978-0-8031-0134-0. Dostupné z: <http://www.astm.org/doiLink.cgi?STP27746S>
- [24] HAHN, H.T. a R.Y. KIM. Fatigue Behavior of Composite Laminate. *Journal of Composite Materials* [online]. 2016, 10(2), 156-180 [cit. 2020-04-23]. DOI: 10.1177/002199837601000205. ISSN 0021-9983. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/002199837601000205>
- [25] O'BRIEN, T. a Kenneth REIFSNIDER. Fatigue Damage Evaluation through Stiffness Measurements in Boron-Epoxy Laminates. *Journal of Composite Materials* [online]. 2016, 15(1), 55-70 [cit. 2020-04-23]. DOI: 10.1177/002199838101500105. ISSN 0021-9983. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/002199838101500105>
- [26] O'BRIEN, TK. Characterization of Delamination Onset and Growth in a Composite Laminate. REIFSNIDER, KL, ed., KL REIFSNIDER. *Damage in Composite Materials: Basic Mechanisms, Accumulation, Tolerance, and Characterization* [online]. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, 1982, s. 140-140-28 [cit. 2020-04-23]. DOI: 10.1520/STP34325S. ISBN 978-0-8031-0696-3. Dostupné z: <http://www.astm.org/doiLink.cgi?STP34325S>
- [27] MONTESANO, John, Kamran BEHDINAN, Zouheir FAWAZ a Cheung POON. Considerations for Progressive Damage in Fiber-Reinforced Composite Materials Subject to Fatigue. MEWHORT, Douglas J. K., Natalie M. CANN, Gary W. SLATER a Thomas J. NAUGHTON, ed., Douglas MEWHORT, Natalie CANN, Gary SLATER, Thomas NAUGHTON. *High Performance Computing Systems and Applications* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010, s. 148-

164 [cit. 2020-04-23]. Lecture Notes in Computer Science. DOI: 10.1007/978-3-642-12659-8_12. ISBN 978-3-642-12658-1. Dostupné z: http://link.springer.com/10.1007/978-3-642-12659-8_12

- [28] HASHIN, Z. a A. ROTEM. A Fatigue Failure Criterion for Fiber Reinforced Materials. *Journal of Composite Materials* [online]. 2016, 7(4), 448-464 [cit. 2020-04-25]. DOI: 10.1177/002199837300700404. ISSN 0021-9983. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/002199837300700404>
- [29] BERGMANN, H. a R. PRINZ. Fatigue life estimation of graphite/epoxy laminates under consideration of delamination growth. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* [online]. 1989, 27(2), 323-341 [cit. 2020-04-25]. DOI: 10.1002/nme.1620270208. ISSN 0029-5981. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1002/nme.1620270208>
- [30] ROTEM, A. Fatigue and residual strength of composite laminates. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. 1986, 25(5-6), 819-827 [cit. 2020-04-25]. DOI: 10.1016/0013-7944(86)90044-5. ISSN 00137944. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0013794486900445>
- [31] HALPIN, JC, KL JERINA a TA JOHNSON. Characterization of Composites for the Purpose of Reliability Evaluation. WHITNEY, JM, ed., JM WHITNEY. *Analysis of the Test Methods for High Modulus Fibers and Composites* [online]. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, 1973, s. 5-5-60 [cit. 2020-04-25]. DOI: 10.1520/STP36479S. ISBN 978-0-8031-0701-4. Dostupné z: <http://www.astm.org/doiLink.cgi?STP36479S>
- [32] VAN PAEPEGEM, W. a J. DEGRIECK. Experimental set-up for and numerical modelling of bending fatigue experiments on plain woven glass/epoxy composites. *Composite Structures* [online]. 2001, 51(1), 1-8 [cit. 2020-04-25]. DOI: 10.1016/S0263-8223(00)00092-1. ISSN 02638223. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822300000921>
- [33] MAO, H a S MAHADEVAN. Fatigue damage modelling of composite materials. *Composite Structures* [online]. 2002, 58(4), 405-410 [cit. 2020-04-25]. DOI: 10.1016/S0263-8223(02)00126-5. ISSN 02638223. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822302001265>
- [34] ASTM D3479 / D3479M-12: Standard Test Method for Tension-Tension Fatigue of Polymer Matrix Composite Material. ASTM International. West Conshohocken: PA, 2012.
- [35] KOCÁB, J a J ADAMEC. *Letadlové motory*. 2008. Praha: CORONA. ISBN 978-80-86116-54-9.
- [36] STATEČNÝ, Jiří. *Pevnost a životnost leteckých turbínových motorů*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1990. ISBN 80-01-00420-1.

- [37] TRANSFER [online]. Praha: VZLÚ, 2012 [cit. 2020-07-09]. ISSN 1801-9315. Dostupné z: <https://www.vzlu.cz/cs/casopis-transfer-rocnik-2012-c326.html>
- [38] TRANSFER [online]. Praha: VZLÚ, 2007 [cit. 2020-07-09]. ISSN 1801-9315. Dostupné z: <https://www.vzlu.cz/cs/casopis-transfer-rocnik-2007-c115.html>
- [39] Letecká amatérská asociace: Předpis UL2 - Část I (Požadavky letové způsobilosti SLZ. Ultralehké letouny řízené aerodynamicky)). In: . Praha: LAA, 2019.
- [40] SWOBODA, Helmut. Moderní statistika. 1. vyd. Přeložil Jaromír CÍSAŘ. Praha: Svoboda, 1977. Členská knižnice (Svoboda).
- [41] BARÁK, Karel. Tahové zkoušky rotorové lopatky [online]. Praha, 2019 [cit. 2020-07-30]. Dokument vypracován v rámci řešení projektu FV-10569 podpořené MPO ČR v rámci programu TRIO.
- [42] SKF Ložiska, a.s. [online]. [cit. 2020-07-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group>
- [43] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [44] BEAM GURU. BEAM GURU [online]. 2020 [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://beamguru.com/>
- [45] Micro-Epsilon [online]. 2020. Dostupné také z: <https://www.micro-epsilon.cz/>
- [46] Certifikační norma pro motory: CS-E. Evropská agentura pro bezpečnost letectví, 2009.
- [47] GRAY, W.H. a A.E ALLIS. NACA Research memorandum: RM L51A19. Langley Aeronautical Laboratory Langley Field, Va. Washington: Nation Advisory committee for Aeronautics, 1951.

Seznam obrázků

Obr. 1: Specifická pevnost a tuhost různých technických materiálů [2]	8
Obr. 2: Dmychadlo letounu UL-39 Albi	10
Obr. 3: Rozdělení kompozitních materiálů [4].....	11
Obr. 4: Porovnání meze únavy vláknového kompozitu a různých slitin,	13
Obr. 5: Porovnání únavové odolnosti mezi jednotlivými typy vláknových kompozitů,	14
Obr. 6: Manson-Coffinova křivka, přeloženo a upraveno dle [2].....	15
Obr. 7: Diagram únavového života kompozitu s podélnými vlákny namáhání tah-tah, přeloženo a upraveno dle [2].....	16
Obr. 8: Formy únavového poškození, přeloženo a upraveno dle [2]	16
Obr. 9: Vliv orientace vláken na únavu [8].....	17
Obr. 10 Harmonické zatěžování [9]	18
Obr. 11: CFL diagram kompozitu [8]	19
Obr. 12: Módy zatěžování tělesa s trhlinou (delaminací) [10].....	20
Obr. 13: Závislost růstu delaminace na ΔG [11]	22
Obr. 14: Proces vytvrzování kompozitu [13].....	24
Obr. 15: Vliv teploty a vlhkosti na pevnost kompozitu [8]	25
Obr. 16: Porovnání zatěžování a) s konstantní frekvencí b) s konstantní rychlostí, přeloženo a upraveno dle [15].....	27
Obr. 17: S-N křivky – vliv délky vláken na únavové vlastnosti [2].....	31
Obr. 18: Porovnání uhlíkových vláken v závislosti na počtu cyklů, přeloženo a upraveno dle [2].....	32
Obr. 19: Křivka poškození vláknového kompozitu s jednosměrnou výztuží, skladba vrstev (0;90;0;90;0) zatíženého pulsujícím tahovým zatížením [8].....	34
Obr. 20: Křivka poklesu tuhosti vláknového kompozitu s jednosměrnou výztuží [17].....	35

Obr. 21: Idealizovaný model laminy s tkaninovou výztuží a odvozená reprezentativní buňka,	36
Obr. 22: "S" křivka poškození a křivka poklesu tuhosti tkaninového kompozitu,	37
Obr. 23: Lopatka dmychadla z UL-39.....	45
Obr. 24: a) Geometrické charakteristiky profilu, b) Síly na profilu lopatky [35]	46
Obr. 25: Popis lopatky [35]	46
Obr. 26: Rychlostní trojúhelníky rotoru dmychadla [35].....	47
Obr. 27: Výroba pěnového jádra [37]	50
Obr. 28: Postup výroby lopatky [37]	51
Obr. 29: Cambellův diagram [36].....	53
Obr. 30: Odstupňování vrstev a) pásnice b) potahové vrstvy lopatky; upraveno dle [38]	55
Obr. 31: Příklad typového cyklu motoru v civilní dopravě [36].....	59
Obr. 32: Schéma stanovení polohy těžiště lopatky.....	60
Obr. 33: Přípravek pro trhací zkoušku;	65
Obr. 34: Schéma navrženého mezičlánku přípravku umožňujícího volné kroucení ..	67
Obr. 35: Schéma kloubové hlavice [42].....	68
Obr. 36: Redukce k upevnění přípravku k hydraulickému lisu.....	69
Obr. 37: Okótované schéma desky a čepu	70
Obr. 38: Schéma dvojtřížně namáhaného čepu.....	71
Obr. 39: Schéma kontrolního výpočtu ocelové desky v tahu	72
Obr. 40: Schéma převedení čepového spoje na staticky určitou úlohu	74
Obr. 41: Výpočet ohybového momentu v online programu BEAM GURU [44]	76
Obr. 42: Princip měření laserového polohoměru [45]	78
Obr. 43: Schéma trhacího stoje s upnutou lopatkou a rozmístěnými ILD pro měření deformací	79
Obr. 44: Schéma principu měření zkroucení lopatky	80

Obr. 45: Průběh cyklického zatěžování	83
Obr. 46: Naměřené hodnoty snímačů A a B.....	83
Obr. 47: Vzdálenosti naměřené snímači C	84
Obr. 48: Filtr klouzavého průměru	84
Obr. 49: F-N diagram	85
Obr. 50: Logaritmicko-normální (Gaussovo) rozložení, upraveno dle [9]	86
Obr. 51: Schéma statisticky určeného bodu v S-N křivce, upraveno dle [9]	87
Obr. 52: Průběh zfiltrovaných naměřených dat snímačů A a B	88
Obr. 53: Průběh vypočtené deformace ΔL	88
Obr. 54: Schéma hysterezní smyčky	89
Obr. 55: Závislost nárůstu deformace na počtu cyklů.....	90
Obr. 56: Schéma stanovení maximální odchylky měření	90
Obr. 57: Fázový posun deformace od zatížení	91
Obr. 58: Filtrovaná data torzní deformace	93
Obr. 59: Schéma vypočtené torzní deformace	94

Seznam tabulek

Tab. 1: Přehled statických materiálových charakteristik jednosměrné laminy, jejich označení a norma [3].....	44
Tab. 2: Naměřené a vypočtené parametry lopatky	61
Tab. 3: Vypočtené zatížení rotorové lopatky dmychadla a další hodnoty vstupující do výpočtu	62
Tab. 4: Základní parametry kloubové hlavice SA 20 C [42].....	69
Tab. 5: Dovolená napětí pro ocel ČSN 11 500	71

Seznam příloh

Příloha 1 – Vyhodnocení měření únavové zkoušky	1
Příloha 2 – Statistické vyhodnocení naměřených počtu cyklů	5

Příloha 1 – Vyhodnocení měření únavové zkoušky

```
clc
clear all; format compact
close all;
%% =====

%                               DIPLOMOVÁ PRÁCE
%                               ÚNAVA KOMPOZITNÍ LOPATKY DMYCHADLA
%
%                               VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ÚNAVOVÉ ZKOUŠKY
%
%=====

fv = 100;    % [Hz] Vzorkovací frekvence
C =         ;    % [mm] Vzdálenost mezi polohovými snímači C
%=====
% NAČTENÍ NAMĚŘENÝCH DAT Z ÚNAVOVÉ ZKOUŠKY:

[cykl_zk]=xlsread('Cyklicke_Zatizeni.xlsx');
[lA]=xlsread('lA.xlsx');
[lB]=xlsread('lB.xlsx');
[bNH]=xlsread('bNH.xlsx');
[bOH]=xlsread('bOH.xlsx');

%=====
mereni = length(cykl_zk);
%=====

% VYHODNOCENNÍ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY:

for i=1:mereni;
    Y(i) = cykl_zk(i,2);
    X(i) = cykl_zk(i,1);
end

windowSize = 5;
b = (1 / windowSize) * ones (1, windowSize);
a = 1;
Yf = filter (b, a, Y);
X=X/fv;
figure('Name','Průběh zatěžující síly F [N]')

plot(X,Y)
hold on
plot(X,Yf)

xlabel('Počet cyklu N')
ylabel('Síla F [N]')
legend('Surová data','Filtrovaná data')
%=====
%=====

% VYHODNOCENÍ DÉLKOVÉ DEFORMACE:

for i=1:mereni;
    YlA(i) = lA(i,2);
    XlA(i) = lA(i,1);
```

```

        YlB(i) = lB(i,2);
        XlB(i) = lB(i,1);

end

windowSize = 5;
b = (1 / windowSize) * ones (1, windowSize);
a = 1;

YlAf = filter (b, a, YlA);
XlA = XlA/fv;

YlBf = filter (b, a, YlB);
XlB = XlB/fv;

%Kalibrace dat:
figure('Name','Kalibrace délkové deformace')

subplot(2,1,1)

plot(XlA,YlA)
hold on
plot(XlA,YlAf)

title('Naměřená vzdálenost l_A')
xlabel('Počet cyklů N')
ylabel('l_A [mm]')
legend('Surová data','Filtrovaná data')

subplot(2,1,2)

plot(XlB,YlB)
hold on
plot(XlB,YlBf)

title('Naměřená vzdálenost l_B')
xlabel('Počet cyklů N')
ylabel('l_B [mm]')
legend('Surová data','Filtrovaná data')

% Vyhodnocení délkové deformace
dL = abs(YlAf-YlBf);

figure('Name','Vyhodnocení délkové deformace')

subplot (2,1,1)

[up] = envelope(dL,40,'peak');
y1=linspace(1,1,mereni); % Limitní hodnota deformace

plot(XlA,dL)
hold on
plot(XlA,up)
hold on
plot(XlA,y1)

```



```

title('Vypočtená deformace \DeltaL')
xlabel('Počet cyklů N')
ylabel('Deformace \DeltaL [mm]')
legend('\DeltaL', 'Obálková křivka deformace', 'Limitní hodnota deformace')

subplot(2,1,2)

plot(dL, Yf)

title('Hysterezní smyčka')
xlabel('\DeltaL [mm]')
ylabel('Síla F [N]')
legend('Hysterezní smyčka')
%=====
%=====

% VYHODNOCENÍ TORZNÍ DEFORMACE:

for i=1:mereni;
    YbN(i) = bNH(i,2);
    XbN(i) = bNH(i,1);

    YbO(i) = bOH(i,2);
    XbO(i) = bOH(i,1);

end

windowSize = 5;
b = (1 / windowSize) * ones (1, windowSize);
a = 1;

YbNf = filter (b, a, YbN);
XbN = XbN/fv;

YbOf = filter (b, a, YbO);
XbO = XbO/fv;

%Kalibrace dat:
figure('Name', 'Kalibrace torzní deformace')

subplot(2,1,1)

plot(XbN, YbN)
hold on
plot(XbN, YbNf)

title('Naměřená vzdálenost od náběžné hrany')
xlabel('Počet cyklů N')
ylabel('b [mm]')
legend('Surová data', 'Filtrovaná data')

subplot(2,1,2)

plot(XbO, YbO)
hold on
plot(XbO, YbOf)

title('Naměřená vzdálenost od odtokové hrany')

```

```

xlabel('Počet cyklů N')
ylabel('b' [mm]')
legend('Surová data', 'Filtrovaná data')

% Stanovení konstanty a, a'=A:
a = mean(YbN(1:5));
A = mean(YbO(1:5));

% Výpočet torzní deformace
fi =rad2deg(atan((A-a)/C)-atan((YbOf-YbNf)/C));
[up2] = envelope(fi,40,'peak');
figure('Name', 'Vypočtená torzní deformace')

plot(XbN, fi)
hold on
plot(XbN, up2)

title('Torzní deformace')
xlabel('Počet cyklů N')
ylabel('\Phi [°]')
legend('Průběh torzní deformace', 'Obalová křivka torzní deformace')

```

Příloha 2 – Statistické vyhodnocení naměřených počtu cyklů

```
clc
clear all; format compact
close all;
%% =====

%           DIPLOMOVÁ PRÁCE
%           ÚNAVA KOMPOZITNÍ LOPATKY DMYCHADLA

%           STATISTIKA VYHODNOCENÝCH VÝSLEDKŮ

%=====
N1 = ;           %Počet cyklů do lomu 1. vzorku
N2 = ;           %.
N3 = ;           %.
N4 = ;           %.
N5 = ;           %.
N6 = ;           %.
N7 = ;           %Počet cyklů do lomu 7. vzorku
%=====
N = [N1 N2 N3 N4 N5 N6 N7];
logN = log10(N);           %Logaritmus z N

logN_ = mean(logN);           %Střední hodnota

SlogN = std(logN);           % Směrodatná odchylka

Ns = 10^(logN_-3*SlogN); %Statisticky stanovený bod do S-N Křivky
```