

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

FAKULTA STROJNÍ



**OPTIMALIZACE LABYRINTOVÉ UCPÁVKY
TURBOVRTULOVÉHO MOTORU**

2019

JOSEF POUZAR

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pouzar** Jméno: **Josef** Osobní číslo: **465505**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**
Studijní program: **Teoretický základ strojího inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Optimalizace labyrintové ucpávky turbopropového motoru

Název bakalářské práce anglicky:

Optimization of Turboprop Engine Labyrinth Seal

Pokyny pro vypracování:

Pro vypracování proveďte:

- 1) Rešerši typů labyrintových ucpávek
 - 2) Popis proudění v labyrintové ucpávce
 - 3) Optimalizaci ucpávky při použití programu Floinhance
 - 4) Optimalizaci ucpávky při použití výpočtové metody podle Ščeglajeva
 - 5) Vyhodnocení výsledků
- Výsledky výpočtů uvádějte v bezrozměrném tvaru.

Seznam doporučené literatury:

Literatura a další podklady dle pokynů vedoucího práce.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **30.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **02.08.2019**

Platnost zadání bakalářské práce:



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



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



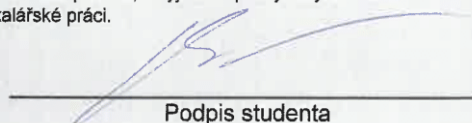
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29.4.2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci s názvem: „Optimalizace labyrintové ucpávky turbovrtulového motoru“ vypracoval zcela samostatně za odborného vedení pana Ing. Jana Klesy, Ph.D. s použitím literárních zdrojů uvedených na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Josef Pouzar

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Janu Klesovi, Ph.D. za jeho odborné vedení a cenné rady z oblasti leteckých motorů během vytváření této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Michalu Čížkovi za jeho ochotu, trpělivost a odborné rady jak při práci s programem Floinhance, tak i při vypracovávání mé práce. Můj vděk patří také společnosti GE Aviation Czech, s.r.o. za umožnění zpracování problematiky labyrintových ucpávek a poskytnutí potřebných podkladů pro vypracování této práce, zejména pak panu Lucovi Lombardimu za jeho cenné rady z oblasti plynových turbín a problematiky labyrintových ucpávek. Zároveň bych chtěl poděkovat panu prof. Dr. Ing. Tomáši Vampolovi za jeho ochotu a trpělivost při zařizování spolupráce ČVUT se společností GE Aviation Czech. Nakonec bych rád poděkoval mé rodině, přítelkyni a přátelům, kteří mě podporovali během celého mého studia.

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá optimalizací labyrintové ucpávky turbínové hřídele turboprotulového motoru společnosti GE Aviation. Cílem je snížit počet břitů ucpávky za podmínky zachování původních výstupních a vstupních parametrů. Snahou této optimalizace je docílit snížení výrobních nákladů spojených se složitostí geometrie a kvantitou břitů labyrintové ucpávky. V teoretické části je rozebrána problematika jednotlivých typů labyrintových ucpávek a společně s tím i samotné proudění tekutin skrze ucpávky. V praktické části je řešena optimalizace geometrie břitů ucpávky, aby bylo možné snížit počet jejích břitů. K vyřešení této optimalizace poskytla společnost GE Aviation Czech svůj výpočtový program Floinhance s nahraným modelem leteckého motoru H80. Výsledky obdržené z programu Floinhance jsou následně porovnány s ručními výpočty pomocí výpočtového Ščeglajevova modelu. Výsledkem práce je optimalizovaná labyrintová ucpávka s pozměněnou geometrií a sníženým počtem břitů.

Klíčová slova

Labyrintová ucpávka, Turboprotulový motor, Proudění, Turbínová hřídel, Floinhance

Abstract

This bachelor thesis is focused on the optimization of the labyrinth seal of the turbine shaft of the turboprop engine by GE Aviation. The aim of this thesis is to reduce the amount of seal teeth, while maintaining the original output and input parameters. With this optimization is intended to reduce manufactory costs associated with the complexity of the geometry and quantity of the labyrinth teeth. In the theoretical part will be given an acquaintance with individual types of labyrinth seals and also will be said how the fluids flow through them. The practical part, will be focused on to trying to find out the optimum seal geometry in order to reduce number of teeth. For this optimization, GE Aviation Czech provided their Floinhance computing program with the H80 aircraft engine model. The results of this program will be compared with calculations using the Ščeglajev method. In the end of this thesis there will be a comparison of both method and the result will be an optimized labyrinth seal geometry with reduced number of teeth.

Keywords

Labyrinth seal, Turboprop engine, Flow, Turbine shaft, Floinhance

Obsah

1	Úvod	1
1.1	Členění leteckých motorů	1
1.1.1	Proudové motory.....	1
1.1.2	Turbovrtulové motory	2
1.1.3	Turbohřídelové motory	2
1.1.4	Pístové motory	2
1.1.5	Náporové motory	3
1.1.6	Pulzační motory	3
1.1.7	Raketové motory.....	4
1.2	Cíl práce	4
2	Rešerše typů labyrintových ucpávek	6
2.1	Funkce ucpávek a základní rozdělení	6
2.2	Labyrintové ucpávky.....	7
2.3	Návrh labyrintových ucpávek	7
2.4	Výroba labyrintových ucpávek	8
2.5	Konfigurace labyrintových ucpávek	9
3	Popis proudění v labyrintové ucpávce	12
3.1	Úvod.....	12
3.2	Proudění v labyrintové ucpávce	12
3.3	Fannova křivka.....	13
3.4	Ideální labyrintová ucpávka	14
3.5	Reálná labyrintová ucpávka	15
3.6	Přímá labyrintová ucpávka.....	16
3.7	Geometrické parametry ovlivňující průtok labyrintem.....	18
3.8	Výpočet hmotnostního průtoku.....	19
4	Optimalizace labyrintové ucpávky při použití programu Floinhance	22
4.1	Úvod.....	22
4.2	Cíl optimalizace	22
4.3	Stanovení bezrozměrných veličin	23
4.4	Radiální vůle	24
4.5	Změna úhlů špičky břitů.....	25
4.6	Změna sklonu břitů	27

4.7	Změna šířky špičky bříty.....	28
4.8	Kombinace změn parametrů ucpávky.....	29
4.9	Výsledky optimalizace pomocí programu Floinhance.....	39
5	Optimalizace ucpávky při použití výpočtové metody podle Ščeglajeva.....	44
5.1	Úvod.....	44
5.2	Postup výpočtů.....	44
5.3	Optimalizace.....	46
6	Vyhodnocení výsledků.....	49
7	Závěr.....	51
8	Použitá literatura.....	52

Seznam obrázků

Obr.č. 1 Řez leteckým turbovrtulovým motorem s vyznačením labyrintové ucpávky ...	4
Obr.č. 2 Turbínová hřídel s břity labyrintové ucpávky.....	5
Obr.č. 3 Pravá a nepravá labyrintová ucpávka [5].....	8
Obr.č. 4 Schematické znázornění typů labyrintových ucpávek [1]	10
Obr.č. 5 Schématické zobrazení labyrintové ucpávky s rozloženými břity na rotoru i statoru [4].....	11
Obr.č. 6 Schéma proudění tekutiny nepravým labyrintem [4].....	12
Obr.č. 7 Fannova křivka [6].....	13
Obr.č. 8 Typy geometrií břitů [6].....	16
Obr.č. 9 Závislost poměrného hmotnostního průtoku labyrintovou ucpávkou na tlakovém poměru [2].....	17
Obr.č. 10 Parametry labyrintové ucpávky pro Zimmermannovu a Wolfovu rovnici [1]	19
Obr.č. 11 Závislost přenosového koeficientu k a opravného koeficientu k_l na počtu břitů ucpávky	20
Obr.č. 12 Úhly břitů, (α) úhel sklonu břitu, (β) úhel špičky břitu.....	25
Obr.č. 13 Součinitel průtoku μ_u labyrintových ucpávek s břity různého tvaru a rozměru [2].....	45
Obr.č. 14 Opravný součinitel pro výpočet hmotnostního průtoku nepravou labyrintovou ucpávkou	45

Seznam grafů

Graf č. 1 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů při změně radiální vůle.....	24
Graf č. 2 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů při změně radiální vůle	24
Graf č. 3 Machova čísla v závislosti na počtu břitů při změně radiální vůle.....	25
Graf č. 4 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů při změně úhlu špičky	26
Graf č. 5 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů při změně úhlu špičky	26
Graf č. 6 Machova čísla v závislosti na počtu břitů při změně úhlu špičky	26
Graf č. 7 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů při změně úhlu sklonu břitu...	27
Graf č. 8 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů při změně úhlu sklonu břitu	27
Graf č. 9 Machova čísla v závislosti na počtu břitů při změně úhlu sklonu břitu.....	28
Graf č. 10 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů při změně šířky špičky břitu	28
Graf č. 11 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů při změně šířky špičky břitu.....	29
Graf č. 12 Machova čísla v závislosti na počtu břitů při změně šířky špičky břitu.....	29
Graf č. 13 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G1	30
Graf č. 14 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G1	30
Graf č. 15 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G1.....	31
Graf č. 16 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G2	31
Graf č. 17 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G2	32
Graf č. 18 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G2.....	32
Graf č. 19 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G3	33
Graf č. 20 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G3	33
Graf č. 21 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G3.....	33
Graf č. 22 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G4	34
Graf č. 23 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G4	34
Graf č. 24 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G4.....	35

Graf č. 25 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G5	35
Graf č. 26 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G5	36
Graf č. 27 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G5.....	36
Graf č. 28 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G6	37
Graf č. 29 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G6	37
Graf č. 30 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G6.....	37
Graf č. 31 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G7	38
Graf č. 32 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G7	38
Graf č. 33 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G7.....	39
Graf č. 34 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7	41
Graf č. 35 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7.....	41
Graf č. 36 Machovo číslo na vstupu v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7	42
Graf č. 37 Machovo číslo na výstupu v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7	42
Graf č. 38 Teplotní spád v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7	43
Graf č. 39 Hmotnostní průtok pro variantu G1 (Ščeglajev)	46
Graf č. 40 Hmotnostní průtok pro variantu G4 (Ščeglajev)	47
Graf č. 41 Hmotnostní průtok pro variantu G6 (Ščeglajev)	47
Graf č. 42 Hmotnostní průtok pro variantu G7 (Ščeglajev)	47
Graf č. 43 Hmotnostní průtoky variant G1, G4, G6 a G7 (Ščeglajev)	48
Graf č. 44 Porovnání průběhů hmotnostních průtoků zjištěných pomocí programu Flouhance a výpočtovou metodou dle Ščeglajeva pro variantu G7	49

Seznam tabulek

Tabulka č.1 Tabulka variant geometrií a jejich změny parametrů	40
Tabulka č.2 Bezrozměrné hodnoty veličin pro dané typy variant s optimalizovaným počtem břitů	40
Tabulka č.3 Procentuální odchylky veličin od referenčních hodnot pro dané typy variant	40

Seznam použitých symbolů a zkratek

BR		Bezrozměrná přepočtená hodnota
C_d	[-]	Koeficient tlakových ztrát
C_p	[J/K]	Tepelná kapacita
d_u	[mm]	Průměr ucpávky
dQ	[J]	Elementární přírůstek tepla soustavy
dU	[J]	Elementární přírůstek vnitřní energie soustavy
dW	[J]	Elementární vnější odvedená práce soustavy
k	[-]	Přenosový koeficient
k_u	[-]	Opravný součinitel nepravé labyrintové ucpávky
k_1	[-]	Opravný koeficient
k_2	[-]	Opravný přenosový koeficient
M_a	[-]	Machovo číslo
$MACH_{BR}$	[-]	Bezrozměrné redukované Machovo číslo
$MACH_{vstup}$	[-]	Machovo číslo na vstupu
$MACH_{vstup_{BR}}$	[-]	Bezrozměrné redukované Machovo číslo na vstupu
$MACH_{vstup_{REF}}$	[-]	Referenční Machovo číslo na vstupu
$MACH_{výstup}$	[-]	Machovo číslo na výstupu
$MACH_{výstup_{BR}}$	[-]	Bezrozměrné redukované Machovo číslo na výstupu
$MACH_{výstup_{REF}}$	[-]	Referenční Machovo číslo na výstupu
\dot{m}	[kg/s]	Hmotnostní průtok
\dot{m}_{*0}	[kg/s]	Kritický hmotnostní průtok
\dot{m}_{BR}	[-]	Bezrozměrný hmotnostní průtok
\dot{m}_{REF}	[kg/s]	Referenční hmotnostní průtok
p_s	[Pa]	Statický tlak
p	[Pa]	Tlak na výstupu
p_0	[Pa]	Statický tlak na vstupu
$P_{t(0)}$	[Pa]	Absolutní tlak na vstupu
$P_{s(n)}$	[Pa]	Statický tlak na výstupu
q	[-]	Poměrný hmotnostní průtok
R	[J/K·mol]	Univerzální plynová konstanta

REF		Referenční nezměněná hodnota původního modelu
S, A	[mm ²]	Průtočná plocha
s, δ_u	[mm]	Radiální vůle
T_o	[°C]	Počáteční vstupní teplota
T_s	[°C]	Koncová výstupní teplota
$T_{t(0)}$	[°C]	Absolutní teplota na vstupu
v	[m/s]	Rychlost proudící tekutiny
v_o	[m ³ /kg]	Měrný objem vzduchu
z, n, N	[-]	Počet břitů ucpávky
α	[°]	Úhel sklonu břitů
α_p	[-]	Průtokový součinitel
β	[°]	Úhel špičky břitů
β_p	[-]	Průchodový faktor
ΔPS_{abs}	[Pa]	Tlakový spád v absolutních souřadnicích
ΔPS_{abs_BR}	[-]	Bezrozměrný tlakový spád v absolutních souřadnicích
ΔPS_{abs_REF}	[Pa]	Referenční tlakový spád v absolutních souřadnicích
ΔTC_{rel}	[°C]	Teplotní spád v relativních souřadnicích
ΔTC_{rel_BR}	[-]	Bezrozměrný teplotní spád v relativních souřadnicích
ΔTC_{rel_REF}	[°C]	Referenční teplotní spád v relativních souřadnicích
ε	[-]	Tlakový poměr
μ_u	[-]	Empiricky zjištěný průtokový součinitel
ρ	[kg/m ³]	Hustota vzduchu

1 Úvod

Pro současnou společnost je stěžejní doprava, ať už se jedná o dopravu na krátké vzdálenosti, tak o dopravu mezikontinentální. Nikdy dříve nebylo cestování tak snadné jako v současné době. Mezi nejmladší způsob dopravy se řadí letecká doprava, která od svého vzniku nabírá na prudkém rozvoji, pojícím se spolu se zvyšováním dopravní rychlosti a objemu přepravených cestujících. Co se týče rychlosti přepravy osob, jde o nejrychlejší způsob dopravy, umožňující nám pohybovat se téměř všude po světě. Negativa letecké dopravy jsou ovšem vysoká cena, a hlavně ekologický dopad na životní prostředí. Podmínkou uvedení letadla do pohybu, je přítomnost leteckých motorů generujících tah, které jsou nejčastěji umístovány pod křídla letadel, nebo přímo do jejich trupu.

1.1 Členění leteckých motorů

Letecké motory lze obecně rozdělit do několika základních skupin:

1.1.1 Proudové motory

Proudové motory jsou jedním z nejstarších typů motorů s jednoduchou koncepcí, skládající se z vícestupňového kompresoru, spalovací komory a samostatné, nebo vícestupňové turbíny. Usměrněný proud vzduchu nejprve vstupuje do kompresoru, který stlačuje vzduch, čímž vzroste jeho tlak, teplota a hustota. Stlačený vzduch dále vstupuje do spalovací komory, kde je do něj vstřikováno palivo a výsledná směs je vzápětí spalována. Část tlakového spádu je využita v plynové turbíně převádějící energii plynu na mechanickou práci, kterou pohání přes spojovací hřídel kompresor a také různé příslušenství potřebné pro správný chod motoru. Zbývající část tlakového spádu se využívá ve výstupní trysce, která generuje výsledný tah motoru. Výstupní rychlost může být zvýšena například pomocí přídavného spalování. Známým typem proudového motoru byl například motor General Electric J79, který poháněl stíhače typu Starfighter z roku 1951. [8]

Poddruhem proudových motorů jsou motory dvouproudové, jenž jsou často také označovány jako turbodmychadlové. Jde o jeden z nejběžnějších typů motorů jak v civilní dopravě, tak i ve vojenských letounech. Podobně jako u turbovrtulových motorů je sekce turbín konstruována tím způsobem, aby bylo za pomoci rozdělení tlakových

spádů dosahováno co nejvyšších výkonů. Je zde přidána hřídel sloužící k pohonu dmyhadla, což je vlastně axiální kompresor. Jakmile proud vzduchu projde skrze dmyhadlovou část, dělí se na vnitřní proud vstupující do vysokotlakého kompresoru a dále do spalovacích komor a na studený vnější proud obtékající kompresor po jeho vnější straně. Odtud také pochází název pro dvouproudý motor. [8]

1.1.2 Turbovrtulové motory

Hlavním rozdílem, kterým se turbovrtulové motory liší od motorů proudových, jak je již ze samotného názvu patrné, je přítomnost vrtule, kterou pohání přidaná turbína. Turbovrtulové motory, jsou zpravidla konstruovány tak, že jsou použity dva typy kompresorů, kdy první je navržen pro nízké tlaky a druhý pro tlaky vysoké a obdobným způsobem jsou zde umístěny vysokotlaké a nízkotlaké turbíny. Na rozdíl od proudových motorů, které urychlují poměrně malý objem vstupujícího vzduchu na vysokou výstupní rychlost, turbovrtulový motor urychluje velký objem vzduchu na malou výstupní rychlost. Důsledkem toho je zvýšení účinnosti při nižších rychlostech letu. [8]

1.1.3 Turbohřídelové motory

V principu pracují turbohřídelové motory stejně jako motory turbovrtulové, lišícím se v druhém typu turbíny, kdy turbína nepohání vrtuli, ale pomocí hřídele a reduktoru pohání nejčastěji rotory vrtulníků. Vstupující vzduch je nejprve stlačen v kompresoru, následně je k němu přimíšeno palivo a vzniklá směs je ve spalovací komoře vznícena. Horký plyn následně expanduje do dvou turbín, kde jedna pohání kompresor a druhá pohání právě rotor helikoptéry. [8]

1.1.4 Pístové motory

Ke starším typům leteckých motorů se řadí pístové motory, které pracují na principu vnitřního spalování, kde dochází k přeměně tepelné energie na energii mechanickou uvnitř válců. Pístové motory rozlišujeme podle uspořádání válců, kdy jsou válce umístěny buďto do kruhu, kolem poháněné klikové hřídele, nebo jsou umístěny v řadě za sebou většinou nad klikovou hřídelí. V principu je fungování leteckých pístových motorů stejné jako u všech ostatních pístových motorů, ve kterých je nejprve do válce nasána palivová

směs, jenž je následně pístem stlačena. Tato stlačená směs je pomocí jiskry zapálena a vlivem expanze této zažehnuté směsi se píst přesune do dolní polohy, čímž vykoná mechanickou práci přenášenou na klikovou hřídel. Spaliny jsou následně vypuštěny výfukem pryč. Tento proces probíhá postupně v každém válci separátně a neustále se opakuje během celého chodu motoru. Hřídel, na kterou jsou uchyceny písty, je následně pomocí reduktoru propojena s vrtulí, která vytváří tah motoru. [9], [10]

1.1.5 Náporové motory

Dalším typem leteckých motorů jsou náporové motory, které jsou označovány za jedny z nejjednodušších typů motorů, jelikož se v nich nenacházejí žádné rotující součásti. Vzduch do motoru vstupuje s vysokou kinetickou rychlostí rovnající se rychlosti letu, která se díky divergentnímu tvaru trysky přeměňuje na tlak. Vlivem náporu je vzduch stlačen a dále putuje skrze palivové hořáky, které vstříkují do stlačeného vzduchu palivo a vzniklá směs je spalována. Výsledné spaliny proudí skrze zužující se trysku ven z motoru, čímž vyvozují tah. Nevýhoda náporových motorů je ta, že nejlépe pracují při vysokých nadzvukových rychlostech letu. V podzvukových rychlostech nepracují efektivně a z toho důvodu je potřeba letoun nejprve urychlit jiným typem pohonu. [9], [10]

1.1.6 Pulzační motory

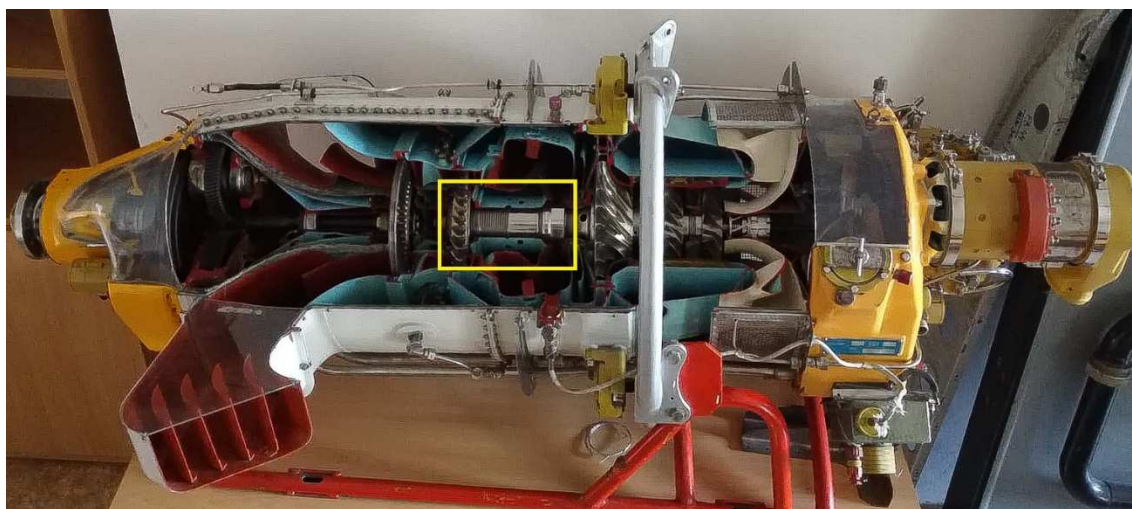
Nevýhody náporových motorů, které efektivně pracují pouze ve vysokých rychlostech letu, se snaží kompenzovat motory pulzační. Oproti náporovým motorům jsou pulzační motory vybaveny uzavíracími ventily, které se otevírají a zavírají v závislosti na nasávání a spalování palivové směsi. Jak již samotný název napovídá, pulzační motory nepracují nepřetržitě, ale s určitým cyklem nasávání a spalování, který nazýváme pulzy motoru. Nejprve je skrze vstupní otevřené ventily vzduch nasáván dovnitř do spalovací komory, kde se do něj vstříkuje palivo a vzniklá směs je následně zapálena. Vlivem expanze se vstupní ventily uzavřou a spaliny odchází skrze výstupní trysku ven, čímž generují tah motoru. Oproti náporovým motorům vznikají uvnitř motoru mnohem větší tlaky, tudíž je vyžadována robustnější konstrukce. Výhodou je, že tento typ motorů je schopen pracovat i při nulové počáteční rychlosti. [9], [10]

1.1.7 Raketové motory

Jako poslední ze základních typů leteckých motorů zde uvedu motory raketové. Tento typ motorů dokáže generovat obrovský tah, ovšem pouze po určitou dobu. Oproti předchozím typům motorů totiž nepotřebuje atmosférický kyslík, jelikož si s sebou nese nádrže s okysličovadlem a nádrže s palivem nebo pouze zásobník paliva podle typu pohonné hmoty. Raketové motory neobsahují ve většině případů žádné kompresory ani turbíny, což je velice pozitivní věc v porovnání s výsledným tahem motoru, ovšem pro normální civilní letectví, je tento typ motorů nepoužitelný hlavně kvůli zátěži, kterou představují nesené nádrže. Pohonné hmoty sloužící ke spalování jsou buďto kapalné, kdy je zapotřebí mít nádrž s palivem oddělenou od nádrže s okysličovadlem a dále pak pohonné hmoty pevné, kdy je přítomen válcový zásobník, ve kterém hoří tuhá palivová hmota. Motory s kapalnými pohonnými hmotami se používají pro letouny, jelikož lze regulovat výkon motoru a motory na pevná paliva u kterých regulace není možná se používají například pro vojenské střely. Raketové motory, které obsahují oba dva typy paliva se nazývají hybridní. [9], [10]

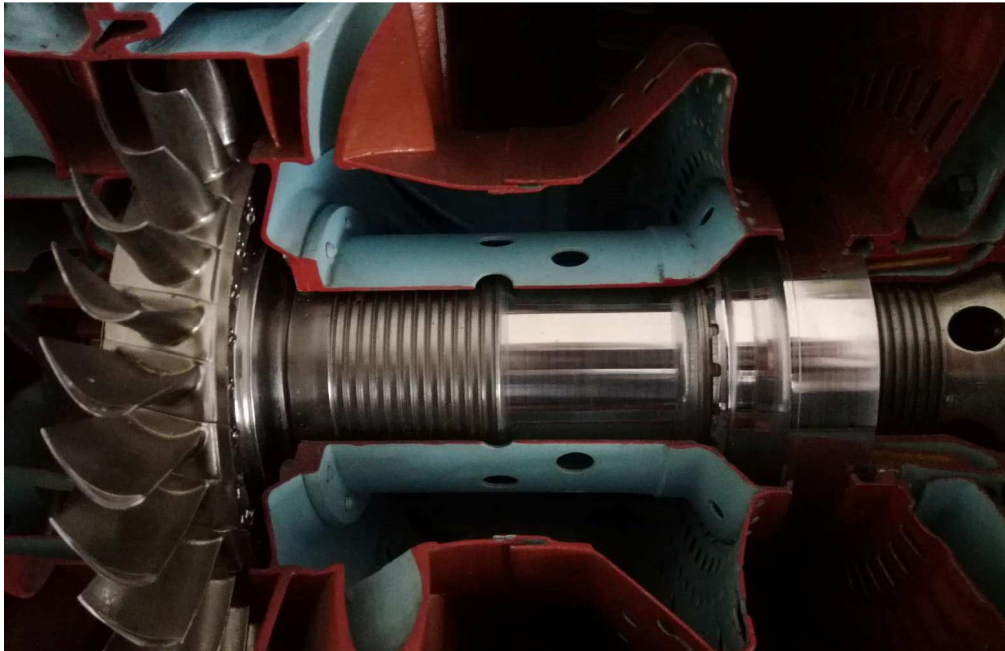
1.2 Cíl práce

Tato práce je zaměřena na optimalizaci labyrintové ucpávky turbovrtulového motoru nacházející se na hřídeli generátoru plynů. Práce byla vytvořena ve spolupráci s GE Aviation Czech, která poskytla data o svém motoru třídy H80, společně s přístupem k výpočtovému programu Floinhance, pomocí čehož bylo umožněno optimalizovat výše zmíněnou labyrintovou ucpávku.



Obr.č. 1 Řez leteckým turbovrtulovým motorem s vyznačením labyrintové ucpávky

Na Obr.č. 1 je vyobrazen letecký turbovrtulový motor M601 v řezu, na kterém je zvýrazněn žlutým obdélníkem hřídel generátoru plynů s labyrintovou ucpávkou. Bližší pohled na ucpávku stejného motoru je zobrazen na Obr.č. 2.



Obr.č. 2 Turbinová hřídel s bříty labyrintové ucpávky

Průběžně budou uvedeny jednotlivé typy ucpávek a bude stanoveno, k čemu jsou ve strojích ucpávky potřebné. Teoretická část práce se zabývá samotným prouděním tekutin skrze labyrintové ucpávky a výpočty sloužícími k určení veličin. Následovat bude praktická část, ve které proběhne optimalizace konkrétní ucpávky pro snížení počtu břitů, aniž by se výrazněji změnila výstupní hodnoty. Ve výsledku budou porovnány výstupy z výpočtového programu společně s ručními výpočty a bude zvolena optimální geometrie.

2 Rešerše typů labyrintových ucpávek

2.1 Funkce ucpávek a základní rozdělení

Ucpávky, neboli těsnění, jsou velmi důležitou součástí všech typů strojů. Hlavním úkolem ucpávek je zamezení nebo omezení přístupu vnitřních tokových médií do daných prostor. Ucpávky lze obecně rozdělit na dvě skupiny, a to sice na ucpávky statické a dynamické.

1. Ucpávky statické, jsou takové ucpávky, v nichž je zamezeno přístupu mezi dvě statorové plochy. Statorovou plochou je zde myšlen povrch, který se vůči druhému povrchu nehýbe a setrvává v klidu. Statické ucpávky jsou často označovány jako ucpávky kontaktní, jelikož dochází ke kontaktu těsnění s dvěma plochami. Typickým příkladem kontaktní ucpávky je například elastomerní těsnící O-kroužek. [4]
2. Ucpávky dynamické, jsou typy ucpávek, kdy dva povrchy konají vůči sobě relativní pohyb. Jde tedy o zamezení přístupu mezi statorovou a rotorovou plochu nebo mezi dvě rotorové plochy. Rotorovou plochou je myšlen povrch konající rotační pohyb. Ucpávky dynamické mohou být jak kontaktní, tak i bezkontaktní, ovšem v případě kontaktního typu dynamické ucpávky je potřeba povrchy dostatečně mazat. Typickým bezkontaktním dynamickým těsněním je právě labyrintová ucpávka. [4]

Pomocí těchto těsnění lze dosáhnout snížení průtoku média ucpávkou. Při navrhování ucpávek je velice důležité eliminovat vliv na celkovou účinnost turbíny a kompresoru, která by se měla samozřejmě zachovat co nejvyšší. Dalšími aspekty, které je třeba zohlednit, jsou například: generování určitého přípustného nárůstu teploty uvnitř těsnění, požadavky na ovlivnění dynamiky samotného rotoru kdy je žádoucí, aby byla zajištěna dynamická stabilita celého systému. Důležité konstrukční parametry ovlivňující výslednou efektivitu ucpávek jsou zejména volba typu ucpávky a geometrie jejich břitů, úprava povrchů stacionárních a rotujících ploch a nakonec okrajové podmínky definující například vstupní tlak, vstupní teplotu nebo viskozitu a stlačitelnost vstupujících tekutin. [1]

2.2 Labyrintové ucpávky

Labyrintové ucpávky jsou jedny z oblíbených typů ucpávek, které jsou používány v široké míře například v parních turbínách nebo právě v leteckých motorech, kterými se tato práce zabývá. Jde o bezkontaktní typy ucpávek, které stejně tak jako i jiné typy ucpávek, mají za úkol redukovat průtok tekutiny. Aby bylo dosaženo tohoto cíle, labyrintové ucpávky staví do cesty proudu tekutiny překážky ve formě břitů a komor, které způsobí tlakové ztráty procházejícího média a tudíž snížení průtočného množství. Labyrintové ucpávky jsou v leteckých motorech hojně využívány, jelikož jsou bezkontaktní, dokáží pracovat za vysokých teplot, tlaků a otáček rotoru. [1], [5]

Konstrukce labyrintových ucpávek je výhodná zejména kvůli nízké finanční nákladnosti jejich výroby, z důvodu poměrně jednoduché geometrie, spojené s dostačující těsnící schopností. Vůle mezi břity a protější plochou jsou při chodu motoru řádově desetiny milimetrů. [1], [3], [5]

2.3 Návrh labyrintových ucpávek

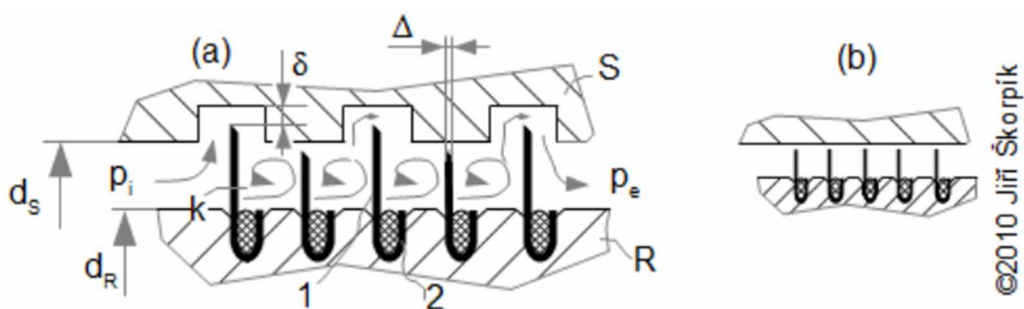
Podstatným faktem, který je třeba zohlednit při navrhování ucpávek, jsou změny rozměrů rotoru za chodu motoru. S rozběhem motoru se postupně zvyšuje vnitřní teplota a společně s vlivem odstředivých sil rotoru, vzniklých vysokými otáčkami, dochází k radiálnímu růstu hřídele. Nejen rotor, ale také stator je tepelně ovlivněn, důsledkem čehož se roztahuje. S ohledem na tuto skutečnost, je potřeba dbát na kontrolu stejnosměrnosti ohřevu motoru, aby nedošlo ke stavu, kdy je například rotor zahřátý, ale stator studený. Při chodu motoru dochází také k nežádoucím vibracím. Důsledkem těchto jevů je postupné nebo skokové zužování mezery mezi statorovou a rotorovou plochou, což může vést ke ztrátě těsnícího materiálu vlivem tření břitů ucpávky o stator. Ztráta těsnícího materiálu nebo ztráta materiálu břitů, má za následek nárůst průtočného množství tekutiny ucpávkou a tudíž snížení celkové účinnosti těsnění. [1]

Konstrukci ucpávky lze provést buď tak, že je zvolen materiál rotoru tvrdší nežli materiál statoru nebo naopak. Pokud je zvolen za měkčí materiál stator a dojde k otěru břitů rotoru o stator, břity si do statoru vyryjí drážky, ovšem vliv tohoto tření bude z hlediska celkového pohybu rotoru minimální a po navrácení do původního stavu a polohy také minimální nárůst propustnosti ucpávky. Pokud bude zvolen opačný typ konstrukce, a to takový, že za měkčí materiál zvolíme rotor a na stator bude nanášena

vrstva tvrdšího materiálu, tak při kontaktu břitů s protější stěnou se břity obrousí a nedojde k téměř žádnému poškození statorové plochy. Na břity se mohou také nanášet měkké materiály, například pomocí žárových nástřiků. Aby se předešlo poškození, může se například na statorovou plochu použít voština, což je materiál strukturou podobný včelím plástvím. [1], [5]

2.4 Výroba labyrintových ucpávek

Výroba břitů ucpávky může být realizována například pomocí tenkých plechů, které jsou zatémovány do povrchu rotoru či statoru prostřednictvím temovacího drátu. Dalším technologickým postupem je soustružení, kdy se břity vysoustruží přímo na určitém povrchu, čímž mají vyšší pevnost nežli zatémované plechy. Na Obr.č. 3 je znázorněna konstrukce pravého a nepravého labyrintu s břity vyrobenými z plechů. [5] Pravým labyrintem zde nazýváme takovou ucpávku, ve které jsou buď na rotorové nebo statorové ploše, dle typu konstrukce, vytvořeny drážky, ve kterých se pohybují břity statoru či rotoru a mezi nimi jsou vždy přidány nižší břity. Protékající tekutina v tomto případě neprochází přímo skrze labyrint, jelikož je její tok zakřivený. U nepravého labyrintu je opět dle typu konstrukce rotorová nebo statorová plocha hladká a protější břity jsou stejně velké. Z hlediska konstrukčního je výroba nepravého labyrintu podstatně snazší, ovšem nemá takovou účinnost jako pravý labyrint. [5]



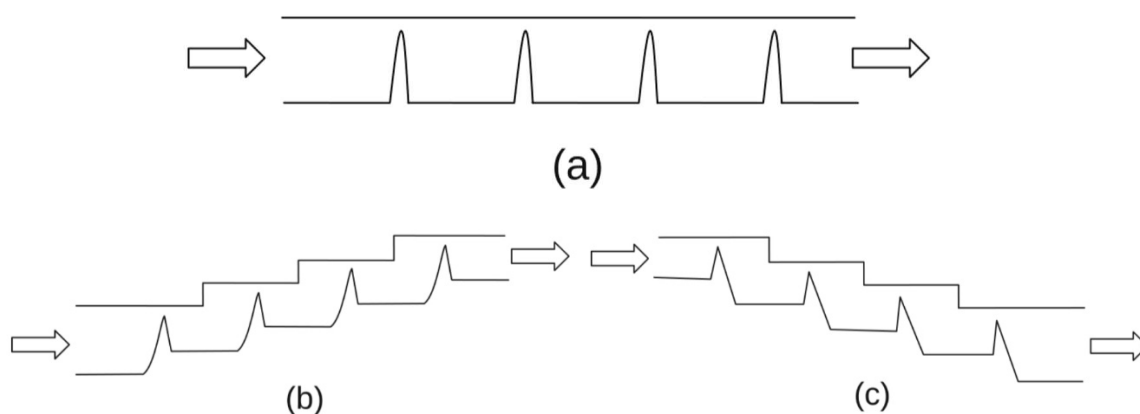
Obr.č. 3 Pravá a nepravá labyrintová ucpávka [5]

(a) Pravá labyrintová ucpávka, (b) nepravá labyrintová ucpávka, (1) břit z tenkého plechu, (2) temovací drát

2.5 Konfigurace labyrintových ucpávek

Jako výhody labyrintových ucpávek je možno uvést například nízkou finanční nákladnost jejich výroby, jelikož jde o poměrně jednoduchou geometrii, spojenou s dostačující těsnicí schopností. Nevýhody, které se s labyrintovými ucpávkami pojí, jsou zejména opotřebení materiálu vlivem obrušování kontaktními plochami, které zvyšují mezeru mezi statorem a rotorem a tím i množství protékané tekutiny. Vůle mezi břitzy a protější plochou jsou při chodu motoru řádově desetiny milimetrů. [1], [5] Kromě rozdělení na pravé a nepravé těsnění, jsou v praxi používány tyto základní konfigurace labyrintových ucpávek, které jsou následně schematicky zobrazeny na Obr.č. 4 :

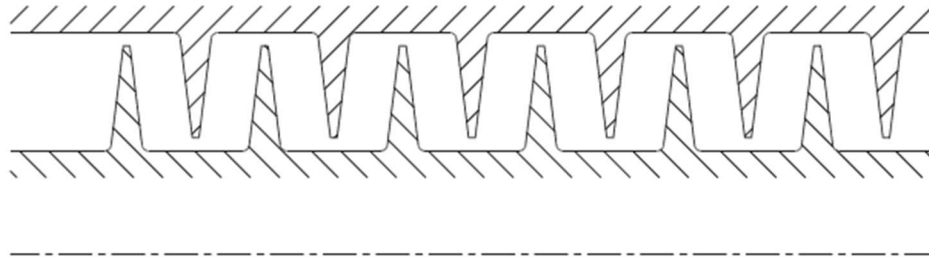
- a) Příímý tvar (Straight-through) se používá v leteckých motorech v největším zastoupení. Jedná se o takový tvar, který má vstupní a výstupní poloměr ucpávky totožný. Tento typ ucpávky je nejméně náročný na výrobu jak z hlediska technologického, tak i finančního. V porovnání s dalšími typy má ovšem nižší těsnicí účinnost.
- b) Stupňovitý vzestupný tvar (step-up) je užíváný v případě nakloněných rovin statoru a rotoru. Při této konfiguraci se mění vstupní a výstupní poloměr ucpávky v závislosti na počtu břitů. Tento typ těsnění je výhodnější z hlediska účinnosti, jelikož ještě více ztížíme protékané tekutině průchod, ovšem pojí se s tím i obtížná výroba takového těsnění a tudíž i větší finanční výdaje.
- c) Stupňovitý sestupný tvar (step-down) je téměř totožný s předchozím tvarem, až na to že je konstruován naopak sestupně. Stejně tak jako vzestupný tvar má vyšší účinnost těsnění nežli tvar příímý, ovšem o to náročnější výrobu.



Obr.č. 4 Schematické znázornění typů labyrintových ucpávek [1]

(a) Příímý tvar, (b) Stupňovitý vzestupný tvar, (c) Stupňovitý sestupný tvar

Kromě těchto typů konfigurací je možné labyrintové ucpávky konstruovat také například tím způsobem, že břity jsou střídavě rozloženy jak na rotor, tak i na stator. Tyto břity do sebe po smontování zapadnou a ještě více potlačí protékající proud. V takovýchto případech je ovšem již na místě uvažovat axiální posun rotoru, aby nedošlo k vylomení břitů o sebe a podstatná je i samotná montáž, kdy musí být konfigurace statoru rozebíratelná, jelikož hřídel je vkládána v radiálním směru, nikoliv v axiálním, z důvodu vystupujících břitů statoru. Na Obr.č. 5 je zobrazeno schéma tohoto typu ucpávky. Další alternativní konfigurací, která je poměrně novodobá, je kartáčovitá ucpávka. Tento typ ucpávek, používající se u plynových turbín, je kandidátem na nahrazení labyrintových ucpávek. Oproti labyrintům mají ovšem vyšší průtočné množství a také opotřebení materiálu vlivem otěru kartáčů o statorové plochy, což má za následek snížení celkové životnosti ucpávky. Výhoda oproti labyrintovým ucpávkám je ta, že pokud nyní dojde ke kontaktu kartáče s plochou statoru, nedojde k vytvoření rýh vlivem pružnosti vláken kartáčů a tím pádem budou i menší dopady na celkovou dynamiku rotoru. [4], [7]



Obr.č. 5 Schématické zobrazení labyrintové ucpávky s rozloženými břitý na rotoru i statoru [4]

Na závěr této kapitoly je nutné poukázat na skutečnost, že při volbě ucpávky je potřeba se rozhodovat na základě poměru ceny výroby k celkové účinnosti ucpávky. S cenou výroby se pojí složitost labyrintu a úpravy povrchů, například pomocí povlakování či žárových nástřiků. Při snižování nákladových cen klesá komplexnost ucpávky. S rostoucí účinností těsnění naopak ucpávka nabývá na složitosti co se týče geometrie břitů, tak i obecného návržení průchodu ucpávkou. Mezi těmito parametry je vždy potřeba najít určité optimum, kdy budou tyto dva požadavky v rovnováze.

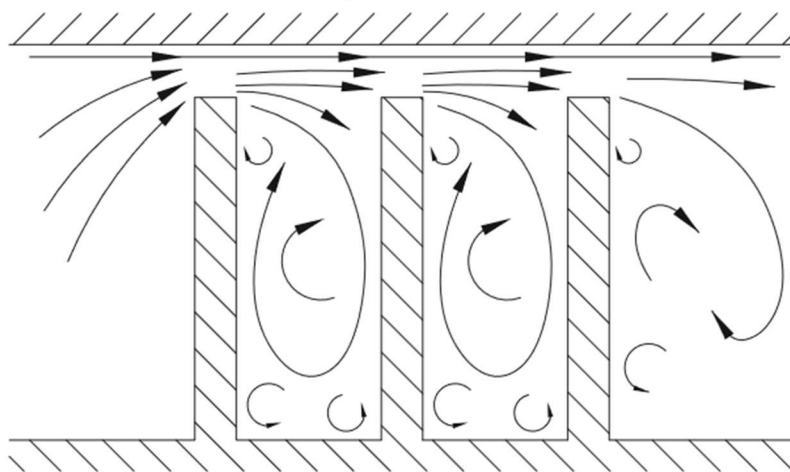
3 Popis proudění v labyrintové ucpávce

3.1 Úvod

V minulé kapitole bylo řečeno, že labyrintová ucpávka je složena z břitů vystupujících z povrchu rotoru a komor mezi jednotlivými břity. Mezi plochou špičky břitu a statorovou protější plochou je vůle, kudy prochází protékající tekutina. Tato kapitola se zabývá samotným prouděním v ucpávce, disipací energie protékaného média a možnostmi, kterými lze proudění labyrintem ovlivnit.

3.2 Proudění v labyrintové ucpávce

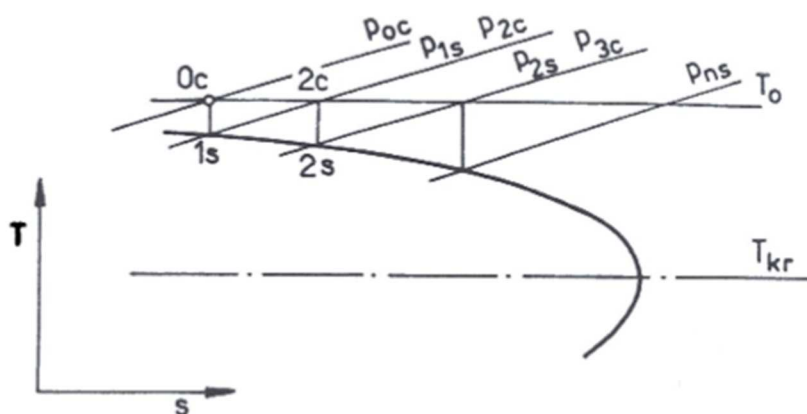
Hlavním úkolem labyrintové ucpávky je systematické maření kinetické energie procházející tekutiny v komůrkách labyrintu. Nejprve je tekutina v mezeře mezi špičkou břitu a statorovou plochou silně urychlena vlivem rozdílů statického tlaku, tudíž zmenšení průtočné plochy, a následně expanduje do rozsáhlého prostoru mezi břity. Touto expanzí se tekutina dostává do celého prostoru komůrky, kde se začne vířit a důsledkem tohoto víření ztrácí svou kinetickou energii, která se přeměňuje na teplo. Na víření tekutin nemá vliv pouze expanze do prostoru komor, ovšem i samotná rotace mechanismu. Tento proces urychlení a následné expanze tekutiny se opakuje na následujících břitech. Ve výsledku je podstatně nižší hmotnostní průtok na výstupu, nežli by byl dosažen z průtoku tekutiny samotným mezikružím, bez disipace kinetické energie v prostorech mezi břity. Schématické zobrazení proudění nepravým, přímým labyrintem je zobrazeno na Obr.č. 6, kde šipky značí tok a víření tekutiny. [6]



Obr.č. 6 Schéma proudění tekutiny nepravým labyrintem [4]

3.3 Fannova křivka

Při uvažování ideálního stavu ucpávky můžeme její průtok označit za izoentalpický děj, neboli děj, při kterém nedojde k výměně tepla s okolím. Soustava tedy žádné teplo nepřijme a ani naopak nevydá. Celý děj se dá znázornit v entropickém diagramu, ve kterém je jeho průběh znázorněn na Obr.č. 7.



Obr.č. 7 Fannova křivka [6]

Při sousledném postupování od počátku děje, ve kterém dochází ke vstupu tekutiny do labyrintu, lze počáteční bod znázorňující nezměněný původní stav nazvat bodem $0c$, kdy vstupuje tekutina do prostoru mezi prvním břitem a statorem. Tekutina bude urychlena a následně bude expandovat izoentropicky až do bodu $1s$. Po expanzi do komůrky se začne tekutina vířit, čímž dojde ke ztrátám její kinetické energie, která se přemění na energii tepelnou. Vlivem ohřevu tekutiny se izobaricky, neboli za stálého tlaku, dostaneme opět na původní teplotu do bodu $2c$. Odtud by tekutina následně expandovala na dalším břitu a celý proces by se opakoval v závislosti na počtu těsnících břítů. Expanze tekutiny při průtoku ucpávkou je spojená především s nárůstem objemu tekutiny. Z tohoto důvodu bude rychlost tekutiny postupně narůstat při průchodu komorami labyrintu od jednoho břitu k druhému, ovšem v závislosti na rychlostech proudu tekutiny na jednotlivých břitech, budou narůstat také teplotní spády. Propojením bodů $1s$, $2s$ a dalších zjištěných obdobným způsobem, vznikne tzv. Fannova křivka. S postupným průchodem tekutiny labyrintem dochází ke snižování protitlaku, až na kritickou hodnotu, kde na posledním břitu dosáhne rychlost kritické hodnoty, tudíž se bude Machovo číslo, udávající poměr rychlosti pohybu tělesa ku rychlosti zvuku v daném prostředí, rovnat $M_a = 1$. Proudící tekutina na posledním břitu expanduje do okolního

prostředí, kde dojde k jejímu smísení s okolím a tím se přemění její kinetická energie na energii tepelnou. [2], [6]

3.4 Ideální labyrintová ucpávka

Nyní je potřeba si stanovit, jak je vůbec ideální ucpávka definována. Za ideální ucpávku lze považovat takovou ucpávku, která má všechny průtočné plochy vymezené špičkou břitu a povrchem statoru, na všech břitech stejné. Pokud bude mít ucpávka konstantní průtokový součinitel α_p , který určuje průtokové vlastnosti daného systému, pak se dá protékající tekutina, kterou bude vzduch, stanovit jako ideálně stlačitelný plyn, kdy jsou zanedbány vlivy vnitřního tření. Pro tepelnou kapacitu při stálém tlaku se předpokládá $C_p = konst.$ [6]

Je potřeba si uvést zákon o zachování hmotnosti, který říká, že součet všech hmotnostních toků vstupujících do stacionární soustavy je roven celkovému součtu všech hmotnostních toků ze soustavy vystupujících, tudíž hmota nezaniká a ani nevzniká. Zákon o zachování hmotnosti lze také formulovat jako rovnici kontinuity objemového toku

$$\dot{m} = Sv\rho = konst \quad (2.1)$$

kde \dot{m} je hmotnostní tok protékané tekutiny daným průřezem S kolmém ke směru proudění. Písmeno v značí rychlost tekutiny a ρ označuje hustotu.

Další podstatnou skutečností je existence 1. zákona termodynamiky neboli zákona zachování energie, který říká, že přivedené teplo se rovná součtu změny vnitřní energie látky a odvedené práce. 1. větu termodynamickou pro ideální plyn můžeme zapsat

$$dQ = dU + dW \quad (2.2)$$

kde dQ označujeme jako elementární přírůstek tepla, který je roven součtu přírůstků vnitřní energie dU a vnější odvedená práce systému dW .

Rovnici zákonu zachování energie plynoucí pro konstrukci Fannovy křivky lze vyjádřit ve tvaru

$$T_o - T_s = \frac{v^2}{2C_p} \quad (2.3)$$

Spojením rovnice kontinuity a zákona zachování energie vznikne podmínka

$$\frac{\dot{m}}{\alpha_p S} = \rho v = \rho \sqrt{2C_p(T_o - T_s)} = konst \quad (2.4)$$

a dále z upravené stavové rovnice

$$\rho = \frac{p_s}{RT_s} \quad (2.5)$$

kde ρ je hustota látky, p_s je statický tlak, R je univerzální plynová konstanta a T_s je termodynamická teplota. Spojením (2.4) a (2.5) vznikne výsledná podmínka řešení

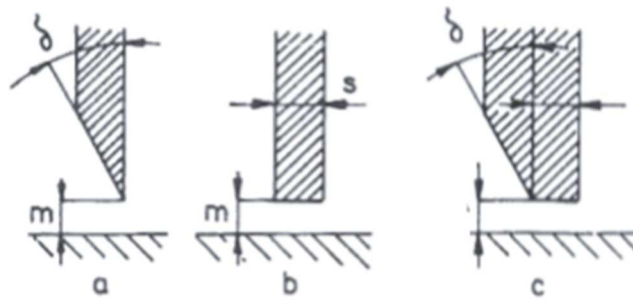
$$\frac{p_s}{RT_s} = konst \quad (2.6)$$

Tato rovnice udávající v rovnost zákon zachování energie a zákon zachování hmotnosti, odkazuje na funkci závislosti změny entropie na teplotě, kterou zobrazuje Fannova křivka, zmíněná v předchozí podkapitole. Výsledné řešení hmotnostních průtoků a expanzních poměrů na jednotlivých břitech je možné řešit například pomocí grafů entropických diagramů, do kterých se zakreslí pro určitý vstupní stav Fannovy křivky. Výsledný hmotnostní průtok se stanoví pomocí interpolací odhadnutých bodů expanzí na daných břitech a jednotlivých protitlaků. Model ideálního labyrintu je ovšem jen teoretický model, jehož parametrů nelze ve skutečnosti nikdy dosáhnout. [6]

3.5 Reálná labyrintová ucpávka

Ve skutečnosti není nic zcela ideální, z toho důvodu je potřeba uvést, v čem se liší ideální ucpávka od reálné. Ačkoliv je výrobně možno dosáhnout téměř konstantního průřezu S , průtokový součinitel α_p již z technologických důvodů a důsledkem provozních podmínek konstantní nebude. Další odchylkou od ideálního stavu je skutečnost, že přeměna kinetické energie na energii tepelnou v komůrkách labyrintu nemusí být stoprocentní. Důležitá je také samotná geometrie břitů, kdy nelze vytvořit dokonalý tvar s ostrými hranami, jako je znázorněno na Obr.č. 8. Ve skutečnosti budou hrany zaobleny buď vlivem nedostatečně přesné výroby nebo také důsledkem kontaktu břitů se

statorovou plochou, kdy dochází k deformaci a ztrátám materiálu. Geometrie břitů společně s vůlí těsnění mají přímý dopad na výsledný průtokový součinitel. [6]



Obr.č. 8 Typy geometrií břitů [6]

Z Fannovy křivky lze vyčíst, že čím více břitů labyrintová ucpávka obsahuje, tím se zvyšuje její celkový odpor a celkový průtok tekutiny se zmenšuje. Společně s počtem břitů má veliký vliv také celkové uspořádání ucpávky. Například ucpávky stupňovité dosahují nejvyšších hodnot disipací kinetické energie. Zvolením tohoto typu konstrukce se dá docílit daleko nižší propustnosti ucpávky, ovšem na úkor toho, že vlivem axiálních vibrací spojených se změnou výkonu a tepelných roztažností materiálu, může docházet k nebezpečnému kontaktu rotujících břitů se statorem. Z toho důvodu se stupňovité labyrintové ucpávky konstruují zpravidla v blízkosti axiálních ložisek, které mají zajistit minimální posuvy. [6]

3.6 Přímá labyrintová ucpávka

Na proudění v přímé labyrintové ucpávce je potřeba se nyní zaměřit blíže z toho důvodu, že jde o nejčastější typ labyrintové ucpávky v leteckých motorech a také proto, že v rámci této práce se v následující kapitole bude rozebírat optimalizace konkrétní přímé labyrintové ucpávky.

V předchozí podkapitole bylo zjištěno, že kinetická energie se v přímém typu labyrintu nemění všechna na teplo, ale část kinetické energie se přenáší na další břit, kde dále expanduje. Pomocí experimentálních měření bylo dokázáno, že největší vliv na celkový hmotnostní průtok má hlavně rozteč jednotlivých břitů a velikost vůle mezi špičkami břítu a statoru. S rostoucí roztečí břitů má vstupující tekutina do prostor komory větší prostor na to, aby začala vířit a tím se zvýšil její podíl disipované kinetické energie. Zmenšení radiální vůle má za následek snížení hmotnostního průtoku a větší urychlení

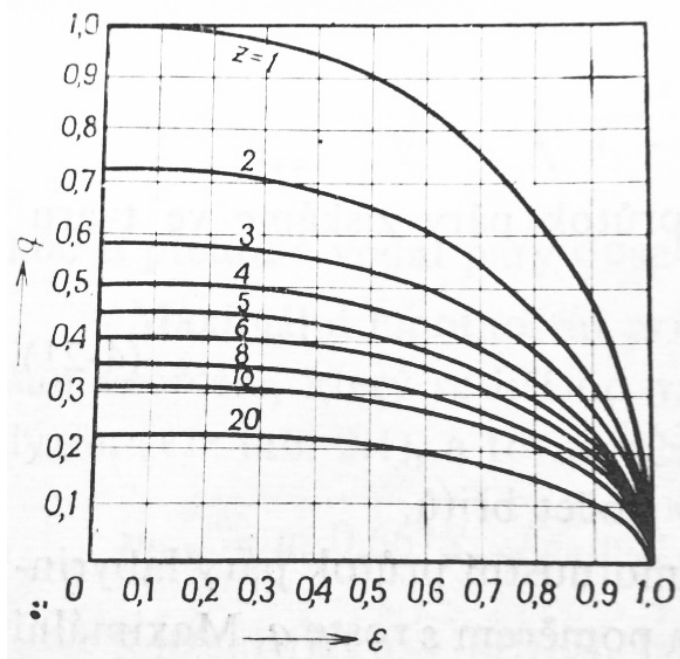
protékající tekutiny. Pakliže se stanoví poměrný hmotnostní průtok tekutiny, který je označen písmenem q jako

$$q = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{*0}} \quad (2.7)$$

kde \dot{m}_{*0} je kritickým hmotnostním průtokem, který se stanovuje pro počáteční tlak p_0 na vstupu. Dále je potřeba si uvést vztah vyjadřující tlakový poměr ucpávky čili porovnání vstupních a výstupních hodnot

$$\varepsilon = \frac{p}{p_0} \quad (2.8)$$

Vytvořením grafu z těchto dvou veličin pro určité počty břitů je možné získat závislost zobrazenou na Obr.č. 9. V grafu jsou vyznačeny křivky pro různý počet břitů $z = 1$ až 20. Z grafu je patrné, že nejvyšších hodnot průtoků tekutin je dosahováno při poklesu tlaku na $\varepsilon = 0,13$, což je experimentálně zjištěná hodnota a při dalším snižování kompresního poměru již zůstává konstantní hmotnostní průtok. [2]



Obr.č. 9 Závislost poměrného hmotnostního průtoku labyrintovou ucpávkou na tlakovém poměru [2]

3.7 Geometrické parametry ovlivňující průtok labyrintem

Pro bližší náhled do problematiky ovlivnění proudění tekutiny labyrintovými ucpávkami je dále určeno několik hlavních parametrů ovlivňujících celkové průtočné množství. [3]

- a) **Radiální vůle**; neboli vůle mezi špičkou břitu rotoru a plochou statoru. Již dříve bylo zmíněno, že čím větší radiální vůle bude, tím větší bude také hmotnostní průtok. Z toho plyne, že je vhodné radiální vůli stanovit na nejmenší možnou hranici, při které nebude docházet ke kontaktu a otěru břitů.
- b) **Rozteč břitů**; se zvětšením rozteče jednotlivých břitů dostane proudící médium možnost se více disipovat na tepelnou energii a také mu bude poskytnut větší čas na uklidnění proudění, čímž ve výsledku nebude dosahovat tak vysokých rychlostí proudění.
- c) **Výška břitů**; ačkoliv by se mohlo zdát, že výška břitů by mohla mít podstatný vliv na celkovou kinetickou energii, z výsledků měřených experimentů plyne, že s rostoucí výškou břitu se kinetická energie zmenšuje velmi málo. Z tohoto důvodu lze usuzovat, že výška břitu nemá téměř žádný vliv.
- d) **Šířka břitů**; na rozdíl od výšky břitů má jejich šířka podstatně větší vliv. V ideálním případě se tloušťky břitů volí co nejmenší, aby docházelo k co možná největší disipaci energie. Ovšem v reálném případě je potřeba uvažovat jejich pevnost, která musí být dostatečná, aby nedošlo k vylomení břitů vlivem kontaktu se statorem nebo dokonce vlivem samotného proudění tekutiny.
- e) **Počet břitů**; jak již bylo řečeno v předchozích kapitolách, s rostoucím počtem břitů se snižuje celkový hmotnostní průtok. Je tedy z hlediska účinnosti ucpávky potřebné, aby obsahovala více těsnících břitů, ovšem zároveň je potřeba brát v úvahu náročnost výroby a s ní spojenou cenu, ale i prostorové omezení, kdy je nutné dodržet určitou velikost ucpávky.

3.8 Výpočet hmotnostního průtoku

Nyní budou rozebrány konkrétní výpočtové rovnice pro výpočet hmotnostních průtoků labyrintovými ucpávkami. Mezi nejznámější a nejzákladnější rovnice patří Martinova rovnice (1908) [1] sloužící k výpočtu hmotnostního průtoku skrze vícebřítou přímou labyrintovou ucpávku

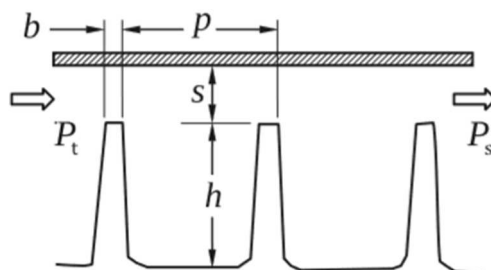
$$\dot{m} = 0.56 C_d A \beta_p \frac{P_{t(0)}}{\sqrt{RT_{t(0)}}} \quad (2.9)$$

kde C_d je koeficient tlakových ztrát, písmenem A je v této rovnici označen průtočný průřez, $P_{t(0)}$ je označení pro absolutní tlak na vstupu a $T_{t(0)}$ je absolutní teplota na vstupu. Součinitel β_p označuje průchodový faktor vyjádřený pomocí

$$\beta_p = \left[\frac{1 - \left(\frac{P_{s(n)}}{P_{t(0)}} \right)^2}{n - \ln \left(\frac{P_{s(n)}}{P_{t(0)}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

kde písmenem n je označován počet břitů ucpávky a $P_{s(n)}$ je statický tlak na výstupu z těsnění o n -břitech. Martinova rovnice předpokládá, že se tekutina pohybuje v podzvukové oblasti rychlostí a dynamický tlak, který představuje objemovou hustotu kinetické energie, je zcela zmařen vlivem expanzí do komůrek. V tomto případě lze uvažovat nezměněnou celkovou teplotu. [1]

Pro geometrii znázorněnou na Obr.č. 10 vytvořili Zimmermann a Wolf (1998) [1] rovnici popisující hmotnostní průtok labyrintem



Obr.č. 10 Parametry labyrintové ucpávky pro Zimmermannovu a Wolfovu rovnici [1]

$$\dot{m} = k_2 C_d A \beta_p \frac{P_{t(0)}}{\sqrt{RT_{t(0)}}} \quad (2.11)$$

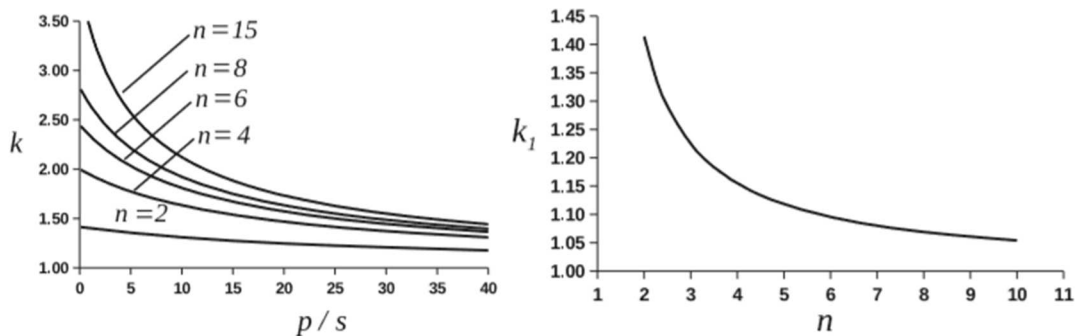
kde k_2 označuje opravený přenosový koeficient vyjádřen pomocí $k_2 = k k_1$, kde přenosový koeficient k , který jako první navrhl pan Hodkinson (1939), je stanoven jako

$$k = \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{n-1}{n}\right) \left(\frac{\frac{s}{\bar{p}}}{\frac{s}{\bar{p}} + 0.02}\right)}} \quad (2.12)$$

a opravný koeficient k_1 , který je vyjádřen jako

$$k_1 = \sqrt{\frac{n}{n-1}} \quad (2.13)$$

Závislost těchto koeficientů na počtu břitů lze zobrazit v grafech znázorněných na Obr.č. 11. Tyto korelace ovšem neuvažují rychlost víření tekutiny ani nárůst teploty média v ucpávce. Nicméně použití těchto empiricky zjištěných korelačních koeficientů umožní stanovit odhad protékané hmoty a data pro iterativní řešení. [1], [4]



Obr.č. 11 Závislost přenosového koeficientu k a opravného koeficientu k_1 na počtu břitů ucpávky

Iteračními metodami je docíleno nejpravděpodobnějšího výsledku postupným opakováním s postupným přibližováním žádané hodnoty. Jednou z iteračních metod používaných při výpočtech proudění labyrintovými ucpávkami je metoda břit-po-břítu (angl. Tooth-by-tooth). Tato metoda umožňuje modelování mezi vstupem ucpávky a jejím výstupem, kdy je možné zahrnout do výpočtů změny geometrie břitů, změny absolutních teplot vlivem víření a přenosu tepla a tlakové spády. Výsledkem iterací je možné dojít nejen k celkovému hmotnostnímu průtoku ucpávkou, ale také ke zjištění

celkové změny teploty a určení koeficientu víření tekutiny. V případě stlačitelných tekutin je hmotnostní průtok závislý jak na celkovém tlaku, tak i na statickém. Z výsledků experimentálních výpočtů bychom zjistili, že Machovo číslo se zvyšuje od vstupu ucpávky až k výstupu, kdy se ve většině konfigurací bude na břitech pohybovat v podzvukové oblasti rychlostí, na posledním břitu bude Machovo číslo největší z toho důvodu, že proudící tekutina již neexpanduje do malé komůrky, nýbrž do velkého otevřeného prostoru, ve kterém se mísí s okolním prostředím. [1]

V této kapitole bylo rozebráno proudění tekutin v labyrintových ucpávkách a bylo řečeno, že důležitými určujícími parametry ucpávek jsou zejména hmotnostní průtoky médií, teplotní rozdíly na vstupu a na výstupu, tlakové spády na jednotlivých břitech, nebo také rychlost tekutiny na výstupu z ucpávky, která se může uvádět ve formě Machova čísla. Tyto parametry ovlivňuje zejména geometrie samotných břitů, kdy největší vliv mají radiální vůle břitů, jejich rozteče a úhly sklonů. Na výpočet hmotnostního průtoku lze použít buďto Martinovu rovnici (2.9) nebo novodobější Zimmermann-Wolfovou rovnici (2.11). Výsledné hodnoty jsou výsledkem iteračních výpočtů pomocí různých metod, kdy je snaha získat co nejpravděpodobnější hodnotu, postupnými aproximacemi. Proces proudění labyrintovou ucpávkou je složitý zejména v tom smyslu, že je zapotřebí uvažovat i samotnou rotaci hřídele, která vnáší do soustavy další vliv víření. Pro výpočty se ovšem počítá pro zjednodušení pouze s 1-D modelem.

Tímto jsou stanoveny základní zákony o proudění skrze labyrintové ucpávky a další část práce se již bude zabývat samotnými výpočty pomocí empiricky zjištěných vzorců a výpočtového programu.

4 Optimalizace labyrintové ucpávky při použití programu Floinhance

4.1 Úvod

Tato praktická část bakalářské práce se bude zabývat optimalizací již určité labyrintové ucpávky. Jako nástroj pro výpočty a simulování proudění tekutiny ucpávkou, bylo díky spolupráci se společností GE Aviation Czech, umožněno využití jejich výpočtového programu Floinhance. Společnost také poskytla data o jejich turbovrtulovém motoru typu H80, ve formě okrajových podmínek. Z důvodu soukromého vlastnictví jsou však data, v této práci publikovaná, pouze bezrozměrnými hodnotami, pozměněny pomocí referenčních okrajových podmínek, které jsou vlastnictvím GE Aviation Czech.

4.2 Cíl optimalizace

Cílem optimalizace je snížit počet břitů labyrintové ucpávky z původní hodnoty 13 břitů na co nejmenší počet, ovšem s tou podmínkou, že hmotnostní průtok, tlakový spád, rychlost na vstupu a výstupu a teplotní rozdíly, zůstanou přibližně stejné. Důvodem této optimalizace je zbytečně velký počet břitů ucpávky, což má vliv na celkovou cenu výroby a také na její bezpečnost, kdy s rostoucím počtem břitů roste riziko chyby ve výrobě, což může vést k znehodnocení celého kusu.

Pro optimalizaci byl použit poskytnutý program Floinhance, který umožňuje provádět výpočty různých veličin pomocí iteračních metod a jejich konvergence k nejpravděpodobnějšímu řešení. Do programu byl nahrán poskytnutý model celého motoru společně s okrajovými podmínkami. Prostředí programu dovoluje pro optimalizaci labyrintové ucpávky měnit data o počtu břitů těsnění, radiální vůli, úhlu sklonů špičky břitů, úhlu sklonu celého břitu, výšce břitů, šířce špičky břitů a také rozteči jednotlivých břitů. V dalších podkapitolách bude pomocí systematických změn jednotlivých parametrů ověřena teorie zjištěná v kapitole o proudění v labyrintových ucpávkách.

4.3 Stanovení bezrozměrných veličin

Nejprve je potřeba si stanovit parametry referenční geometrie, za kterou je považována původní nezměněná geometrie ucpávky, kde je stanoven pro původní počet břitů referenční hmotnostní průtok, tlakový spád, teplotní rozdíl a Machova čísla vstupu a výstupu. Jak bylo již řečeno v předchozí podkapitole, hodnoty uváděné v této práci jsou bezrozměrnými hodnotami, určenými pomocí vzorců pro bezrozměrný redukováný hmotnostní průtok

$$\dot{m}_{BR} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{REF}} \quad (3.1)$$

kde dolní index REF značí referenční hodnotu, platnou pro původní geometrii a index BR značí výslednou bezrozměrnou přepočtenou hodnotu používanou v tomto dokumentu. Veličiny bez indexu jsou hodnotami skutečné měřené geometrie. Stejně tak je dále určen přepočet rozdílu statických tlaků na vstupu a výstupu v absolutních souřadnicích

$$\Delta PS_{abs_BR} = \frac{\Delta PS_{abs}}{\Delta PS_{abs_REF}} \quad (3.2)$$

Analogie indexového značení je aplikována ve všech vzorcích. Dále určení bezrozměrného rozdílu celkové teploty na vstupu a na výstupu v relativních souřadnicích

$$\Delta TC_{rel_BR} = \frac{\Delta TC_{rel}}{\Delta TC_{rel_REF}} \quad (3.3)$$

Jako poslední bezrozměrné veličiny jsou stanovena Machova čísla na vstupu a výstupu dle

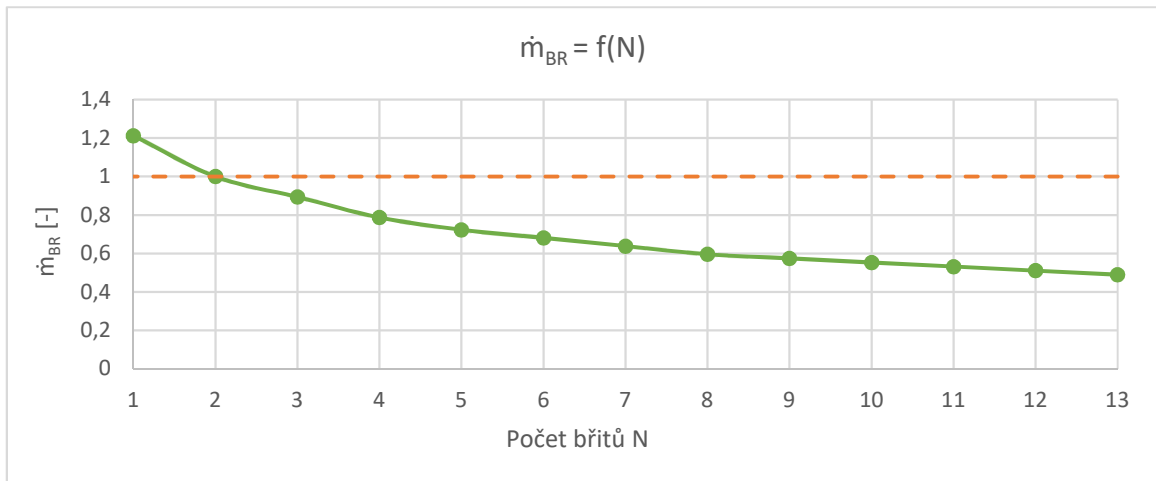
$$MACH_{vstup_BR} = \frac{MACH_{vstup}}{MACH_{vstup_REF}} \quad (3.4)$$

$$MACH_{výstup_BR} = \frac{MACH_{výstup}}{MACH_{výstup_REF}} \quad (3.5)$$

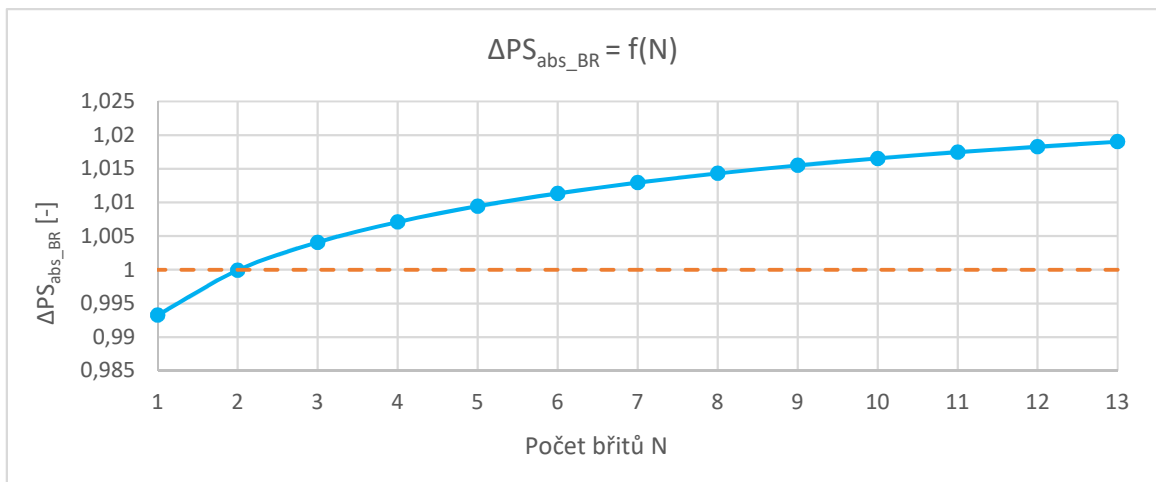
Tímto jsou stanoveny výsledné parametry, které jsou použity v rámci celé této kapitoly ve všech uvedených grafech a tabulkách. Nyní budou měněny vždy jednotlivé parametry ucpávky a budou vynášeny jejich grafické průběhy v porovnání s referenční nezměněnou geometrií.

4.4 Radiální vůle

Prvním posuzovaným parametrem bude změna radiální vůle ucpávky. Z teorie bylo zjištěno, že vlivem snížení radiální vůle, tudíž zmenšení průtočného průřezu, dojde také ke snížení celkového hmotnostního průtoku a naopak. Radiální vůle byla v tomto případě snížena o 50% původní hodnoty. Níže jsou zobrazeny grafy porovnávající bezrozměrné veličiny v závislosti na počtu břitů ucpávky.

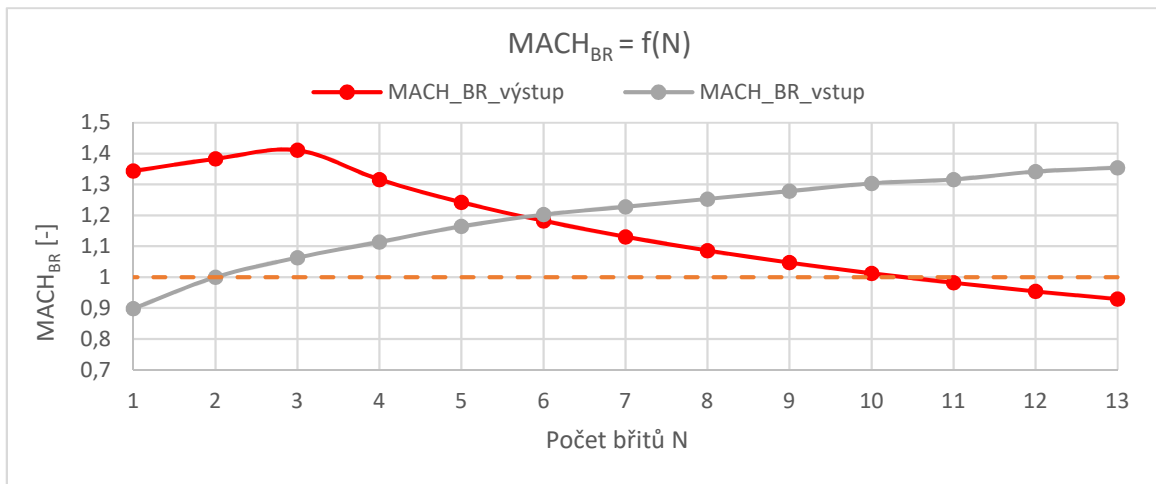


Graf č. 1 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů při změně radiální vůle



Graf č. 2 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů při změně radiální vůle

Z grafu hmotnostního průtoku a grafu tlakového spádu, určujícího rozdíl tlaku vstupu a výstupu, je patrné že snížením radiální vůle na polovinu, může dojít k optimalizaci labyrintové ucpávky na dva břity určené průsečíkem křivky hmotnostního průtoku a referenční jedničkou vzatou pro původní geometrii.



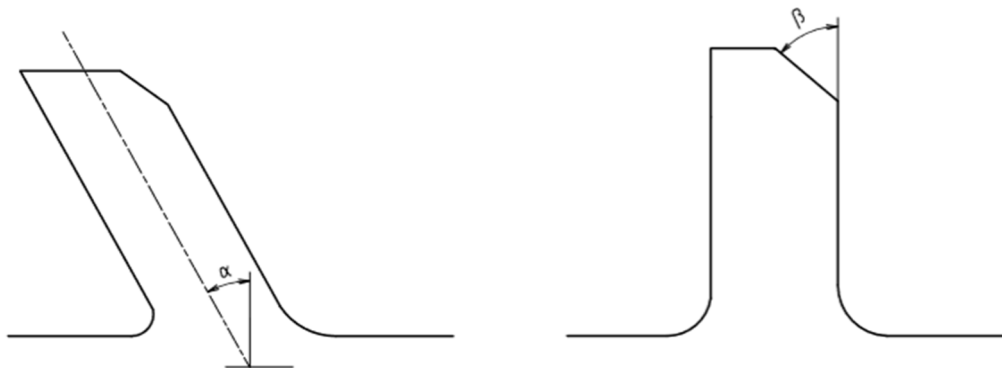
Graf č. 3 Machova čísla v závislosti na počtu břitů při změně radiální vůle

Z grafu zobrazujícího průběhy Machových čísel na vstupu a na výstupu lze vyčíst, že při snížení na dva břity, bude na výstupu daleko vyšší Machovo číslo, tudíž nebude zachována podmínka podobných parametrů.

Snížením radiální vůle se potvrdily teoretické předpoklady, kdy by se měl podstatně snížit hmotnostní průtok ucpávkou, ovšem v závislosti na snížení průřezu výrazně vzroste rychlost proudící tekutiny, čímž se nezachová původní podmínka ucpávky. Snížením radiální vůle vzniká také riziko otěru špiček břitů rotoru o stator vlivem vibrací a teplotních roztažností. Z těchto důvodů nebude dále změna radiální vůle uvažována.

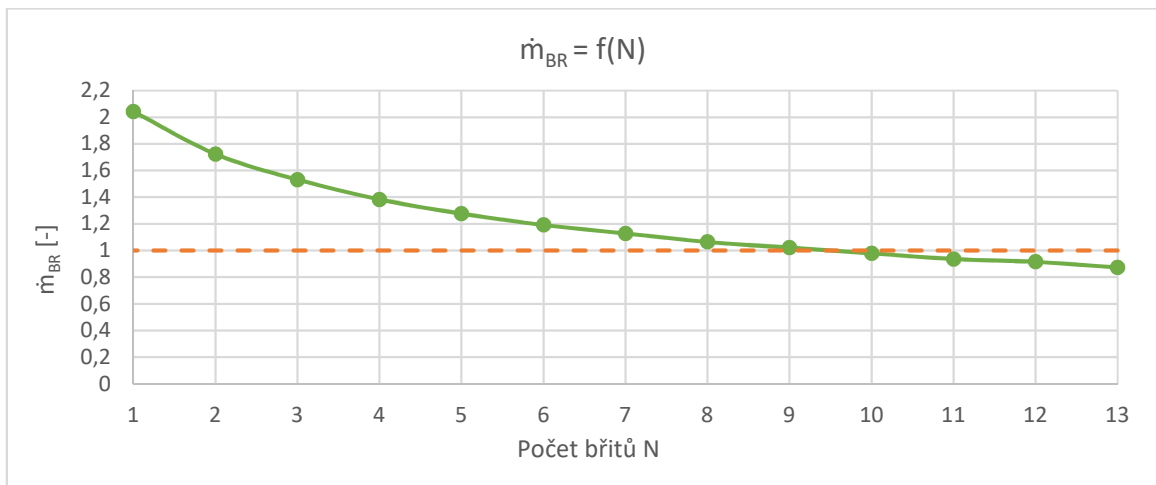
4.5 Změna úhlů špičky břitů

Po úpravách radiální vůle bude dalším zkoumaným parametrem změna úhlu špičky břitů. Úhel špičky břitu β a úhel sklonu celého břitu α jsou znázorněny na Obr.č. 12.

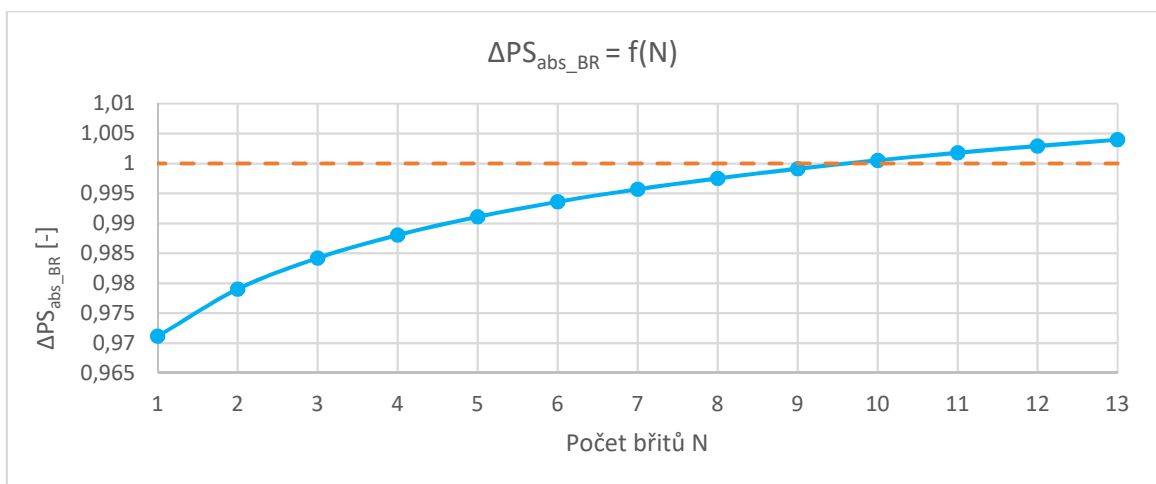


Obr.č. 12 Úhly břitů, (α) úhel sklonu břitu, (β) úhel špičky břitu

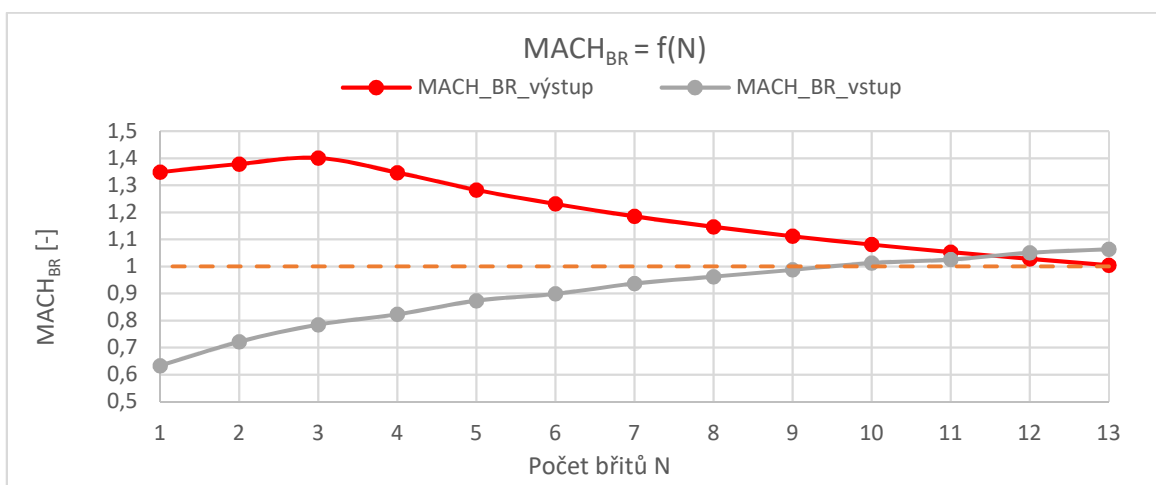
Zvětšováním a zmenšováním úhlu β bylo pomocí simulací zjištěno, že při zmenšování úhlu špičky hmotnostní průtok roste, a naopak při jeho zvětšování průtok klesá. Níže je uveden pouze jeden případ, kdy byl úhel špičky zvětšen o 100 %.



Graf č. 4 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů při změně úhlu špičky



Graf č. 5 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů při změně úhlu špičky

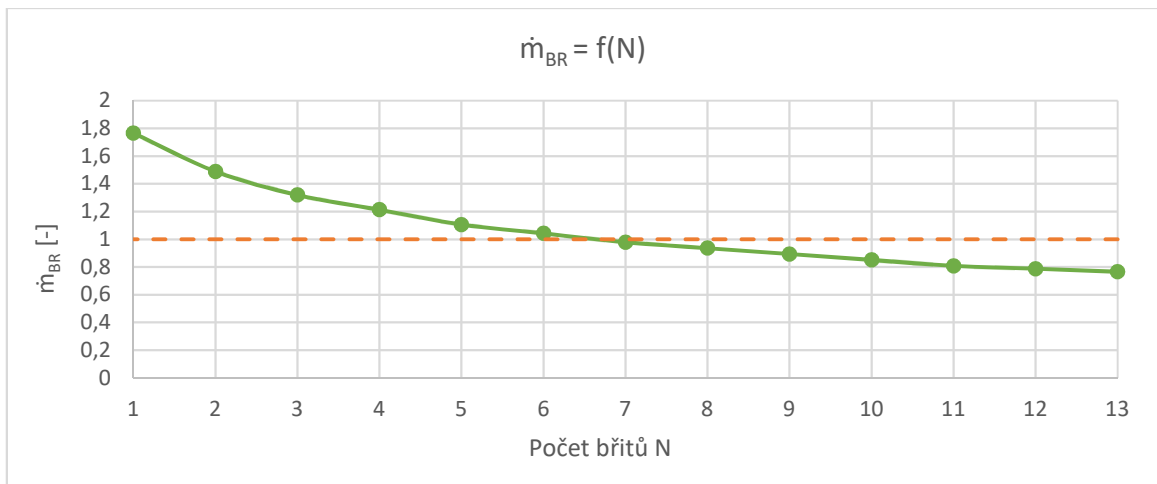


Graf č. 6 Machova čísla v závislosti na počtu břitů při změně úhlu špičky

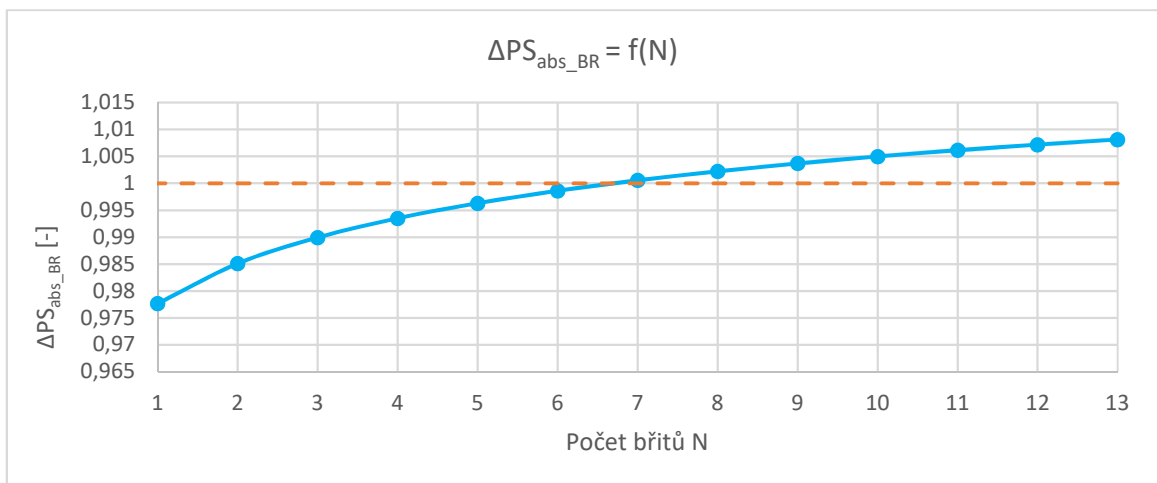
Z výsledků hmotnostního průtoku a tlakového spádu lze optimalizovat labyrinthovou ucpávku ze 13 na 9 břitů, ovšem Machovo číslo, které sice není tolik odlišné jako u změn radiální vůle, je pro 9 břitů přibližně o 10% větší než referenční hodnota. Změna úhlu špičky má tedy pozitivní vliv na snížení hmotnostního průtoku, ovšem je třeba vyřešit problém s vysokými rychlostmi proudění tekutin.

4.6 Změna sklonu břitů

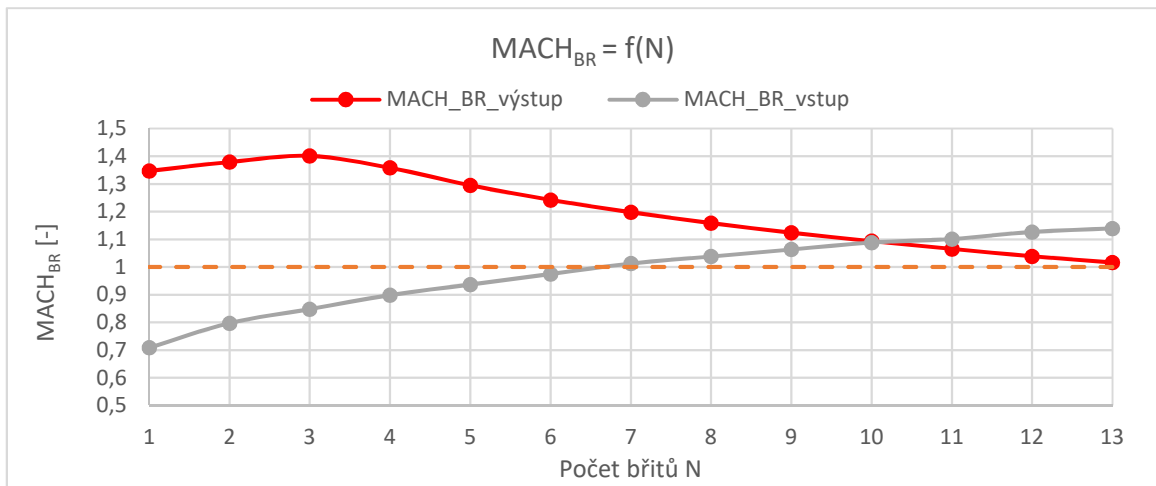
Dalším zkoumaným parametrem byl úhel sklonu celého břitu, jak je znázorněno na Obr.č. 12 úhlem α . Bylo zjištěno, že lepších výsledků dosahují ucpávky s břity nakloněnými proti směru proudění tekutiny. Dále je uveden jeden z případů optimalizace ucpávky při snížení úhlu sklonu břitů α o 30° .



Graf č. 7 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů při změně úhlu sklonu břitu



Graf č. 8 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů při změně úhlu sklonu břitu

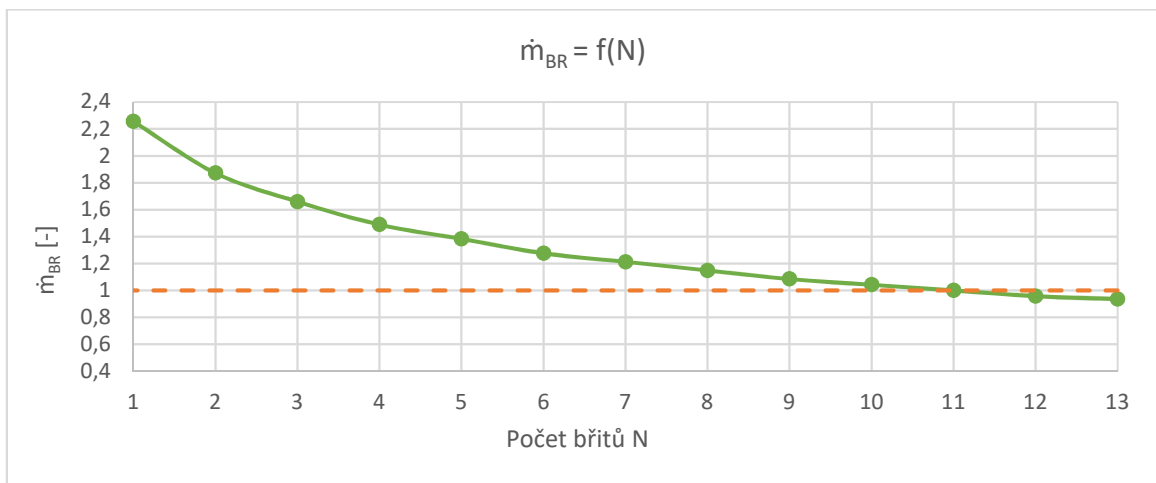


Graf č. 9 Machova čísla v závislosti na počtu břitů při změně úhlu sklonu bříty

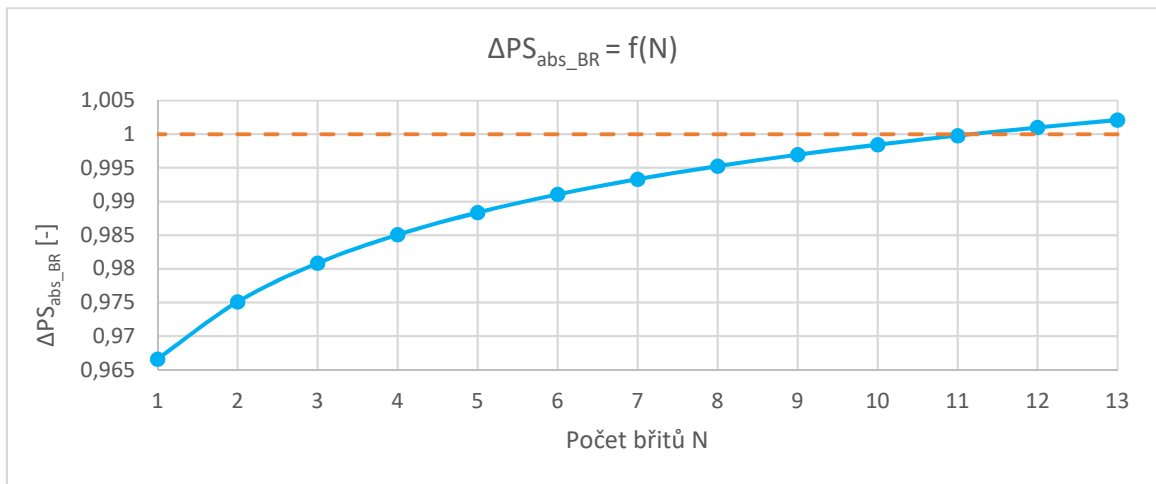
Z grafu hmotnostního průtoku a grafu tlakového spádu lze vyvozovat, že změnou úhlu sklonu břitů je možné dosáhnout výrazného snížení množství břitů, kdy v tomto konkrétním případě lze optimalizovat počet břitů ucpávky z původních 13 na 7. Bohužel, stejně tak jako v minulých případech, z grafu průběhů Machových čísel lze vyčíst, že Machovo číslo na výstupu je opět vyšší nežli referenční hodnota, nyní je dokonce zvýšené o 20 %. Spolu s problémy vysokých výstupních rychlostí proudění tekutiny se s touto geometrickou optimalizací pojí také složitost výroby břitů.

4.7 Změna šířky špičky bříty

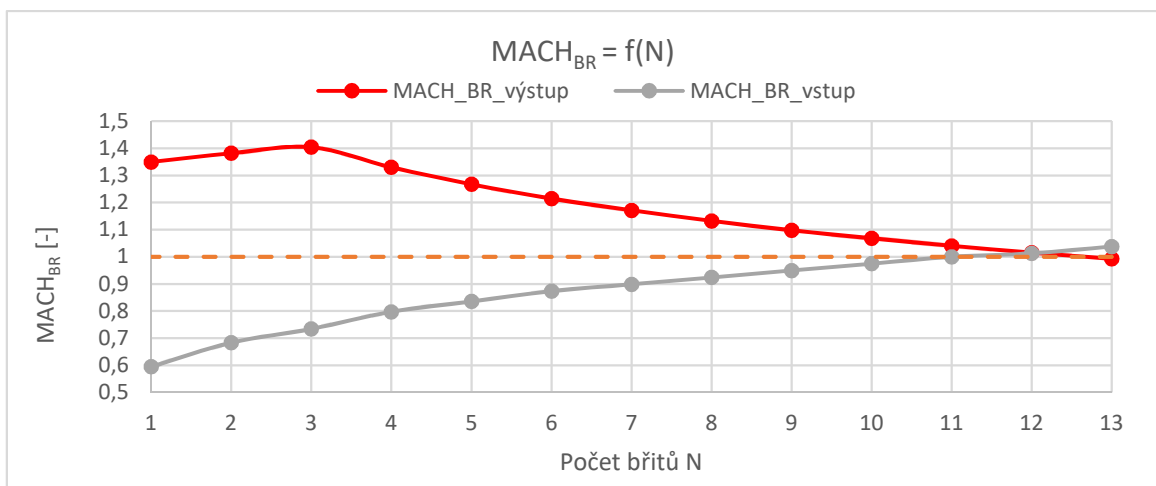
Posledním ze samostatně zkoumaných parametrů je šířka špičky břitů. Šířka byla nejprve zvětšována a následně zmenšována, ovšem je zde uveden pouze jeden případ optimalizace, a to pro snížení šířky špičky břitů o 50 %.



Graf č. 10 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů při změně šířky špičky bříty



Graf č. 11 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů při změně šířky špičky bříty



Graf č. 12 Machova čísla v závislosti na počtu břitů při změně šířky špičky bříty

Z výsledků měření tohoto návrhu změny geometrie je patrné, že při zmenšení šířky špičky břitů se zmenší protékající množství, čímž je potvrzen také teoretický předpoklad toho, že bříty s menší tloušťkou dokáží disipovat více energie. Na základě výsledků grafů lze optimalizovat ucpávku snížením počtu břitů na 11. Co se rychlostí tekutiny týče, tak se Machovo číslo na výstupu liší od referenční hodnoty pouze o 5 %, což je výrazné zlepšení oproti předchozím návrhům, ovšem snížení břitů není tak výrazné.

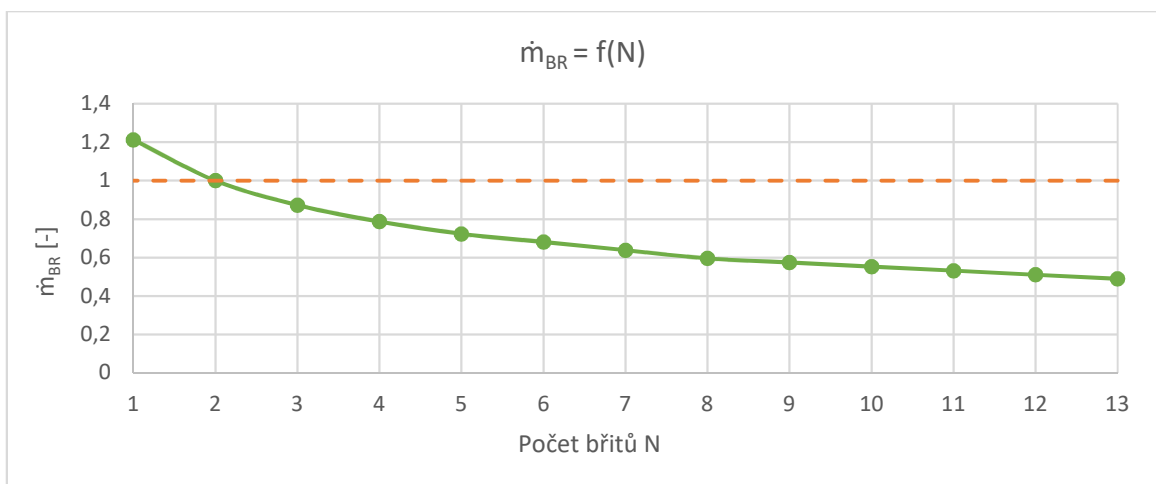
4.8 Kombinace změn parametrů ucpávky

V předchozích podkapitolách bylo zjišťováno, které parametry mají největší vliv na průtok tekutiny skrze labyrintovou ucpávku. Nyní budou řešeny různé kombinace změn těchto parametrů, aby bylo dosaženo žádaného snížení počtu břitů a zároveň

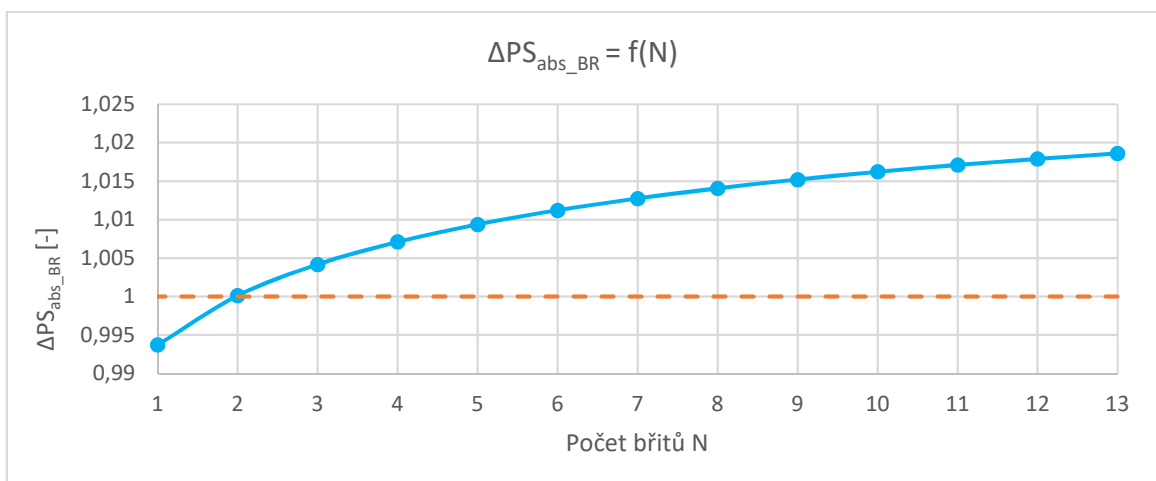
přibližně zachovány původní referenční hodnoty hmotnostního průtoku. Jednotlivé varianty kombinací parametrů jsou označovány zkratkami spojením písmene G (jako geometrie) a číslicí určující pořadí variant počínaje od 1.

Varianta G1

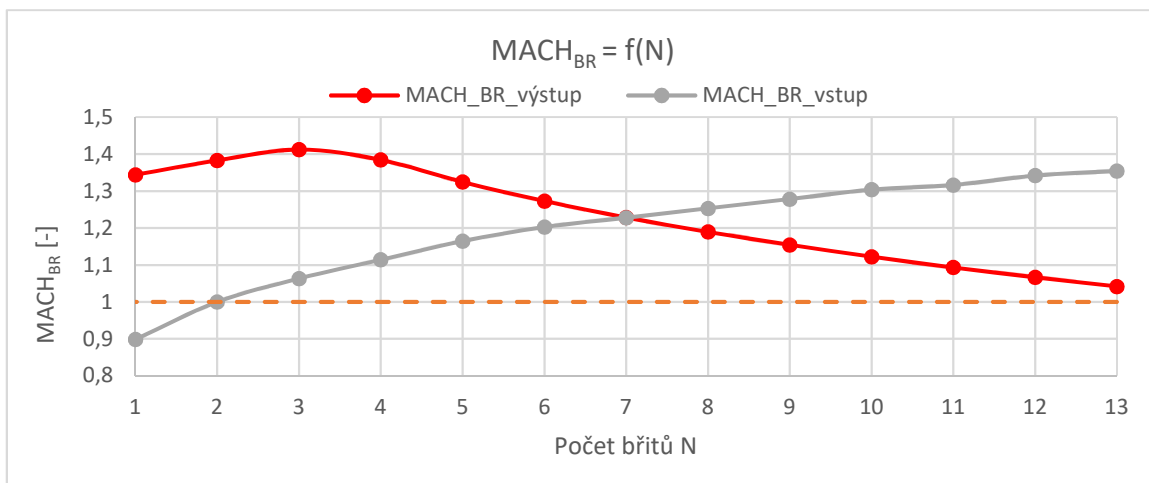
Pro první kombinaci změn břitů ucpávky byla použita změna úhlu špičky břitu β , který se zvětšil o 200 % oproti původní hodnotě, dále pak změna šířky špičky břitu o 50% původní hodnoty, a nakonec i úprava sklonu celého břitu α , kdy byl referenční úhel snížen o 30°. Tyto parametry byly zvoleny z toho důvodu, že při předchozích simulacích vykazovaly nejlepší výsledky.



Graf č. 13 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G1



Graf č. 14 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G1

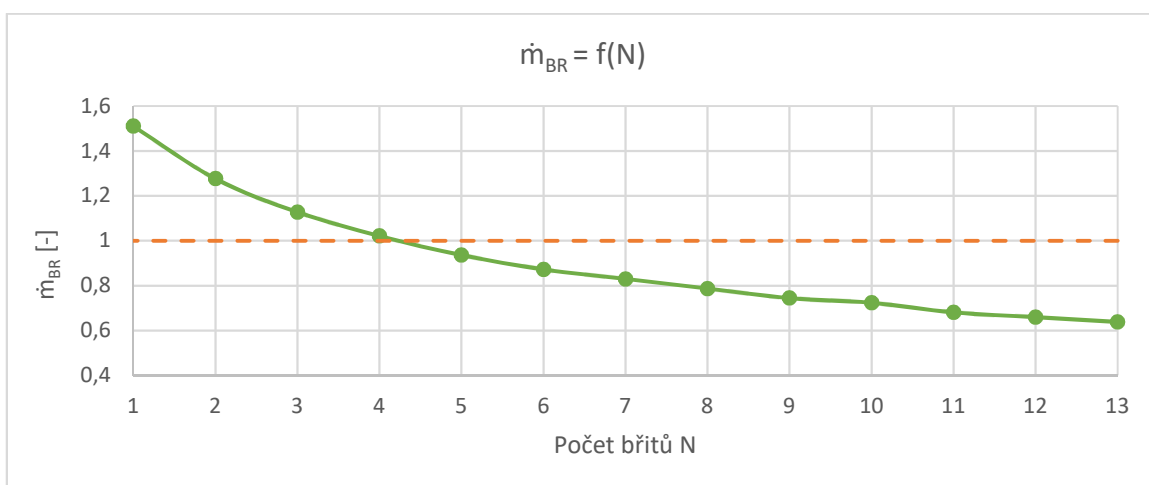


Graf č. 15 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G1

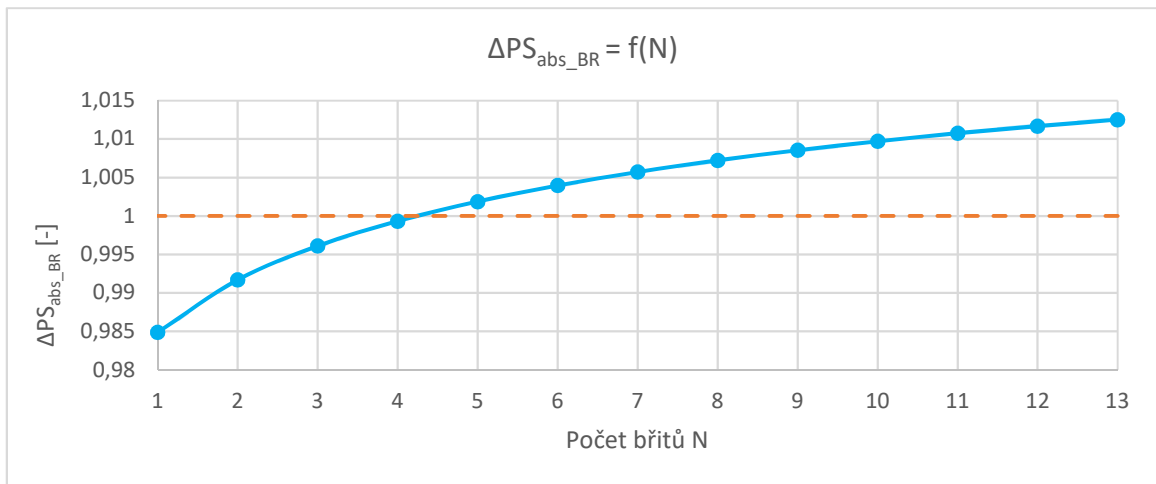
Jak z výše uvedených grafů plyne, při použití této kombinace změn parametrů lze labyrinthovou ucpávku optimalizovat na 2 břity, při zachování stejného hmotnostního průtoku a tlakového spádu, ovšem opět je problém s výstupním Machovým číslem, které by bylo při této optimalizaci vyšší o zhruba 38 %, což je nepřijatelné, v případě že je potřeba dodržet původní hodnoty.

Varianta G2

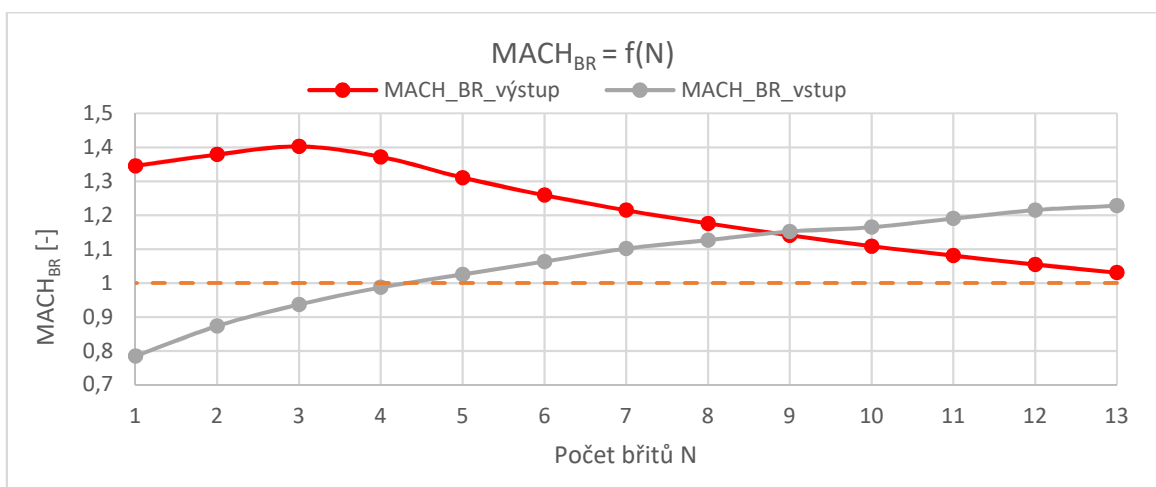
Druhá navržená varianta se týká pouze kombinace změn úhlů, a to konkrétně zvětšení úhlu špičky β o 200 % a zmenšení úhlu sklonu břitů α o 15° , kdy je vše vztaženo k referenční hodnotě. Důvodem volby této kombinace byla snaha eliminovat vliv vysokého Machova čísla na výstupu.



Graf č. 16 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G2



Graf č. 17 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G2

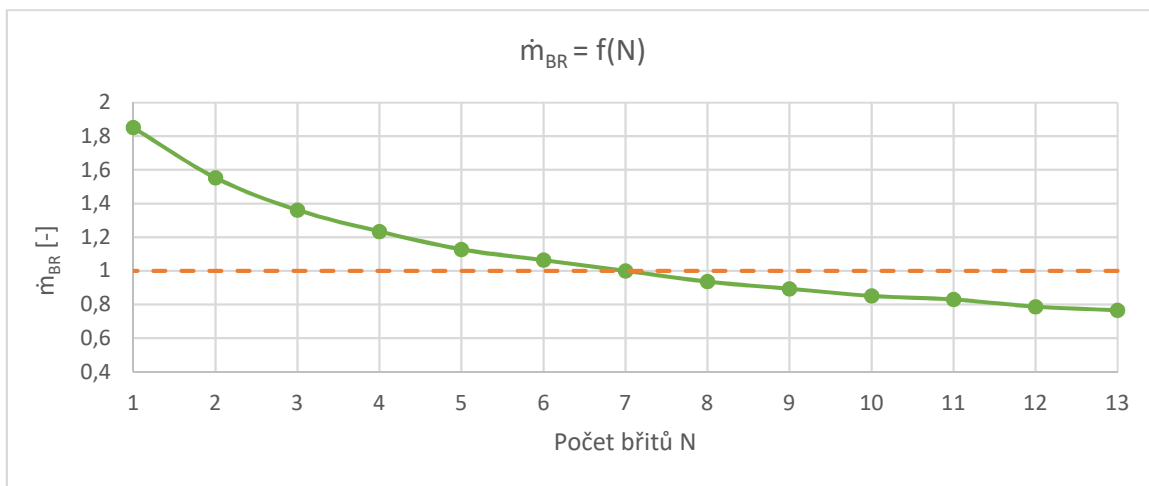


Graf č. 18 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G2

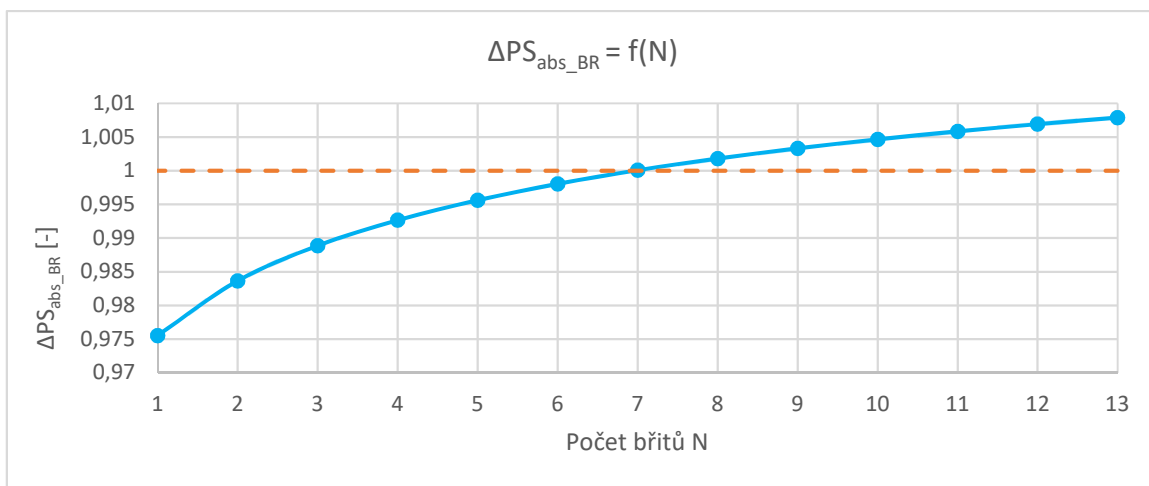
Tento typ konfigurace umožňuje optimalizovat ucpávku na 4 břity, ovšem Machovo číslo na výstupu z ucpávky je stále vysoké, podobně jako u varianty G1. V tomto případě je vyšší o 37 % vůči referenční hodnotě.

Varianta G3

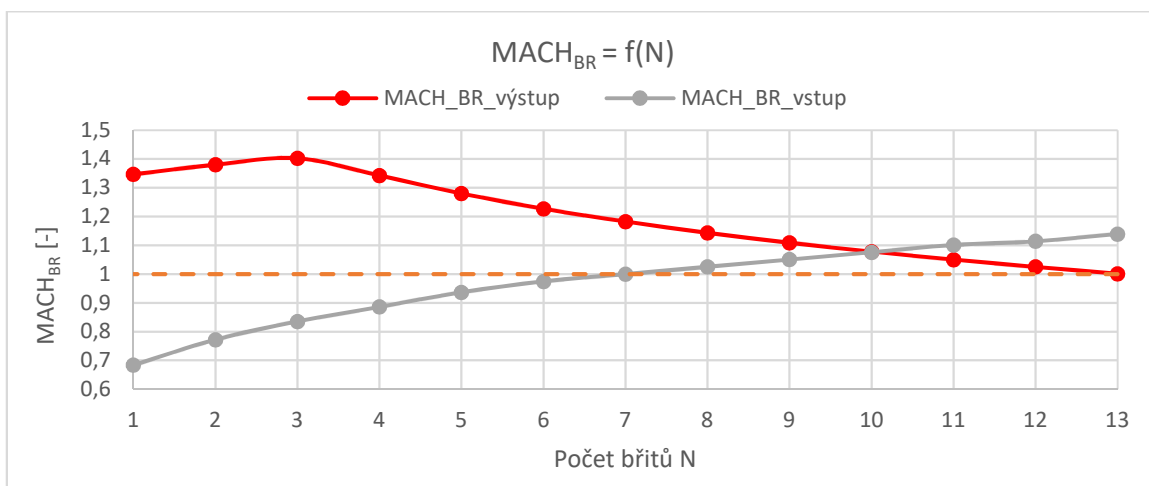
V předchozích variantách bylo sice dosaženo velkého snížení počtu břitů ucpávky, ovšem problémem stále zůstávají vysoké výstupní rychlosti. Z toho důvodu bude potřeba najít optimální hodnoty parametrů, pro které by se rychlosti pohybovaly v přijatelných mezích, ovšem na úkor vyššího počtu břitů nežli v předchozích variantách. Varianta G3 je kombinací zvětšení úhlu špičky břitů β o 150 % a zmenšení šířky špičky břitů o 50 %.



Graf č. 19 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G3



Graf č. 20 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G3



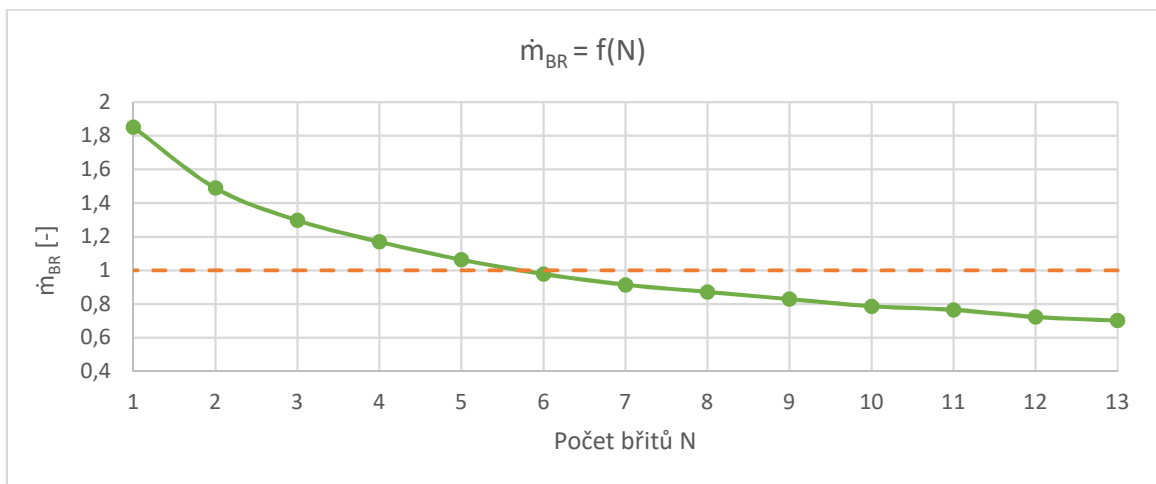
Graf č. 21 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G3

Varianta G3 by umožnila snížit počet břitů na 7, kdy by byly přibližně dodrženy referenční hodnoty hmotnostního průtoku a tlakového spádu, ale opět je problém kvůli

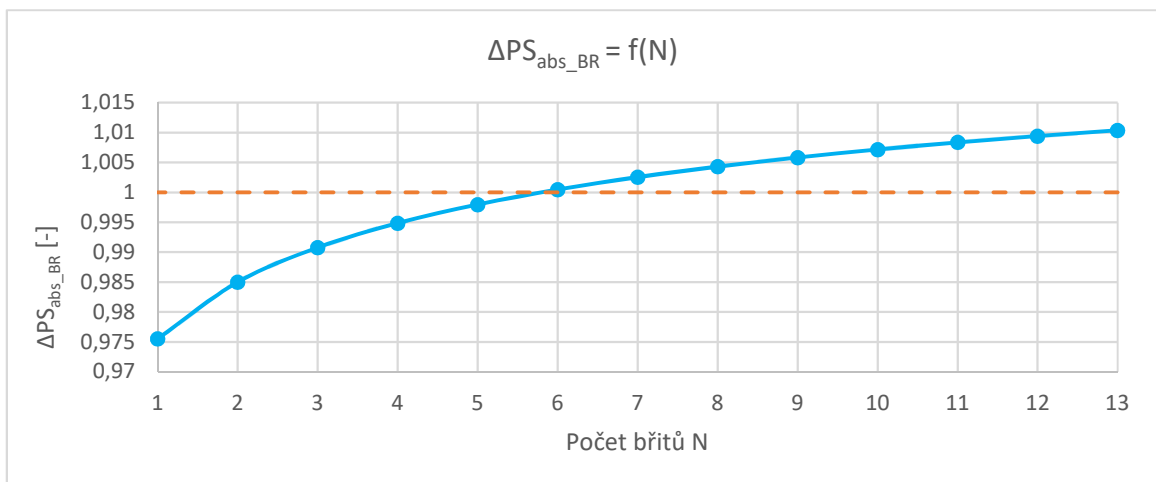
výstupnímu Machovu číslu, které je o 18% vyšší nežli referenční hodnota. Oproti předchozím variantám se však daří snižovat rozdíl výstupních rychlostí, bohužel na úkor vyššího počtu břitů.

Varianta G4

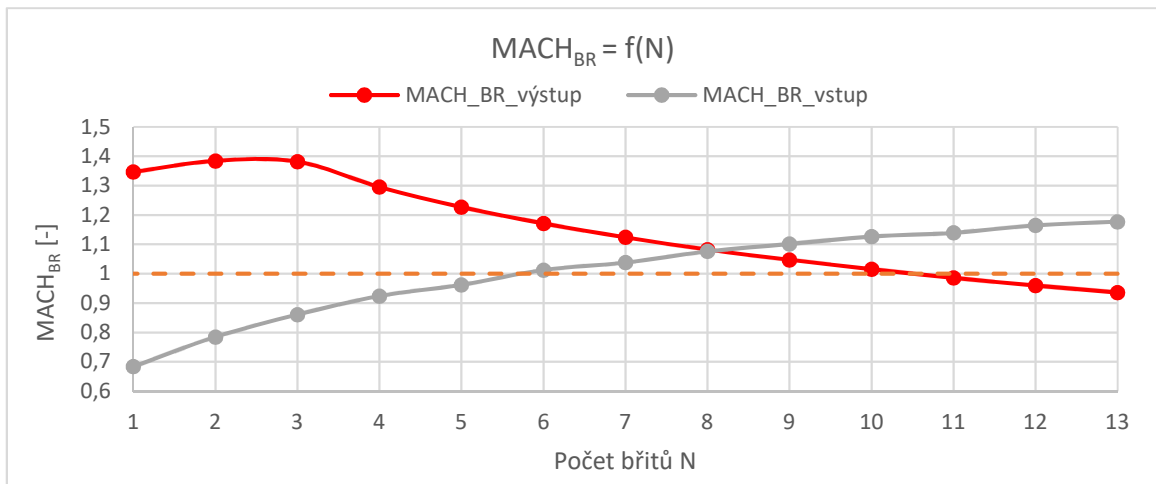
V teoretické části bylo řečeno, že energie se v ucpávkách může disipovat tím více, čím je větší rozteč břitů. Procházející tekutina má ve větších komůrkách šanci na lepší disipaci kinetické energie nežli v komůrkách úzkých. Pokud tento teoretický předpoklad bude použit na současnou řešenou ucpávku, mohl by se tím vyřešit problém s vysokými Machovými čísly na výstupu z ucpávky. V této variantě kombinace parametrů byly zvoleny stejné změny jako ve variantě G3, ovšem s tím rozdílem, že se nyní zvětšil rozteč břitů ucpávky o 43 %.



Graf č. 22 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G4



Graf č. 23 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G4

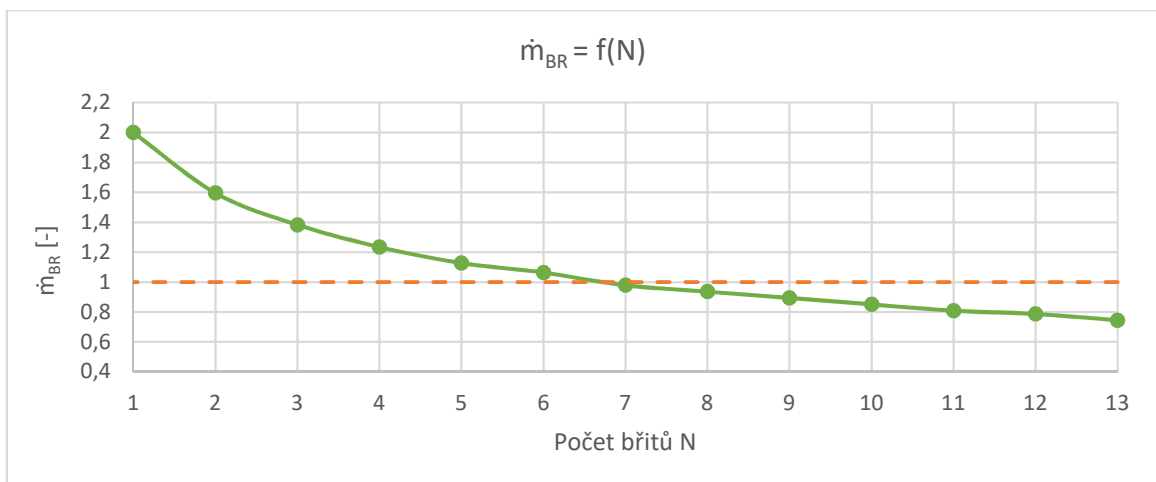


Graf č. 24 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G4

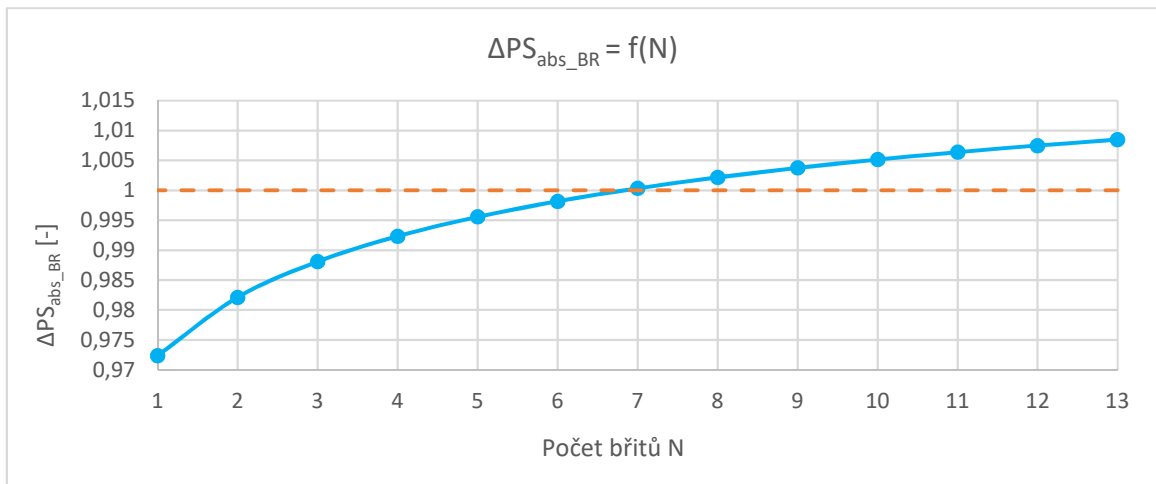
Porovnáním výsledných grafů varianty G4 s variantou G3, je evidentní že zvýšením rozteče, může dojít ke snížení celkového počtu břitů ucpávky. Při této konfiguraci lze snížit počet na 6 břitů se zachovaným hmotnostním průtokem a tlakovým spádem, ovšem stále vysokým Machovým číslem výstupu z ucpávky. Výsledky této varianty vedly k rozhodnutí dále uvažovat změny rozteče břitů.

Varianta G5

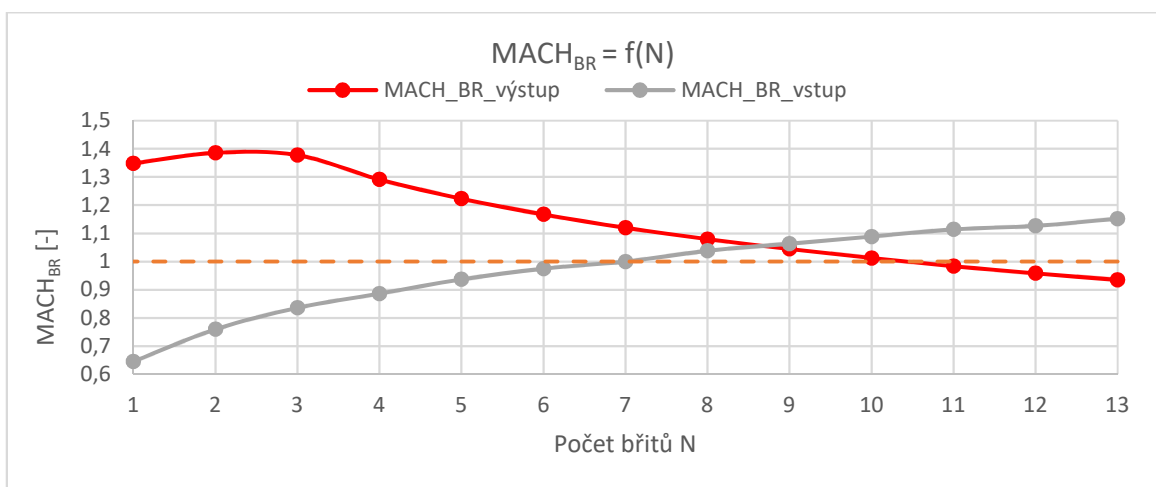
Z varianty G4 bylo zjištěno, že změnou rozteče lze docílit příznivého snížení počtu břitů. Varianta G5 kombinuje zvětšení úhlu špičky β o 100 %, dále zmenšení šířky špičky břitu o 50 % a zvětšení rozteče mezi břitů o 43 %.



Graf č. 25 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G5



Graf č. 26 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G5

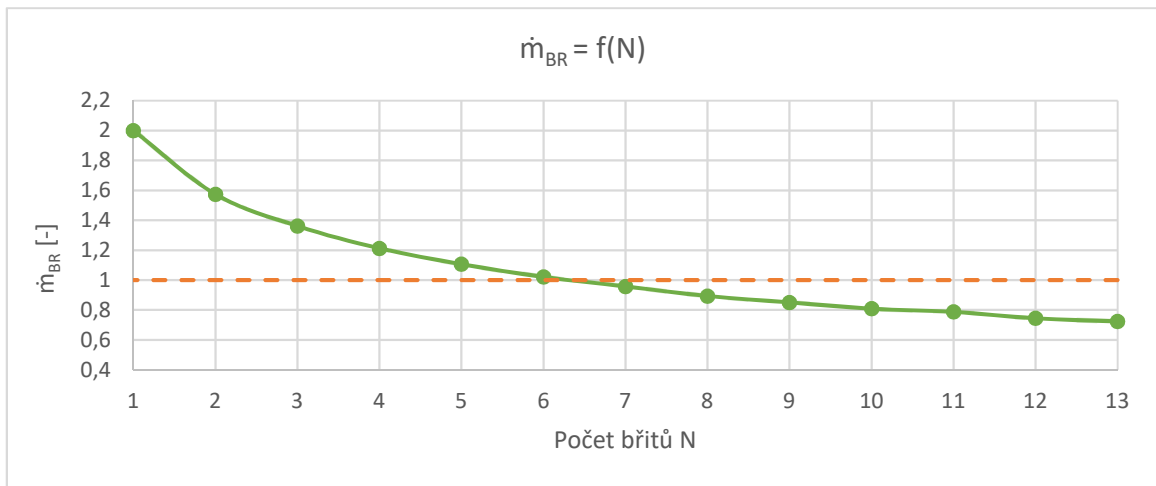


Graf č. 27 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G5

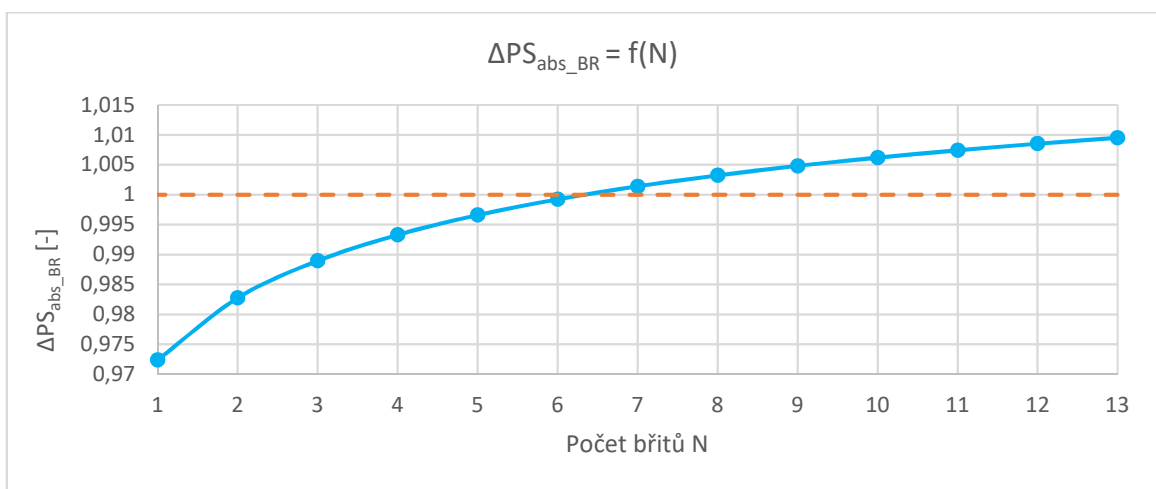
Pomocí této optimalizace je možné snížit počet břitů na 7 za přibližně stejných hodnot hmotnostního průtoku a tlakového spádu. Machovo číslo se v tomto případě liší již pouze o 12 %, což je stále poměrně velký rozdíl, ale oproti předchozím konfiguracím jde zatím o nejlepší možné řešení.

Varianta G6

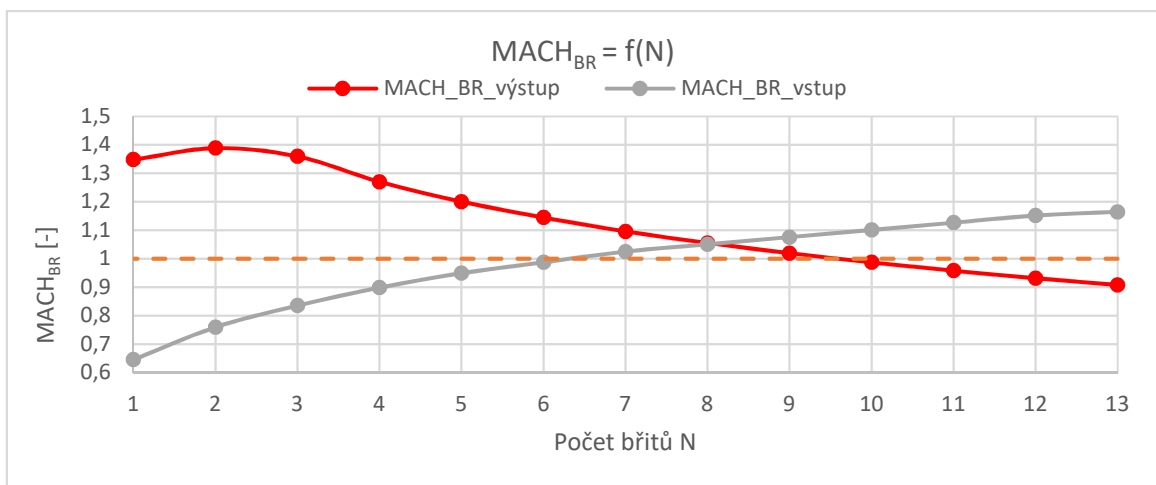
Z předchozích optimalizací je jasné, že změna rozteče má pozitivní vliv na snížení počtu břitů ucpávky. V této variantě jsou zachovány stejné změny parametrů, jako ve variantě G5 s tou výjimkou že rozteč břitů je nyní zvýšena o 71% původní hodnoty.



Graf č. 28 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G6



Graf č. 29 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G6

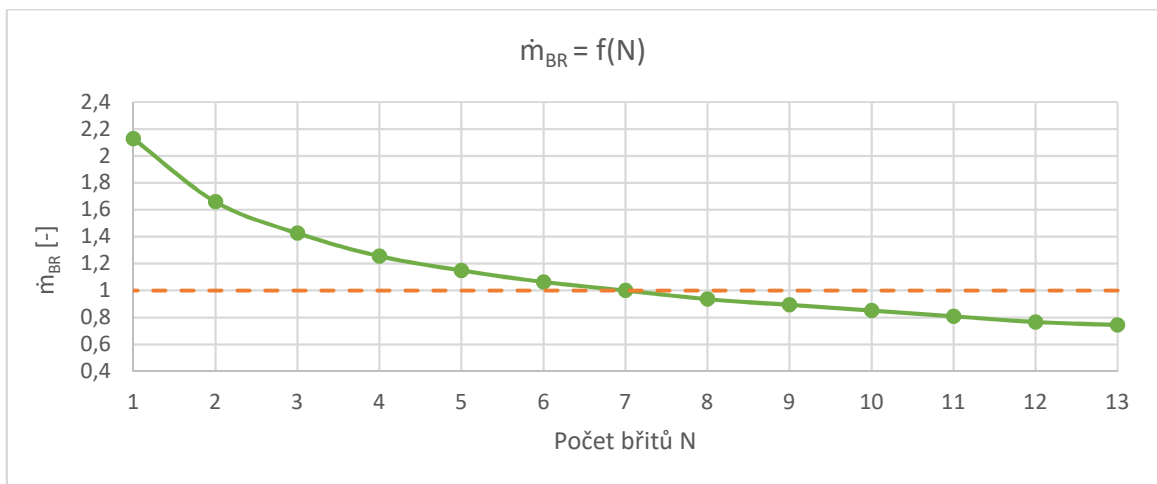


Graf č. 30 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G6

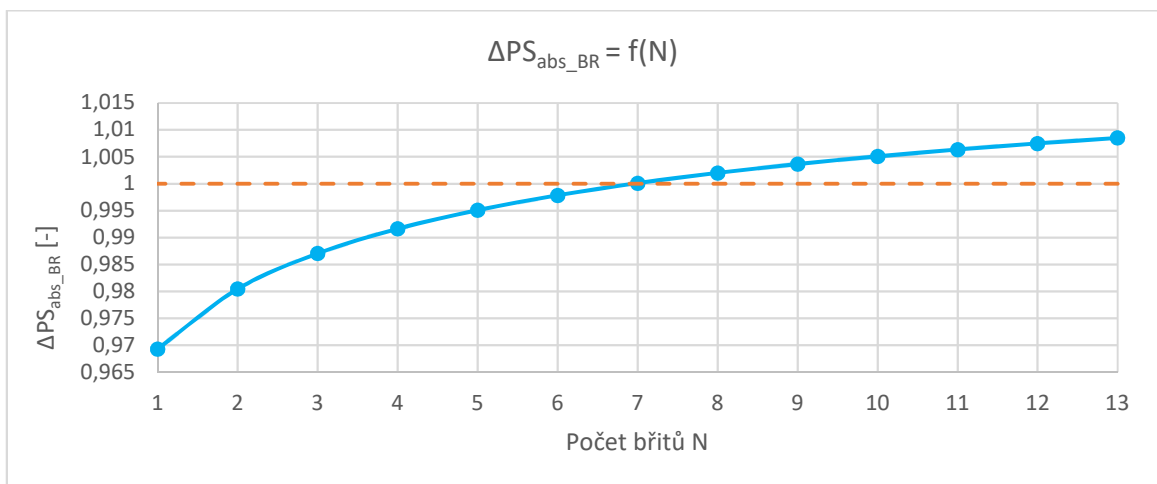
V porovnání s variantou G5, je sice možné snížit počet břitů na 6, avšak na úkor zvýšení výstupního Machova čísla, které je v tomto případě odlišné o 14 %.

Varianta G7

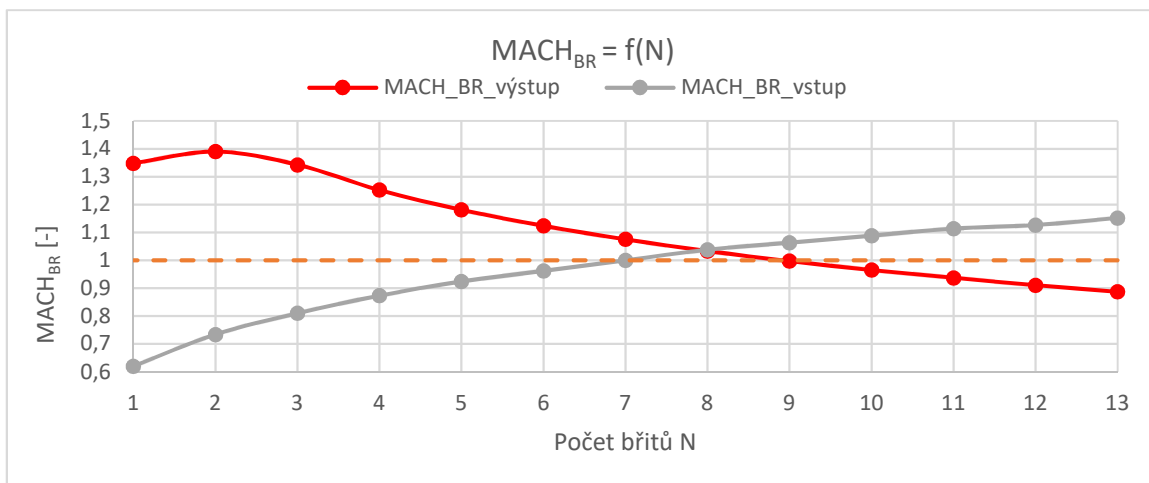
Z výsledků předchozí optimalizace bude pravděpodobně lepší dále pokračovat ve zvětšování rozteče břitů. Proto je v kombinaci parametrů varianty G7 uvažováno zvětšení úhlu špičky β o 50% referenční hodnoty, dále pak zmenšení šířky špičky také o 50 % a zvětšení rozteče břitů o 100 %. Tímto by bylo možné dosáhnout dalšího snížení výstupního Machova čísla a zároveň zachování stejného množství břitů.



Graf č. 31 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro variantu G7



Graf č. 32 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro variantu G7



Graf č. 33 Machova čísla v závislosti na počtu břitů pro variantu G7

Na základě grafických výsledků této optimalizace lze říci, že touto cestou může dojít ke snížení celkového počtu břitů labyrintové ucpávky z původních 13 na 7, při zachování stejného hmotnostního průtoku a tlakového spádu, spolu s malými změnami Machova výstupního čísla, které se v tomto případě liší pouze o 7,5 %.

4.9 Výsledky optimalizace pomocí programu Floinhance

Varianty uvedené v předchozí podkapitole jsou dále zobrazeny v jedné tabulce, ve které jsou uvedeny všechny změny parametrů a výsledné průběhy jsou znázorněny ve společných grafech, aby bylo možné vybrat nejvhodnější variantu, pomocí které lze tuto ucpávku optimalizovat.

Varianty	Změna úhlu špičky β [%]	Změna úhlu sklonu α [°]	Změna šířky špičky [%]	Změna rozteče [%]	Optimalizovaný počet břitů
G1	+200	-30	-50	X	2
G2	+200	-15	X	X	4
G3	+150	X	-50	X	7
G4	+150	X	-50	+43	6
G5	+100	X	-50	+43	7
G6	+100	X	-50	+71	6
G7	+50	X	-50	+100	7

Tabulka č.1 Tabulka variant geometrií a jejich změny parametrů

V Tabulce č.1 jsou uvedeny jednotlivé varianty a jejich změny parametrů vůči referenčním hodnotám uvedených v procentech a stupních. Pokud daný parametr u varianty změněn nebyl, jeho změna je označena písmenem X. V posledním sloupci tabulky jsou uvedeny počty břitů, na kolik by se mohla ucpávka optimalizovat při zachování hmotnostních průtoků. V Tabulce č.2 jsou znázorněny jednotlivé varianty s optimalizovaným počtem břitů, uvedených v závorkách, a k nim přepočtené bezrozměrné veličiny.

Varianty	MACH _{BR_vstup} [-]	MACH _{BR_vystup} [-]	\dot{m}_{BR} [-]	ΔPS_{abs_BR} [-]	ΔTC_{rel_BR} [-]
G1 (2)	1	1.383008357	1	1.000118723	0.138888889
G2 (4)	0.987341772	1.371866295	1.021276596	0.999333454	0.25
G3 (7)	1	1.182451253	1	1.000078018	0.430555556
G4 (6)	1.012658228	1.171309192	0.978723404	1.000473197	0.458333333
G5 (7)	1	1.119777159	0.978723404	1.000327337	0.555555556
G6 (6)	1.050632911	1.055710306	0.893617021	1.003236054	0.708333333
G7 (7)	1	1.075208914	1	1.000108547	0.777777778

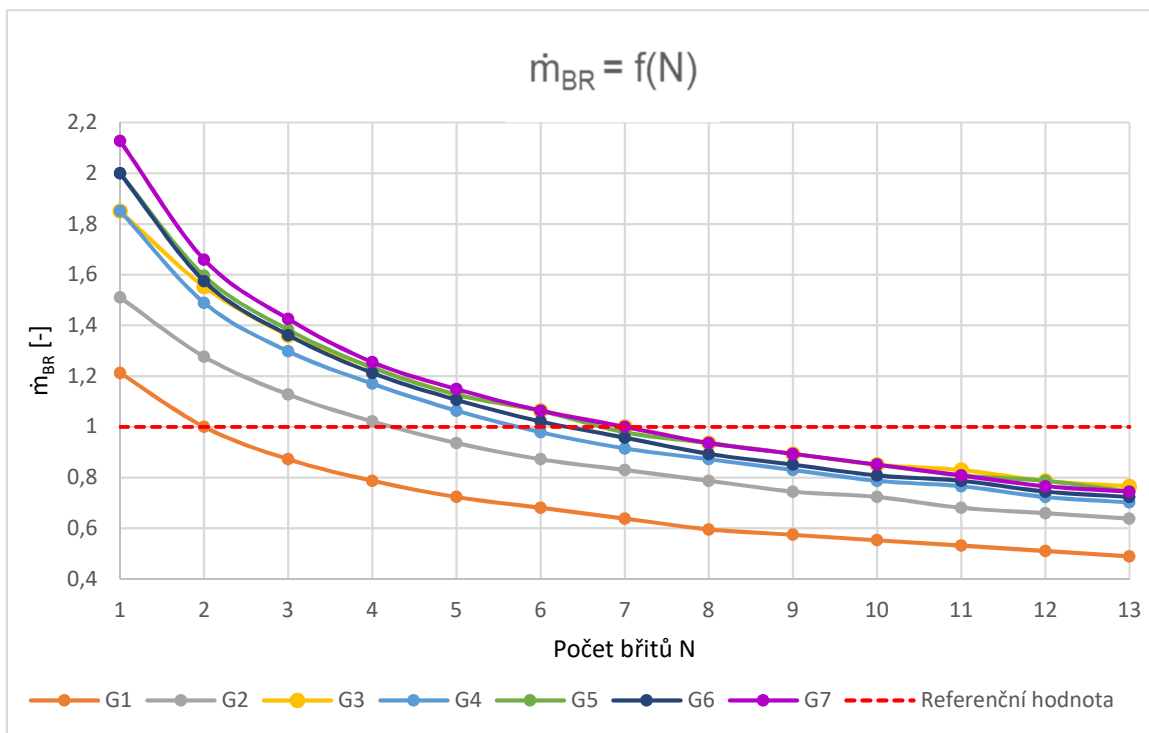
Tabulka č.2 Bezrozměrné hodnoty veličin pro dané typy variant s optimalizovaným počtem břitů

Výsledné veličiny uvedené v procentuálních odchylkách od referenčních hodnot, jsou znázorněny v Tabulce č.3.

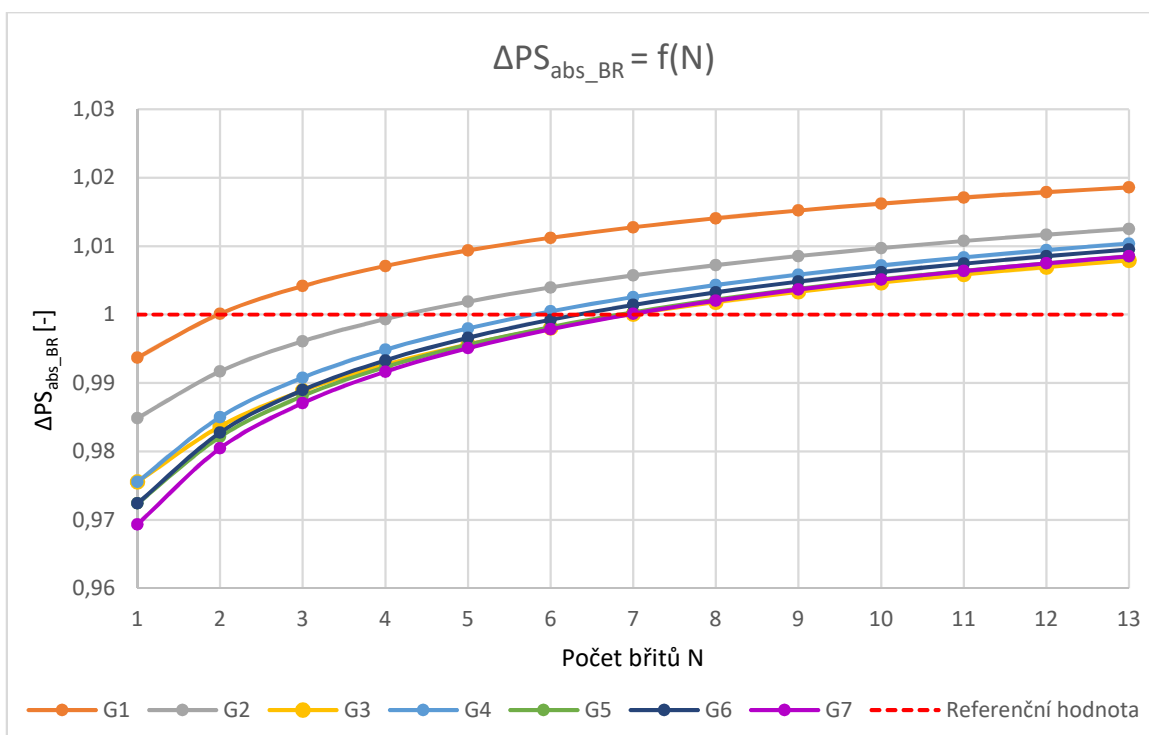
Varianty	MACH _{BR_vstup} [-]	MACH _{BR_vystup} [-]	\dot{m}_{BR} [-]	ΔPS_{abs_BR} [-]	ΔTC_{rel_BR} [-]
G1 (2)	0%	38.3%	0%	0%	86.1%
G2 (4)	1.3%	37.2%	2.1%	0.1%	75.0%
G3 (7)	0%	18.2%	0%	0%	56.9%
G4 (6)	1.3%	17.1%	2.1%	0%	54.2%
G5 (7)	0%	12.0%	2.1%	0%	44.4%
G6 (6)	5.1%	5.6%	10.6%	0.3%	29.2%
G7 (7)	0%	7.5%	0%	0%	22.2%

Tabulka č.3 Procentuální odchylky veličin od referenčních hodnot pro dané typy variant

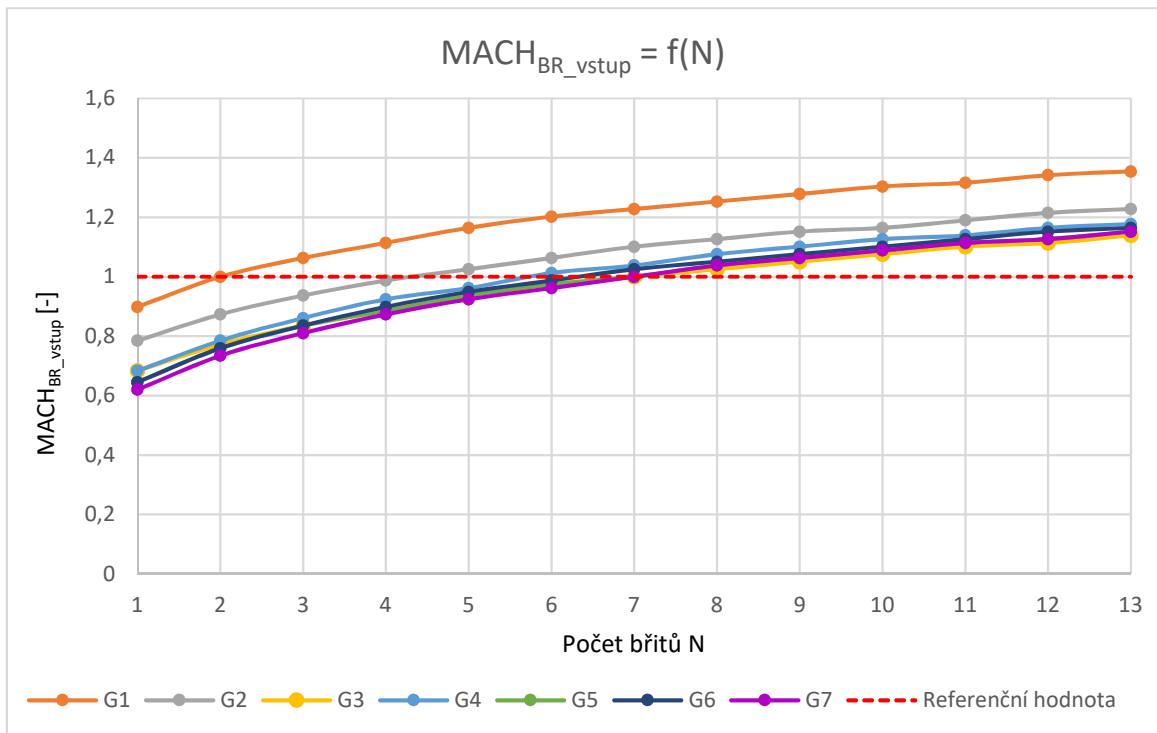
Z výsledků lze říci že nejlépe vychází varianta G7, kdy hmotnostní průtok, tlakový spád a vstupní Machovo číslo, zůstane stejné jako referenční hodnota, ale změní se výstupní Machovo číslo o 7,5 % a co se změní relativní teploty týká, jedná se o zanedbatelné hodnoty, pohybující se řádově v jednotkách stupňů. Tyto výsledky variant G1 až G7 jsou dále zobrazeny i v porovnávacích grafech pro jednotlivé veličiny.



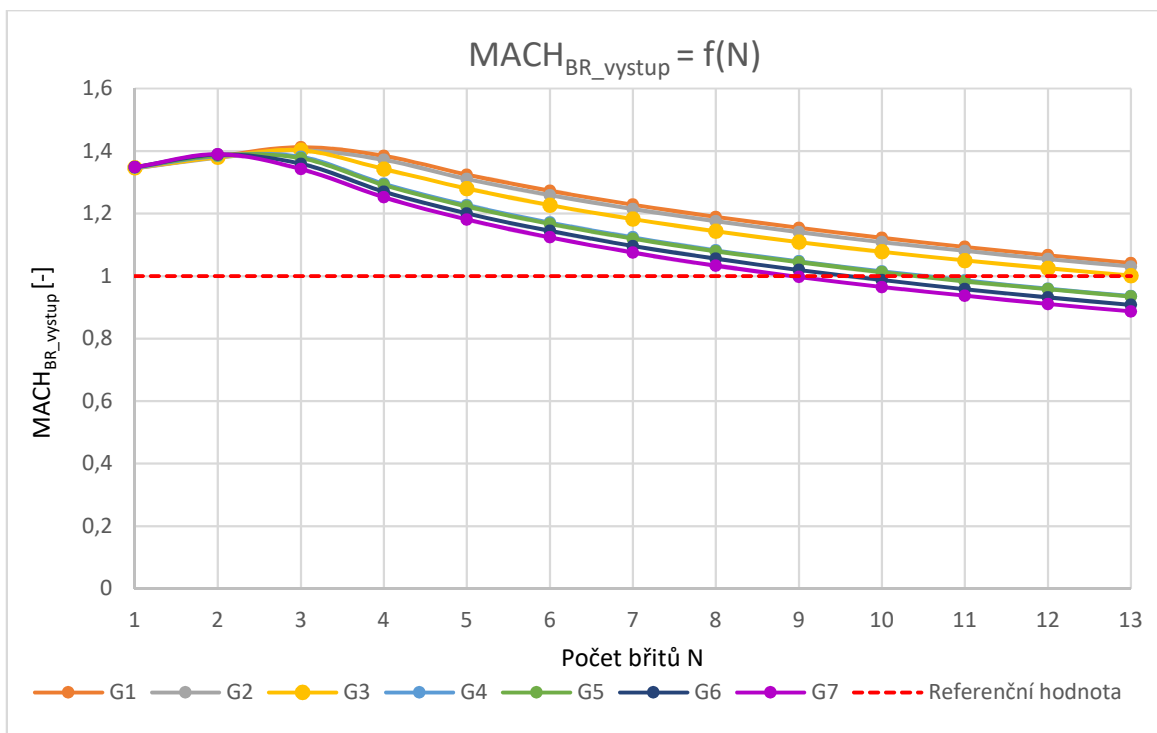
Graf č. 34 Hmotnostní průtok v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7



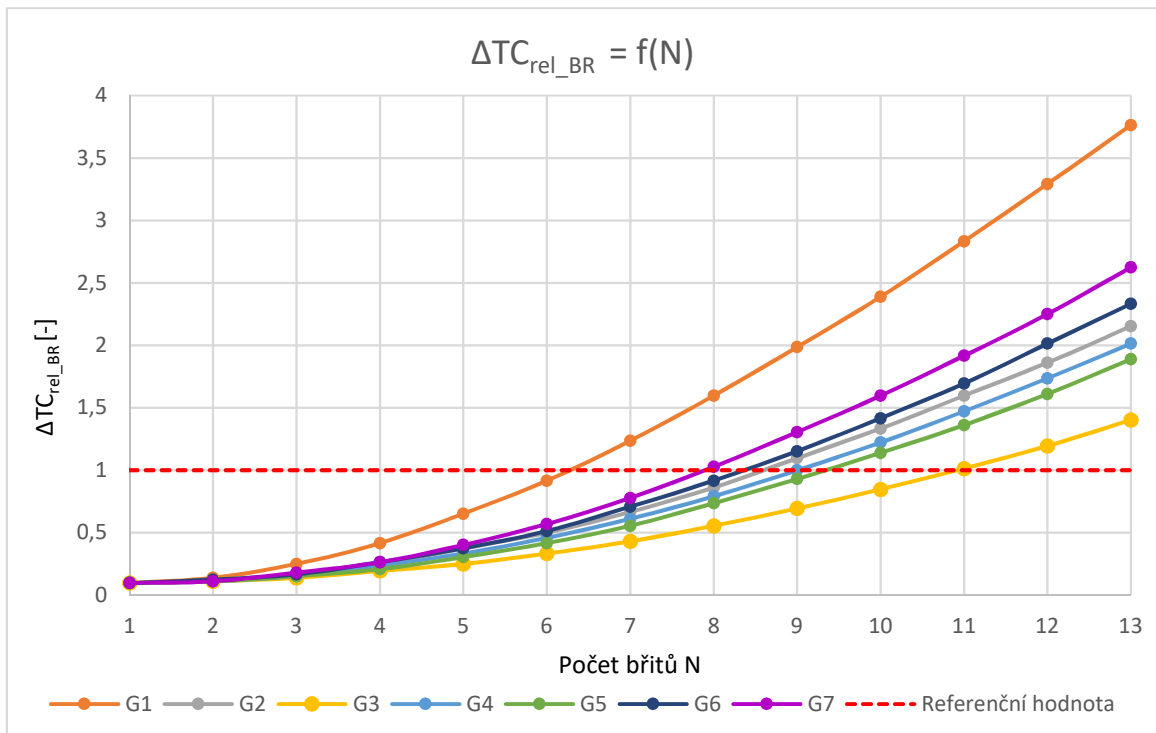
Graf č. 35 Tlakový spád v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7



Graf č. 36 Machovo číslo na vstupu v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7



Graf č. 37 Machovo číslo na výstupu v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7



Graf č. 38 Teplotní spád v závislosti na počtu břitů pro varianty G1 až G7

Posledním z uvedených grafů je graf závislosti teplotního spádu na počtech břitů ucpávky. Je zde uveden pouze pro představu toho, jaký vliv má změna počtu břitů na výslednou změnu teploty v relativních souřadnicích. Z tohoto grafu lze například vyvodit fakt, že i při jednom jediném břitu ucpávky bude důsledkem přeměny kinetické energie protékající tekutiny na energii tepelnou celková změna teploty nenulová. Co zde může být také zářející je skutečnost, že v ideálních labyrintových ucpávkách by měla teplota vstupujícího a vystupujícího média zůstat konstantní, to ovšem v reálném případě nemůže nastat, jak již nám dokazuje Graf č. 38.

5 Optimalizace ucpávky při použití výpočtové metody podle Ščeglajajeva

5.1 Úvod

V předchozí kapitole byla provedena optimalizace labyrintové ucpávky pomocí výpočtového programu Floinhance. V této části jsou provedeny ruční výpočty pomocí Ščeglajajevových vzorců, které nám umožní potvrdit správnost výsledků, kterých bylo dosaženo v minulé kapitole. Pomocí Ščeglajajevovy metody se stanoví hmotnostní průtoky pro jednotlivé varianty geometrií. Okrajové podmínky, které jsou potřeba znát, jsou vzaty z výsledků programu Floinhance, a tudíž opět soukromým vlastnictvím společnosti GE Aviation. Z tohoto důvodu budou výsledky opět přepočteny na bezrozměrné veličiny.

5.2 Postup výpočtů

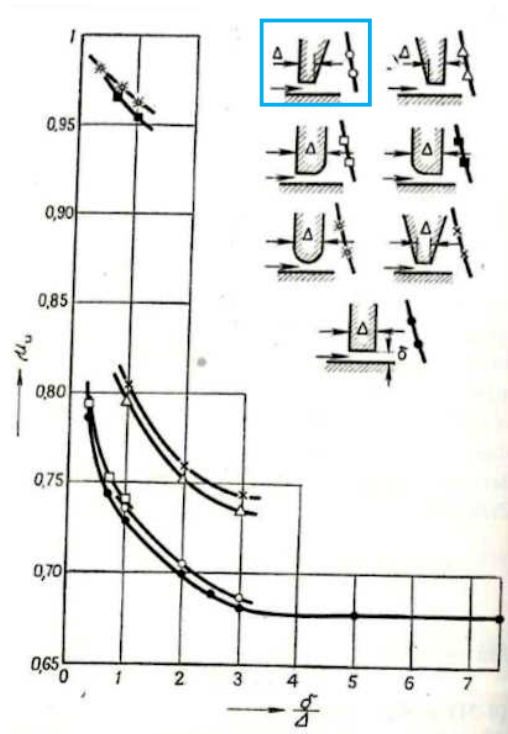
Pro výpočet hmotnostního průtoku odstupňovanou labyrintovou ucpávkou platí

$$\dot{m} = \mu_u S \sqrt{\frac{p_o}{v_o}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z}} \quad (5.1)$$

kde p_o je statický tlak na vstupu ucpávky, v_o je měrný objem tekutiny, z je počet břitů ucpávky, ε je tlakový poměr vstupu a výstupu, μ_u je empiricky zjištěný průtokový součinitel, který lze zjistit z Obr.č. 13 a S je průtočná plocha, která se vypočítá pomocí rovnice mezikruží

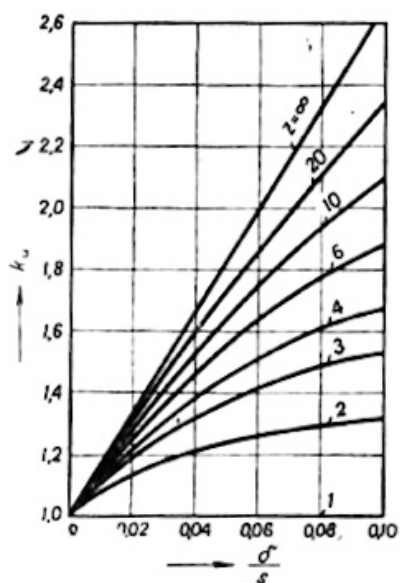
$$S = \pi d_u \delta_u \quad (5.2)$$

kde d_u je průměr ucpávky od špiček břitů a δ_u je radiální vůle.



Obr.č. 13 Součinitel průtoku μ_u labyrintových ucpávek s břity různého tvaru a rozměru [2]

Pro určení součinitele průtoku z grafu musí být stanoven jeden z typů geometrie, uvedených u grafu na Obr.č. 13. Pro výpočty byl stanoven první typ geometrie, zvýrazněný modrým obdélníkem. Nyní jsou stanoveny všechny parametry, ovšem výpočet hmotnostního průtoku zobrazen v (5.1) je určen pro odstupňované ucpávky. V případě výpočtů ucpávky s hladkou hřídelí, neboli ucpávky s nepravým labyrintem, je potřeba tento hmotnostní tok vynásobit opravným součinitelem k_u , který lze určit z Obr.č. 14.



Obr.č. 14 Opravný součinitel pro výpočet hmotnostního průtoku nepravou labyrintovou ucpávkou

Po zjištění velikosti opravného součinitele průtoku, je možné stanovit výsledný hmotnostní průtok nepravou labyrintovou ucpávkou jako

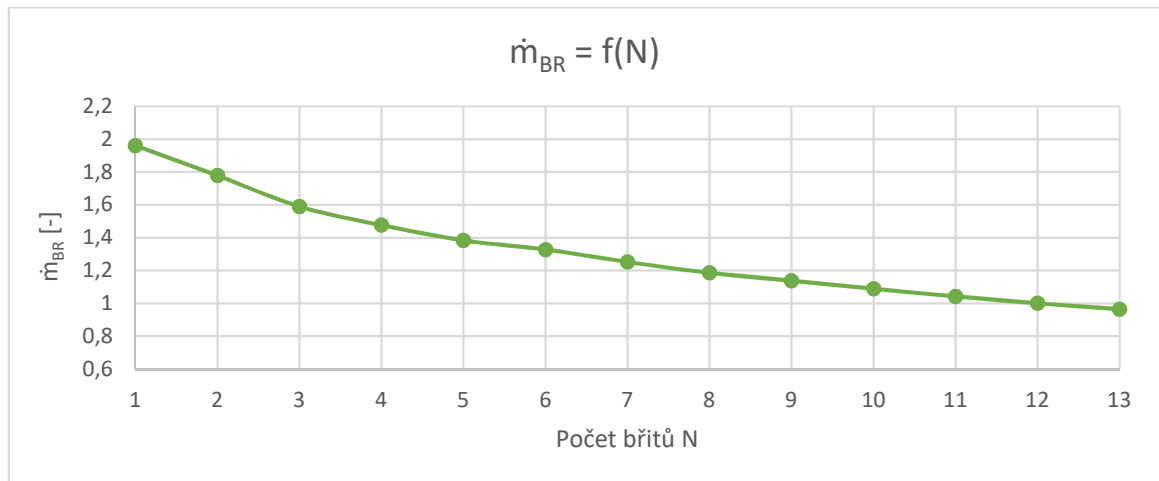
$$\dot{m} = k_u \mu_u S_u \sqrt{\frac{p_o}{v_o}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z}} \quad (5.3)$$

V předchozí kapitole byly stanoveny varianty geometrií břitů G1 až G7. Výpočty hmotnostních průtoků podle Ščegljajeva bohužel neumožňují zahrnout do výpočtů změny úhlů špiček a sklonů břitů, a proto některé varianty nebudou moci být zohledněny z toho důvodu, že by vycházely odlišné výsledky. Uvedeny jsou zde tedy pouze varianty G1, G4, G6 a G7, ve kterých se změnily parametry, které lze zahrnout do ručních výpočtů.

5.3 Optimalizace

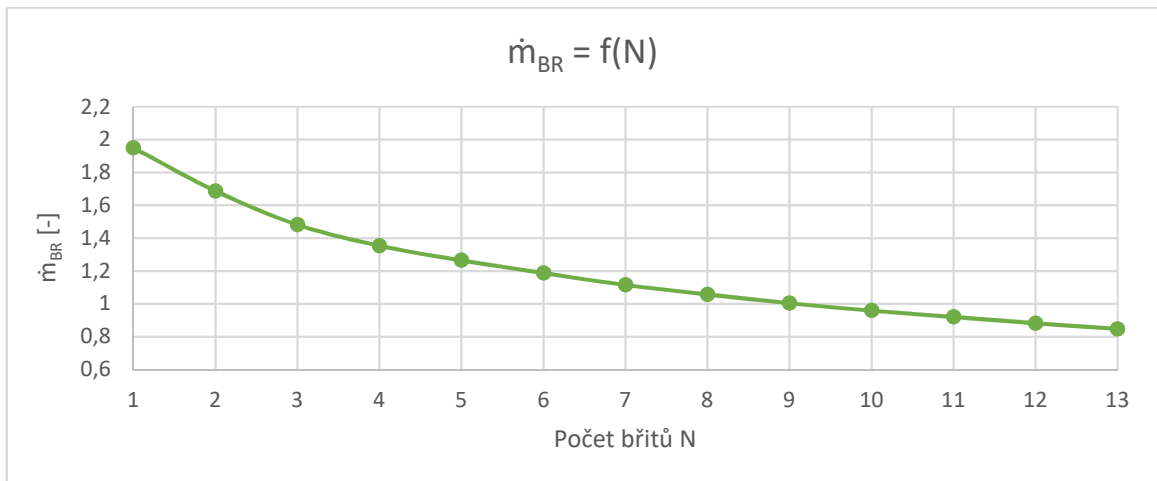
Kombinace parametrů pro varianty G1, G4, G6 a G7, zůstávají stejné jako v předchozí kapitole. Změny geometrií jsou znázorněny v Tabulce č.1. Dále jsou uvedeny pouze grafy hmotnostních průtoků jednotlivých variant vypočtených pomocí (5.3).

Varianta G1



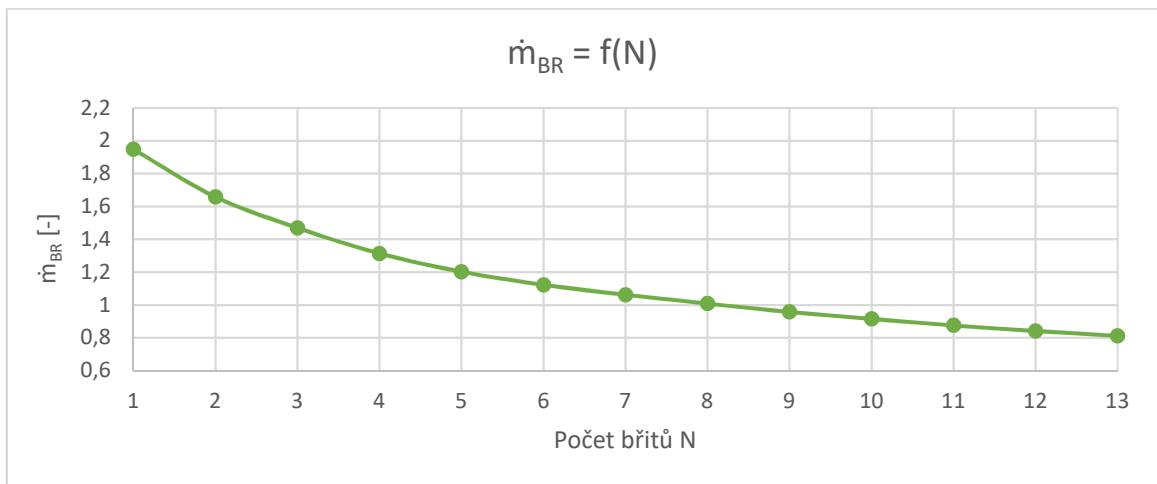
Graf č. 39 Hmotnostní průtok pro variantu G1 (Ščegljajev)

Varianta G4



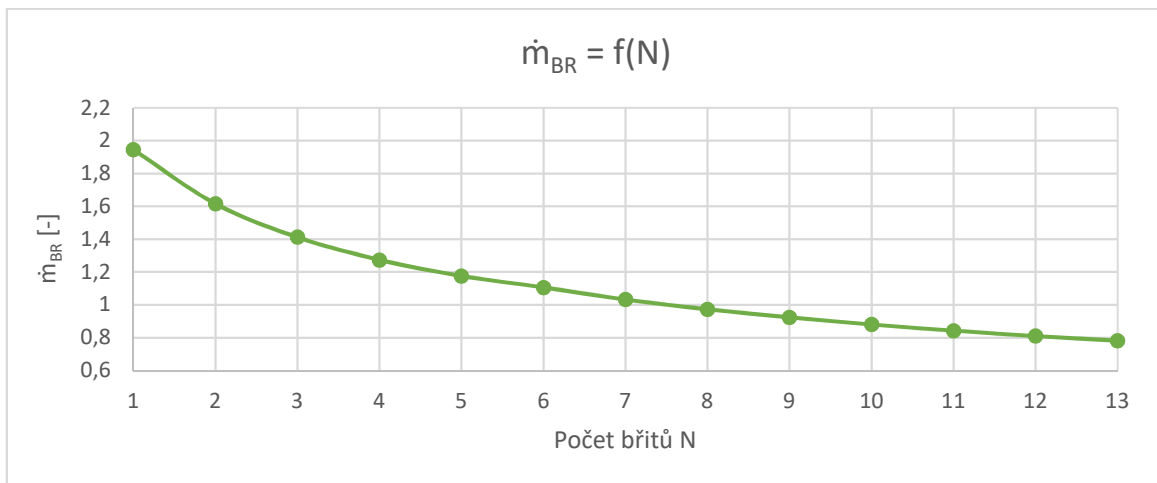
Graf č. 40 Hmotnostní průtok pro variantu G4 (Ščegljajev)

Varianta G6



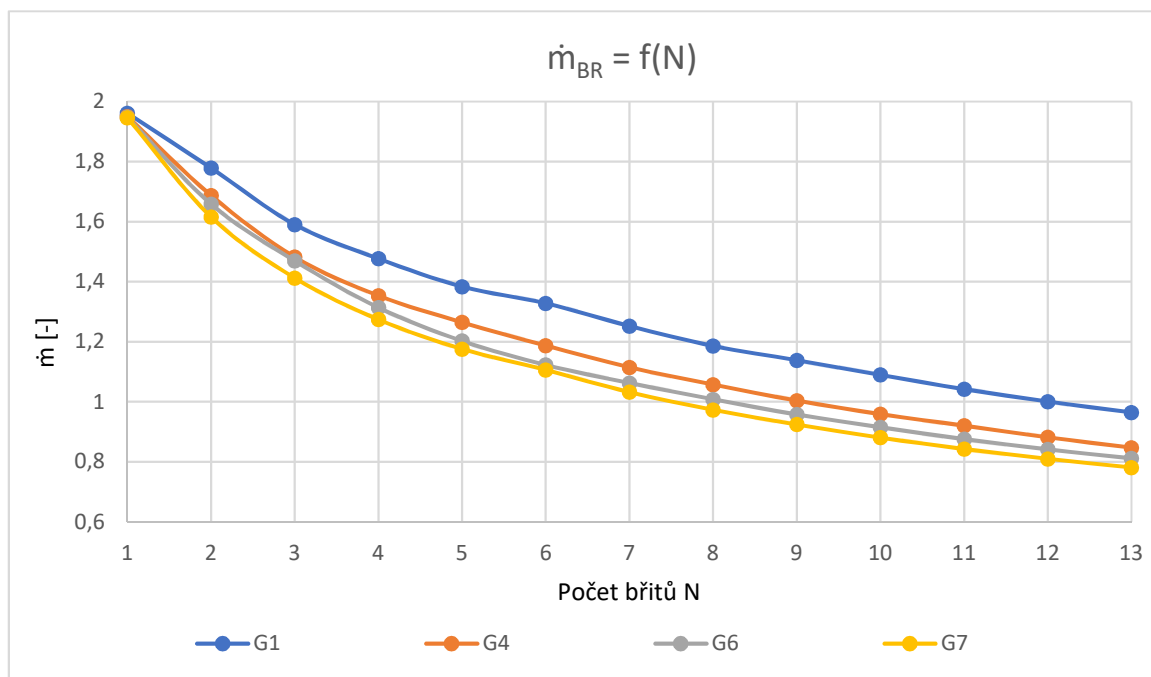
Graf č. 41 Hmotnostní průtok pro variantu G6 (Ščegljajev)

Varianta G7



Graf č. 42 Hmotnostní průtok pro variantu G7 (Ščegljajev)

Výsledky zjištěných hmotnostních průtoků pomocí Ščeglajevových výpočtů, jsou dále porovnány v jednom jediném grafu, který je zobrazen jako Graf č. 43



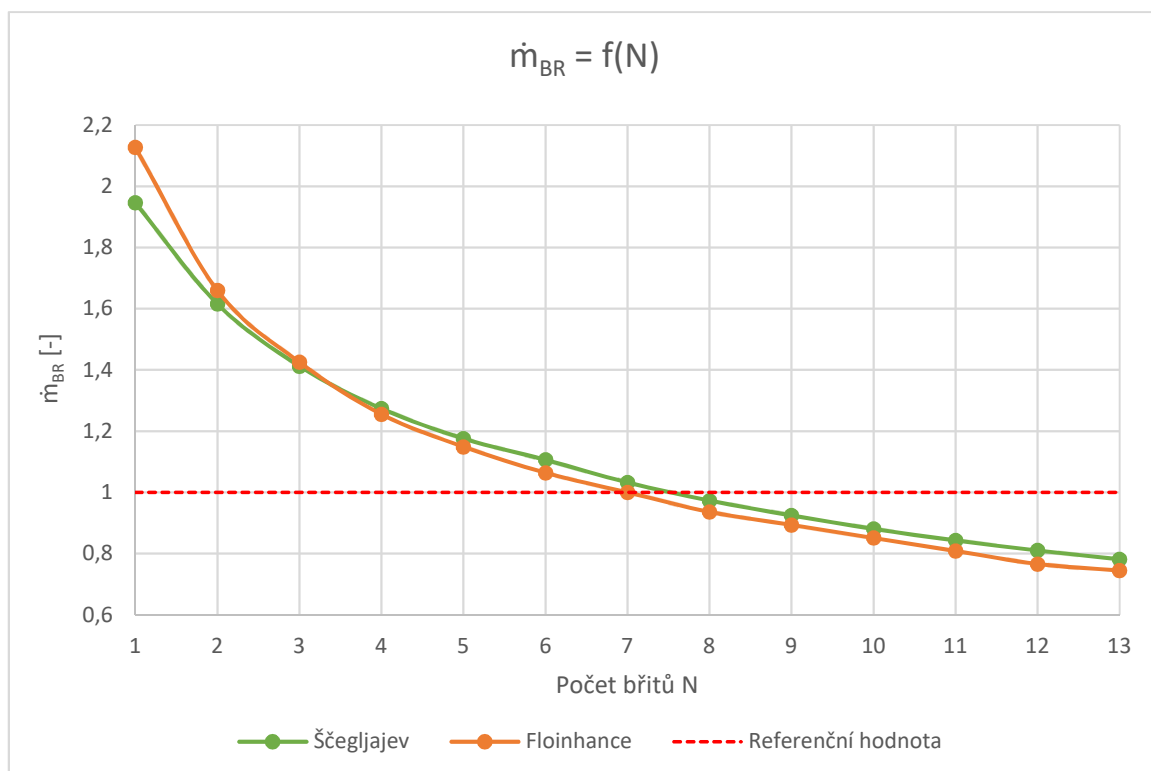
Graf č. 43 Hmotnostní průtoky variant G1, G4, G6 a G7 (Ščeglajev)

Z průběhů hmotnostních průtoků lze s jistotou říci že varianta G7 umožní největší snížení počtu břitů. Nic víc bohužel výsledky těchto výpočtů neposkytují. Tímto je zakončen výpočet pomocí Ščeglajevovy metody s tím, že v závěru práce budou tyto výsledky porovnány s výsledky získanými pomocí programu Floinhance.

6 Vyhodnocení výsledků

V této kapitole jsou vyhodnoceny výsledky, které byly získány jak pomocí výpočtového programu Floinhance, tak při použití výpočtové metody podle Ščeglajeva.

Porovnání výsledků hmotnostního průtoku v závislosti na počtu břitů je provedeno pouze pro variantu G7, která v obou dvou případech optimalizací vycházela nejlépe.



Graf č. 44 Porovnání průběhů hmotnostních průtoků zjištěných pomocí programu Floinhance a výpočtovou metodou dle Ščeglajeva pro variantu G7

Průběhy hmotnostních průtoků vycházejí přibližně stejné a co je důležitější, mají přibližně stejný sklon křivky. Výsledky těchto dvou metod ani nemohly vyjít úplně stejné, jelikož při použití výpočtové metody podle Ščeglajeva nejsou uvažovány změny úhlů špiček břitů ani sklonu břitů. Dalším vlivem na odlišnost průběhů průtoků může být nedokonalé odečítání jednotlivých empirických součinitelů z uvedených grafů. Důležitým faktem, který může mít také vliv na výsledný sklon křivky grafu, je vliv změny teploty na měrný objem tekutiny, který byl během ručních výpočtů zanedbáván. Bude tedy stačit informace, že ruční výpočty potvrdily správnost výpočtů pomocí programu Floinhance. Za těchto skutečností, lze považovat výsledky uvedené v Tabulce č.3 za

správné. Varianty G1, G2, G3 a G4 vychází nejhůře, kvůli vysokým rozdílům Machových čísel na výstupu z ucpávky, tudíž nejsou akceptovatelné. Varianty G5 a G6 nemají sice tak rozdílné výstupní rychlosti oproti referenční geometrii, ovšem o to větší mají rozdíly například v hmotnostních průtocích. Tyto varianty jsou označeny za neutrální. Konečně varianta G7, která má sice rozdílné výstupní Machovo číslo o 7,5 %, ale ostatní veličiny má stoprocentně shodné s referenčními hodnotami. Vyjma relativní teploty, kterou lze však zanedbat, jelikož jde o jednotky stupňů. Z tohoto důvodu je varianta G7 zvolena za optimální a v celkovém hodnocení také za výslednou optimalizovanou geometrií této labyrintové ucpávky.

7 Závěr

Tato bakalářská práce je zaměřena na optimalizaci labyrintové ucpávky turbínového hřídele turbovrtulového motoru H80. Cílem práce bylo snížit počet břitů ucpávky z důvodů nákladné a složité výroby. Pomocí nastudované problematiky labyrintových ucpávek, rozebrané v teoretické části práce, byly určeny parametry nejvíce ovlivňující průtok tekutiny skrze ucpávku. V praktické části byl použit pro optimalizaci výpočtový program poskytnutý, spolu s modelem motoru a okrajovými podmínkami, společností GE Aviation Czech. Z důvodů soukromého vlastnictví a citlivosti dat, jsou výsledné hodnoty uváděny v bezrozměrných hodnotách vztažených k referenčním skutečným hodnotám. Pomocí programu Floinhance byly postupně ověřeny vlivy změn parametrů na snížení počtu břitů a následně ozkoušeny jejich různé kombinace. Ve výsledku bylo dosaženo 7 různých variant, které byly zhodnoceny pomocí procentuálních odchylek jednotlivých veličin od referenčních hodnot původní geometrie labyrintové ucpávky. Z těchto variant byla dále zvolena jedna nejlepší varianta, nazvaná zkratkou G7. Pro ověření správnosti výpočtů programu, byly provedeny ověřovací výpočty jednotlivých variant pomocí Ščeglajevovy výpočtové metody hmotnostních průtoků. Z výsledků těchto ručních výpočtů bylo ověřeno, že varianta G7 poskytuje největší možné snížení počtu břitů ucpávky. Nakonec proběhlo porovnání výpočtů hmotnostních průtoků pro variantu G7 pomocí obou těchto metod a bylo zjištěno, že průběhy funkcí grafů jsou přibližně stejné. I přes malé odlišnosti mají oba dva průběhy stejný sklon křivky, což je podstatné. Lze říci, že pomocí Ščeglajevovy výpočtové metody, byla ověřena pravdivost výsledků poskytnutých programem Floinhance. Výsledkem této optimalizace je tedy nejlepší varianta G7, která obsahuje změny různých parametrů geometrií břitů a umožní snížit celkový počet břitů z původní hodnoty 13 na 7. Tato geometrie, také umožní zvýšení rozteče břitů, což má kladný vliv na výrobu ucpávky, jelikož se zvětší prostor pro obrábění. Další pozitivum této geometrie je, že ačkoliv se zvětší rozteč břitů, což by mělo za následek zvětšení celkové velikosti ucpávky, sníží se počet břitů přesně na 7. Zachová se původní velikost ucpávky a nebude nutné ji zvětšovat. Výsledky této optimalizace by mohly být dále použity pro výzkum problematiky labyrintových ucpávek.

8 Použitá literatura

[1] SULTANIAN, Bijay K. *Gas turbines: internal flow systems modeling*. New York, NY, USA: Cambridge University Press, 2018. ISBN 978-110-7170-094.

[2] ŠČEGLAJEV, Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny 1.svazek: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. Praha: SNTL, 1983.

[3] SURYANARAYANAN, Saikishan. *Labyrinth seal leakage equation*. USA, 2009. Thesis. Texas A&M University.

[4] CHILDS, Peter R. N. *Mechanical design engineering handbook*. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 978-0080977591.

[5] ŠKORPÍK, Jiří. *Proudění: Škrčení plynů a par* [online]. 2018 [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/37.html#vyuziti-efektu-skrцени-v-labyrinthov%C3%BDch-ucpavkach>

[6] JERIE, Jan. *Teorie motorů: Teorie propulze a vnitřní aerodynamika turbínových motorů*. Praha 1: Ediční středisko ČVUT, 1981.

[7] CHUPP, Raymond E. a Paul NELSON. *Evaluation of brush seals for limited-life engines* *Read More*: <https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/3.11492>. 1993.

[8] HÜNECKE, Klaus. *Jet engines: fundamentals of theory, design, and operation*. Osceola, WI, USA: Motorbooks International, 1997. ISBN 9780760304594

[9] EL-SAYED, Ahmed F. *Aircraft propulsion and gas turbine engines*. Second edition. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor & Francis Group, [2017]. ISBN 9781466595163.

[10] KUSSIOR, Zdeněk. *Typy leteckých motorů* [online]. 2002 [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: <http://www.leteckemotory.cz/teorie/typy-leteckych-motoru/>