

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV LETADLOVÉ TECHNIKY



MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK MODELOVÉHO
DMYCHADLA
MEASUREMENT OF MODEL FAN
CHARACTERISTICS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Autor:	Jiří Hejna
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor:	2301R000 Bezoborový studijní program
Vedoucí práce:	Ing. Jan Klesa, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hejna** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **459867**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Měření charakteristik modelového dmyhadla

Název bakalářské práce anglicky:

Measurement of Model Fan Characteristics

Pokyny pro vypracování:

Pro vypracování proveďte:

- 1) Základy teorie axiálních kompresorů
- 2) Konstrukce měřicího přípravku
- 3) Stavba měřicího přípravku
- 4) Popis metodiky měření
- 5) Měření charakteristiky dmyhadla

Seznam doporučené literatury:

Dle pokynů vedoucího BP

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: **30.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **13.08.2018**

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.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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).

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma: „Měření charakteristik modelového dmyhadla“ vypracoval samostatně pod odborným vedením Ing. Jana Klesy, Ph.D. Dále prohlašuji, že veškeré podklady a prameny, ze kterých jsem ve své práci čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Jiří Hejna

PODĚKOVÁNÍ

Nejprve bych rád poděkoval vedoucímu své závěrečné práce panu Ing. Janu Klesovi, Ph.D. za trpělivou a neocenitelnou pomoc, konzultace, odborné vedení, cenné rady a připomínky během vypracování. Dále chci poděkovat panu Ing. Tomáši Čenskému, Ph.D. za trpělivost a ochotu během výroby jednotlivých dílů měřicí tratě, bez jehož pomoci bych se neobešel. V neposlední řadě patří obrovský dík mé rodině a to především mým rodičům, kteří mne během celého studia, nejen na vysoké škole, vždy podporovali a pomáhali mi překonat všechny překážky, které mi život i studium postavili do cesty. Byli, jsou a vždy budou mojí inspirací a mým vzorem.

ABSTRAKT

Rešeršní částí práce jsou shrnuty základní informace a principy kompresorů leteckých proudových motorů, snahou je především zasvětit čtenáře do problematiky strojů axiálních. Následující kapitoly popisují návrh a stavbu experimentálního zařízení pro zkoušky a vývoj komponent dmychadlového pohonu. V práci jsou vyhodnoceny klady a možné zápory použitého konstrukčního řešení, zejména důkladně je komentována výroba a stavba. Práce se zaměřuje na měření charakteristik modelového dmyhadla. Porovnává použité metodiky provedeného měření a snaží se je optimalizovat. Výsledkem práce je charakteristika modelového dmyhadla.

ABSTRACT

The theoretical part summarizes the basic information and principles of compressors of aviation jet engines. The main aim is to explain to the readers the problematics of axial machines. The following chapters describe designing and construction of an experimental facility for testing and developing components of fan propulsion. The thesis evaluates the pros and cons of the used design, especially the manufactory and construction. This bachelor thesis is focused on measuring the characteristics of the model fan. The thesis compares the used methodology of measurement which has been done and tries to optimize it. The final result is the model fan characteristics.

KLÍČOVÁ SLOVA

Proudový motor, axiální kompresor, měřící přípravek, dmyhadlo, charakteristika dmyhadla.

KEYWORDS

Jet engine, axial compressor, test rig, fan, fan characteristics.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....	8
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	8
1 ÚVOD.....	10
2 ZÁKLADY TEORIE AXIÁLNÍCH KOMPRESORŮ	11
2.1 ROTAČNÍ LOPATKOVÉ STROJE.....	11
2.1.1 ROZDÍL MEZI VENTILÁTOREM, DMYCHADLEM A KOMPRESOREM	12
2.2 KOMPRESORY	13
2.3 RADIÁLNÍ KOMPRESOR.....	15
2.4 AXIÁLNÍ KOMPRESOR	16
2.4.1 NASTÍNĚNÍ PRICIPU PRÁCE PROUDOVÉHO MOTORU	16
2.4.2 ROZDĚLENÍ AXIÁLNÍCH KOMPRESORŮ, ROTOR	21
2.4.3 LOPATKOVÁNÍ KOMPRESORU	24
2.4.4 RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY AXIÁLNÍHO KOMPRESOROVÉHO STUPNĚ	26
2.4.5 SKŘÍŇ KOMPRESORU - STATOR	28
2.5 CHARAKTERISTIKY AXIÁLNÍHO KOMPRESORU	29
2.6 PROVOZ KOMPRESORU	33
2.6.1 PROTIPUMPÁŽNÍ ZAŘÍZENÍ KOMPRESORŮ	34
2.7 MODERNÍ KOMPRESOR.....	36
3 KONSTRUKCE MĚŘÍCÍHO PŘÍPRAVKU.....	38
3.1 ZÁKLADNÍ RÁM A OCHRANNÉ KRYTY	39
3.2 DMYCHADLO.....	41
3.3 VSTUPNÍ KANÁL.....	44
3.4 VÝSTUPNÍ KANÁL	48
3.5 ŠKRTICÍ KLAPKA.....	50
4 STAVBA MĚŘÍCÍHO PŘÍPRAVKU.....	52
4.1 ZÁKLADNÍ RÁM	53
4.2 DMYCHADLO.....	53
4.3 VSTUPNÍ KANÁL.....	55
4.4 VÝSTUPNÍ KANÁL	59
4.5 ŠKRTICÍ KLAPKA.....	60
4.6 NAPÁJENÍ.....	61
4.7 MĚŘIDLA.....	62

5	POPIS METODIKY MĚŘENÍ	63
6	MĚŘENÍ CHARAKTERISTIKY DMYCHADLA	66
6.1	POSTUP 1.....	66
6.1.1	VÝPOČET HUSTOTY NASÁVANÉHO VZDUCHU	68
6.1.2	VÝPOČET KOEFICIENTŮ PRO PŘEPOČET U POSTUPU 2	75
6.2	POSTUP 2	76
7	ZÁVĚR.....	82
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	83
	SEZNAM OBRÁZKŮ	85
	SEZNAM TABULEK	87
	SEZNAM PŘÍLOH	88

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

ABS	Acrylonitrilebutadienestyrene	Akrylonitrilbutadienstyren
APU	Auxiliary power unit	Pomocná energetická jednotka
BLISK	Bladed disk	Integrálně olopatkovaný disk
CFD	Computational fluid dynamics	Výpočetní dynamika tekutin
IGVs	Inlet guide vanes	Lopatky předstatoru
MKP	Finite element method	Metoda konečných prvků
POM	Polyoxymethylene	Polyoxymetylén

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

$a [m \cdot s^{-1}]$	rychlost zvuku
$A, B, S [m^2]$	plocha
$c [m \cdot s^{-1}]$	absolutní rychlost proudu vzduchu
$d [m]$	průměr potrubí
$g [m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
$h, H_{123} [mm]$	výška vodního sloupce
$H [m]$	nadmořská výška
$i, j [-]$	indexy
$I [A]$	elektrický proud
$K [kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-2} \cdot 10^{-3}]$	konstanta pro přepočet 1 mm H ₂ O na Pascaly
$K_{p_1, c_1, p_2} [-]$	koeficienty pro přepočet
$m [kg]$	hmotnost
$\dot{m} [kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní průtok
$M [kg \cdot mol^{-1}]$	molární hmotnost
$M [-]$	Machovo číslo
$n [mol]$	látkové množství
$N [min^{-1}]$	otáčky

p [Pa]	tlak
Q [$m^3 \cdot s^{-1}$]	objemový průtok
r [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]	měrná plynová konstanta
R [$J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$]	univerzální plynová konstanta
t [$^{\circ}C$], T [K]	teplota
u [$m \cdot s^{-1}$]	obvodová rychlost
U [V]	elektrické napětí
V [m^3]	objem
w [$m \cdot s^{-1}$]	relativní rychlost
z [-]	převodový poměr
α [$^{\circ}$]	úhel náběžné hrany
β [$^{\circ}$]	úhel odtokové hrany
δ [-], θ [-]	koeficienty pro korekci na standardní podmínky
ε [$^{\circ}$]	úhel natočení škrtkové klapky
η [-]	účinnost
Π [-]	tlakový poměr
ρ [$kg \cdot m^{-3}$]	hustota
ψ [$^{\circ}$]	zakřivení profilu

1 ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá měřením charakteristik modelového dmyhadla. Charakteristiky dmyhadla - kompresoru jsou grafy odvozené z experimentálního měření na speciálních testovacích přípravcích, které jsou schopné za konstantních otáček prostřednictvím škrticího mechanismu ve výstupu měnit průtok vzduchu kompresorem. V praxi jsou používány pro zhodnocení provozních výkonových vlastností kompresorového systému. Primárním cílem práce je návrh a realizace takového modelového zařízení pro možnost uskutečnění zkoušek a vývoje komponent dmyhadlového pohonu pro malé letouny. Z experimentálního měření provedeném na tomto zařízení je úkolem získat charakteristiku modelového dmyhadla a potvrdit tak předpoklady jeho funkce.

Realizaci měřícího přípravku lze rozdělit do několika částí. První částí je návrh principu práce a návrh a vytvoření 3D modelu v některém z cad-softwarů, následuje samotná výroba a montáž. Další částí je praktická zkouška požadované funkce a případně její optimalizace, po které je zařízení již připraveno k měření. Návrh vychází ze zkušeností autora této práce nabytých jak při laboratorních měřeních provedených během studia, tak při práci v oboru konstrukce speciálních zařízení se specifickými funkčními požadavky. Vzhledem k tomu, že jde o unikátní zařízení, byla zvolena výroba většiny hlavních částí pomocí 3D tisku.

Dalším úkolem práce je shrnutí základních informací a poznatků o axiálních kompresorech používaných zejména v leteckých proudových motorech. Motivací je srozumitelné teoretické vysvětlení dané problematiky, kterou se zabývá praktická část této práce.

„I began to realize that there might be something after all to Newton's Laws.“

Robert H. Goddard, 1902

2 ZÁKLADY TEORIE AXIÁLNÍCH KOMPRESORŮ

„Aby byl moderní letecký kompresní systém schopen vykonávat svoji práci, potřebuje výkon okolo 200 tisíc koňských sil, což je ekvivalentní hodnotě výkonu 250 monopostů Formule1.“ [1]

Axiální neboli osová kompresory patří společně s radiálními kompresory, dmychadly, ventilátory, turbínami, ale také hydrodynamickými čerpadly a vývěvami obecně pod lopatkové stroje. Proto je v následujícím textu provedeno nejprve celkové základní rozdělení těchto mechanismů a jejich zařazení.

2.1 ROTAČNÍ LOPATKOVÉ STROJE

Čerpadla, ventilátory, dmychadla a kompresory, pracovní lopatkové stroje, tato zařízení jsou schopna dodávky tekutiny napříč nepříznivým tlakovým rozdílem, tj. z oblasti s nižším tlakem do oblasti s tlakem vyšším. Charakteristickým znakem lopatkových strojů, někdy též nazývaných jako turbostrojů, je rotor, který je po svém obvodu opatřen lopatkami. Rotor - oběžné kolo tvoří společně se statorem lopatkové kanály, ve kterých proudí pracovní tekutina. Vlivem vzájemného silového působení mezi médiem a lopatkami oběžného kola dochází k transformaci energie. [2, 3]

Jestliže je mechanická energie (krouticí moment) přeměňována v energii kinetickou a tlakovou, mluvíme o pracovních neboli hnaných lopatkových strojích, jimiž jsou hydrodynamická čerpadla, ventilátory, dmychadla a kompresory. Pokud je však tlaková energie proudícího pracovního média přeměňována v energii pohybovou, která se odvádí jako energie mechanická (tudíž se jedná o opačný děj), pak mluvíme o hnacích lopatkových strojích - motorech, vodních, plynových nebo parních turbínách.

Tekutinami, které mohou být dopravovány a stlačovány pracovními stroji, jsou kapaliny a plyny. Kapaliny pomocí čerpadel, plyny pomocí ventilátorů, dmychadel a kompresorů popř. vývěv. Hlavním rozdílem mezi dodávkou kapalin a dodávkou plynů je to, že pokud dojde ke znatelnému nárůstu tlaku, dochází u plynů k významným změnám objemu a teploty. Lze samozřejmě dopravovat i komplexnější média jako jsou směsi kapaliny a plynu, suspenze obsahující kapalinu, v níž jsou přítomny tuhé částice, nebo směs plynů a částic. Tyto však vyžadují speciální manipulaci a zařízení. [2]

Nejčastějšími pracovními médii jsou voda, vzduch a pára.

Tab. 1 - Klasifikace lopatkových strojů

LOPATKOVÉ STROJE	
(HYDRAULICKÉ)	(TEPELNÉ)
NESTLAČITELNÉ PRACOVNÍ MÉDIUM	STLAČITELNÉ PRACOVNÍ MÉDIUM
směr průtoku: AXIÁLNÍ, RADIÁLNÍ, DIAGONÁLNÍ	
VODNÍ MOTORY (motory)	PARNÍ A PLYNOVÉ TURBÍNY (motory)
HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA (pracovní stroje)	VENITLÁTORY, DMYCHADLA, KOMPRESORY (pracovní stroje)

Lopatkové stroje mají buď svislý, nebo vodorovný hřídel a lze je ještě rozdělit na vertikální a horizontální stroje. Podle počtu oběžných kol pak na jednostupňové a vícestupňové.

2.1.1 ROZDÍL MEZI VENTILÁTOREM, DMYCHADLEM A KOMPRESOREM

Jedná se o stroje pro stlačování a dopravu plynů. Sledovaným parametrem je především dosažitelný přetlak na výstupu Δp a objemový průtok média strojem Q . Název stroje pak závisí hlavně na vyvozeném přetlaku.

Hlavním cílem **ventilátoru** je dodat plynu požadovanou kinetickou energii, podle pracovního přetlaku je lze rozdělit na:

- nízkotlaké
- středotlaké
- vysokotlaké

Dále můžeme ventilátory samozřejmě rozdělit podle směru proudění dopravované látky na radiální a axiální. Axiální ventilátory jsou používány pro větší objemové průtoky a menší pracovní tlaky. Aby došlo k potřebnému zvětšení statické složky celkového přetlaku je nutno použít difuzoru, ve kterém se část dynamické složky přetlaku mění na statickou, jinými slovy se část kinetické energie mění v tlakovou. [2, 3]

Dmychadla dokáží vyvinout větší přetlak než ventilátory, konkrétně pak většinou od 0,01 do 0,3 MPa podle konstrukce. [2, 3]

Největší přetlak vyvinou **kompresory**, jedná se o stroje s pracovním přetlakem nad 0,3 MPa. [2, 3]

K těmto strojům lze zahrnout i vývěvy, které však místo přetlaku, oproti atmosférickému tlaku, vyvíjí podtlak.

pozn.: Jelikož je tato práce psána na Ústavu letadlové techniky a axiální kompresory se používají zejména v leteckém průmyslu, zabývá se práce aplikacemi pouze v tomto oboru.

2.2 KOMPRESORY

Kompresor je zařízení, které slouží ke zvyšování tlaku pracovní látky (v případě letectví se jedná o vzduch), která jím prochází a je rovnoměrně dodávána do motoru. [1]

Jak již bylo zmíněno, kompresory lze z hlediska procházejícího média dělit na radiální (odstředivé), axiální (osové) a diagonální. Nejdůležitějšími parametry obou typů jsou:

- účinnost kompresoru
- stlačení, tj. poměr výstupního tlaku z kompresoru k vstupnímu
- hltnost, tj. množství vzduchu, které projde kompresorem za 1 sekundu

U soudobých motorů jsou využívány oba druhy jak axiální tak radiální, tak ale i kompresor smíšený, který se vyznačuje tím, že má několik stupňů axiálních a poslední je stupeň radiální. [4, 5]

Parametr účinnosti označuje množství energie dodávané turbínou kompresoru přes hřídel rotoru. Účinnost, jak je zvykem, označuje výši ztráty, která je způsobena přeměnou energie, je značena symbolem η . Jednotliví výrobci motorů vynakládají nemalé úsilí jak ve výzkumu, tak ve výrobě, aby udrželi ztráty na co nejmenších hodnotách. I nepatrné zlepšení tohoto parametru může být rozhodujícím faktorem při výběru motoru zákazníkem a může ušetřit zákazníkovi nebo naopak vydělat výrobcovi i několika milionové finanční obnosy. [5]

Dalším v pořadí je parametr stlačení. Tento je definovaný jako poměr celkového tlaku na výstupu z kompresoru p_2 a tlaku na vstupu do kompresoru p_1 , obvykle označován písmenem Π :

$$\Pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.1)$$

Důležitost tohoto čísla tkví v propojení celkového výkonu motoru a zmíněného parametru, závisí přímo na tahu, spotřebě paliva a celkové účinnosti. Zároveň je s tímto parametrem spojena také hmotnost motoru. Například zvýšení tlakového

oměru se projeví zvýšením počtu stupňů kompresoru, což povede k vyšším hodnotám tlaků a teplot, to povede např. k nutnosti zvýšit pevnost motoru, což ve většině případů znamená zvýšit hmotnost. [5]

Parametr hltnosti \dot{m} označuje množství průtoku vzduchu, který je kompresor schopen zpracovat v jednotkové době, obvykle za jednu sekundu. Kromě významu tohoto parametru pro analýzu tepelného cyklu umožňuje také snadnou klasifikaci motoru vzhledem k jeho velikosti. [5]

Všechny tři parametry jsou úzce spjaty. Například změna průtočného množství média přímo ovlivní tlakový poměr a ve většině případů také účinnost motoru. Vzhledem k tomu, že se jednotlivé parametry mění s různými letovými a klimatickými podmínkami, jsou údaje pro klasifikaci motorů přepočítávány na dohodnuté standardní podmínky, tj. 0 m mezinárodní standardní atmosféry a 15°C viz kapitola 6. [5]

Na kompresory jsou kladeny značné požadavky:

- vysoký stupeň stlačení
- vysoká účinnost
- široká oblast pracovních otáček s vysokou účinností a malým sklonem k pumpáži (pojem pumpáž je blíže vysvětlen v podkapitole 2.5.)
- rovnoměrnost dodávky vzduchu do spalovací komory bez pulsací
- minimalizace rozměrů a hmotnosti kompresoru
- jednoduchá konstrukce a výroba
- minimalizace citlivosti na změnu pracovního režimu
- vysoká provozní spolehlivost
- minimalizace hluku

Návrh celého kompresního systému zahrnuje celou škálu disciplín, kterými je třeba se zabývat. Aerodynamika, hluk, mechanika, výroba, cena atd., tyto jsou přizpůsobovány během celého vývoje, tak aby bylo dosaženo co možná nejlepšího výsledku u všech parametrů. [1, 4, 6]

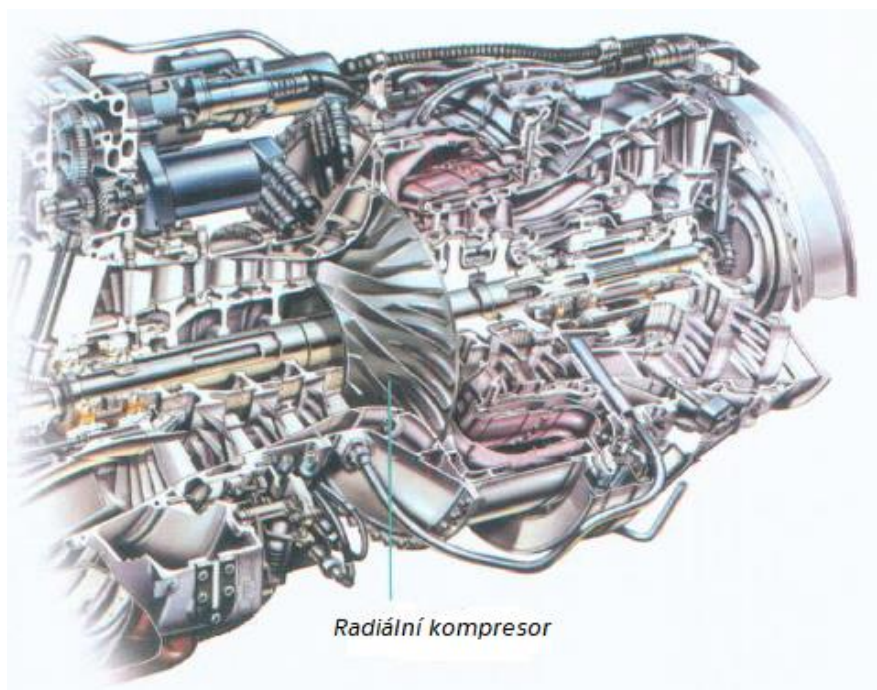
Současné axiální kompresory leteckých motorů dosahují účinností až 90 %, kompresních poměrů 16:1 (až 30:1 i více u dvouproudových motorů s velkým obtokovým poměrem) a hmotnostních průtoků 200 kg.s⁻¹ (až 900 kg.s⁻¹ u dvouproudových motorů s velkým obtokovým poměrem). [5, 7]

2.3 RADIÁLNÍ KOMPRESOR

Počátek vývoje proudových motorů provázelo velmi časté použití radiálních kompresorů a to proto, že byl jejich vývoj mnohem dále, než tomu bylo u kompresorů axiálních, radiální zabezpečovaly tudíž vyšší účinnost. V současnosti jsou radiální typy používány s oblibou u motorů menších výkonů a tahů a své využití našly především pro pomocné energetické jednotky. [4, 5]

pozn.: Pomocné energetické jednotky neboli APU, se využívají jako startovací systém proudových motorů a také jako zdroj elektrické energie, když neběží hlavní motor. Jedná se vlastně o malý proudový motor s generátorem proudu.

Na obr. 1 je zobrazen řez turbohřídelovým motorem Rolls-Royce Turbomeca RTM322, který pohání např. vrtulník německé výroby NH90 nebo stroj AgustaWestland AW101. Tento motor je opatřen smíšeným kompresorem, první stupeň jsou axiální a poslední stupeň je radiální, což je patrné z obrázku.



Obr. 1 - Řez turbohřídelovým motorem Rolls-Royce Turbomeca RTM322 [1]

Letouny se zvětšovaly, narůstala jejich hmotnost i potřeba zvýšení rychlosti, bylo tedy nutné zvýšit výkon.

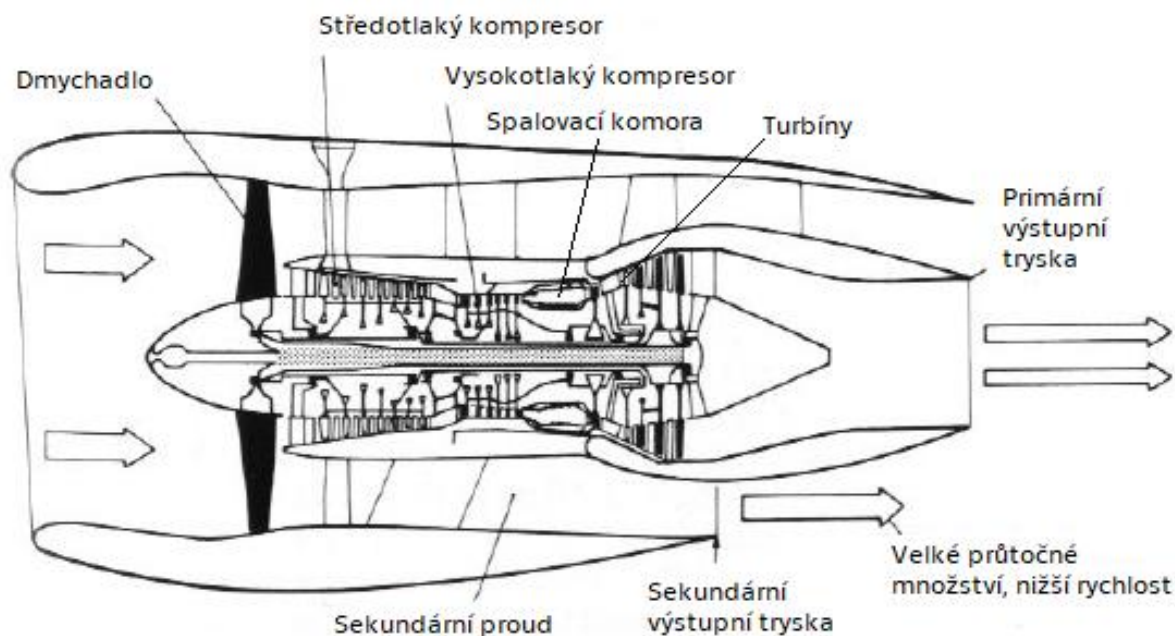
S rostoucím výkonem motoru roste však i hlnost kompresoru a tím pádem i jeho potřebný průměr. Tato situace je nepříznivá právě pro radiální kompresory, neboť dochází k neúměrnému nárůstu čelní plochy motoru a tím i k nárůstu čelního odporu. V tomto okamžiku bylo třeba zintenzivnit vývoj axiálních kompresorů. Pro představu je zajímavé srovnat možný průtok. Běžná hodnota hmotnostního průtoku u axiálního kompresoru je 40 až 200 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$, zatímco u radiálních jednostranných kompresorů 20 až 25 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$, u oboustranných 40 až 45 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$. [4, 7]

2.4 AXIÁLNÍ KOMPRESOR

Většina dnešních leteckých turbomotorů využívá axiální kompresory. Ve všech typech turbínových leteckých motorů - proudového, dvouproudového, turbovrtulového, turbohřídelového - je kompresor jednou z nejdůležitějších komponent. [5]

2.4.1 NASTÍNĚNÍ PRICIPU PRÁCE PROUDOVÉHO MOTORU

Jak již bylo vysvětleno, úkolem kompresoru je zvýšit tlak protékajícího proudu vzduchu, který je nasáván skrze vstupní usměrňovací ústrojí. Následně je takto stlačený vzduch přiveden do spalovací komory, kde je do něj vstříkováno palivo. Směs vzduchu a paliva je zapálena a díky hoření za konstantního tlaku vzrůstá teplota plynů (spalin), tím pádem roste i jejich tepelná energie. Rozváděcí lopatky dále usměrňují proud spalin do oběžných lopatek turbíny, kde je část energie spalin předána turbíně, která tímto pohání kompresor. Spaliny dále proudí do hnací trysky - tlak spalin je stále vyšší než tlak okolní atmosféry - vyšší tlak způsobí urychlení proudu plynů a vlivem změny hybnosti vznikne tah. [4, 5, 8]



Obr. 2 - Schéma dvouproudového motoru Rolls-Royce RB211 s velkým obtokovým poměrem [5]

Na obr. 2 je zobrazeno schéma dvouproudového tříhřídelového motoru, každý kompresor pohání jedna turbína. Dmychadlo (nizkotlaký kompresor) je poháněno nizkotlakou turbínou, středotlaký kompresor je poháněn středotlakou turbínou a vysokotlaký kompresor turbínou vysokotlakou.

pozn. 1: Je důležité si uvědomit, že přes dmychadlo moderních motorů prochází až 1 tuna vzduchu za sekundu, tento průtok tudíž přibližně produkuje až 75 % tahu motoru. [1]

pozn. 2: U dvouproudého motoru je s výhodou využít fakt, kvůli kterému létá většina současných letadel právě s tímto pohonem. Dvouproudý motor má totiž v rozsahu rychlostí dnešních dopravních letadel nejvyšší propulsní účinnost. „Stejného tahu lze dosáhnout urychlením malého množství vzduchu na velkou rychlost nebo velkého množství na podstatně menší rychlost, a to při hlučnosti podstatně nižší.“ [4]

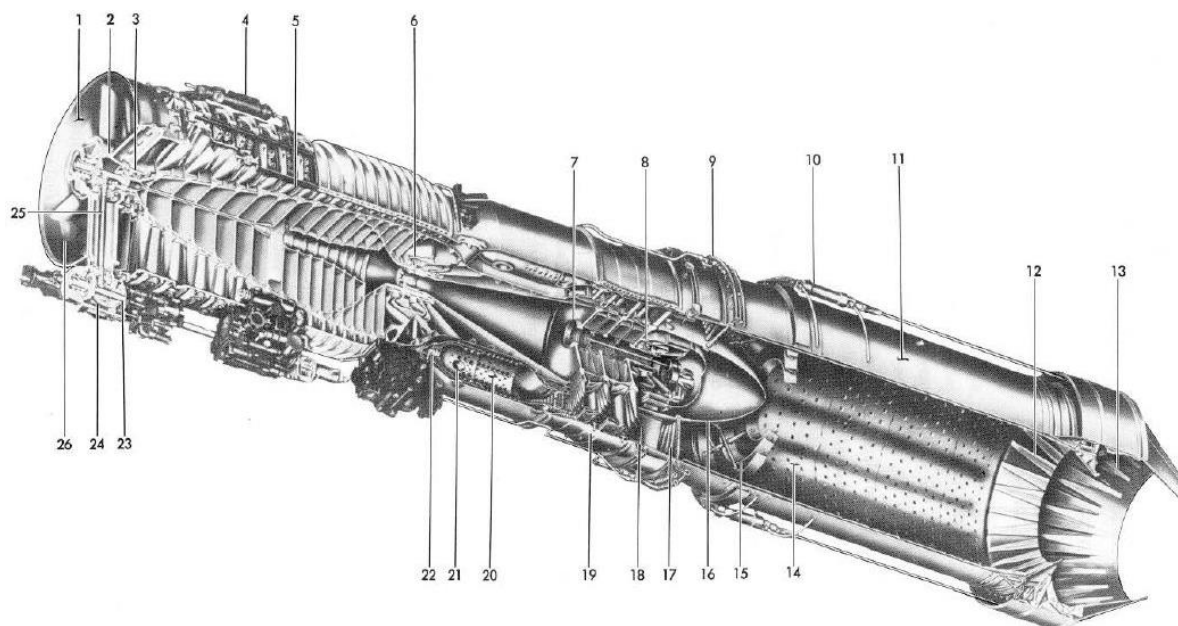
Axiální kompresor - byl to právě axiální kompresor, který umožnil vývoj moderní generace motorů středních až vysokých tahů a následně i letadla poháněná jimi. [5]

Hlavní výhodou axiálního kompresoru je jeho schopnost současně poskytovat vysoké hodnoty hmotnostních průtoků společně s velkými tlakovými poměry - toto jsou vlastnosti, které odstředivý kompresor v důsledku způsobu komprese poskytnout nemůže. Axiální kompresor je také výhodný:

- vnitřně, vzduch proudí v přímočarém směru - eliminace potřeby otáčení toku
- externě, menší průřez snižuje aerodynamický odpor gondoly motoru [5]

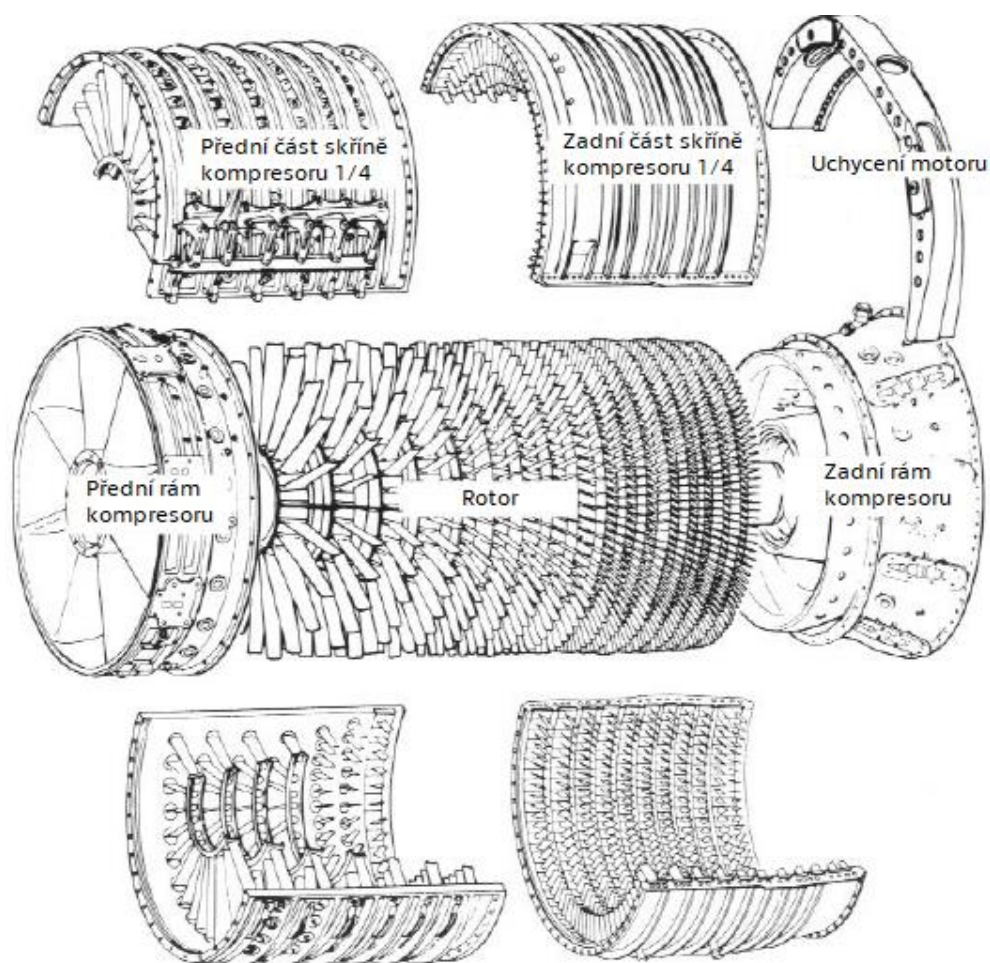
pozn. 3: Morovou gondolu si lze představit jako jakýsi obal, ve kterém je uložený motor, její další funkcí je zajištění správného vstupu proudu vzduchu do motoru.

Metoda komprese radiálního a axiálního kompresoru se liší. Zatímco u odstředivého kompresoru jde o přeměnu energie pomocí sil odstředivých, u kompresoru osového se přeměna děje díky silám aerodynamickým. Axiální kompresor je mnohem citlivější na poruchy proudění. Toto se musí brát v úvahu při definování provozní obálky těchto motorů. Další nevýhodou kompresoru s axiálním průtokem média je jeho složitá konstrukce, která výrazně přispívá k celkovým nákladům na výrobu a zvyšuje hmotnost motoru. [5]



Obr. 3 - Proudový motor General Electric J79 s přidavným spalováním [9]

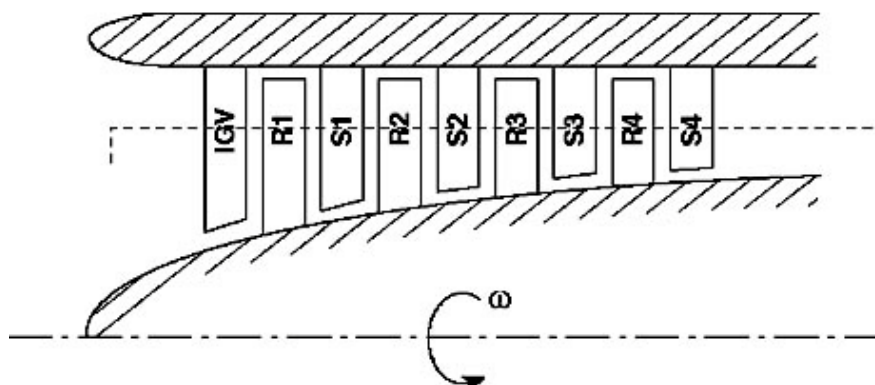
Na obr. 4 jsou vidět hlavní části kompresoru motoru GE (General Electric) J79 (obr. 3), tento motor byl vyvinut pro bojové letouny, poháněl například velice známý stíhací nadzvukový letoun Lockheed F-104 Starfighter nebo nadzvukový stíhač McDonnell Douglas F-4 Phantom II.



Obr. 4 - Sestava axiálního kompresoru proudového motoru GE J79 [5]

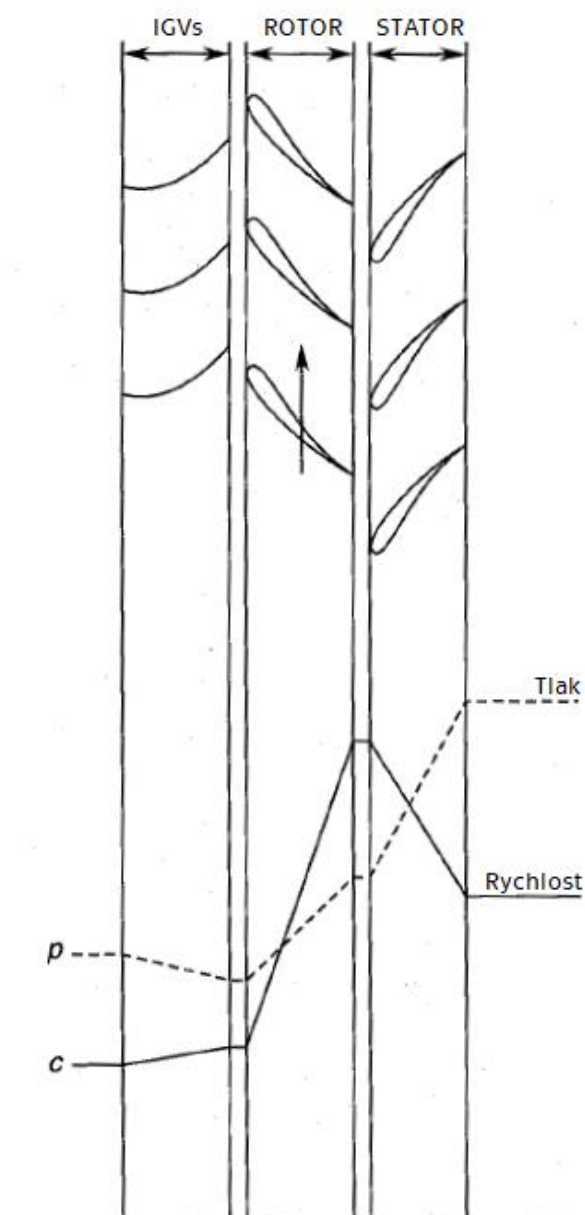
Základním prvkem osového (axiálního) kompresoru je tzv. stupeň - obvykle 8 až 16 stupňů - podle potřeby. Stupeň je tvořen rotorem - lopatky oběžného kola neboli lopatky pohyblivé a statorem - lopatky nepohyblivé. [4, 5, 10]

Z obr. 4 je patrné, že u motoru GE J79 šlo o sedmnácti-stupňový axiální kompresor.



Obr. 5 - Schéma axiálního kompresoru [11]

Na obr. 5 z předchozí strany je zobrazeno schéma čtyř-stupňového axiálního kompresoru, přičemž, jak již bylo řečeno, jeden stupeň je vždy reprezentován lopatkami rotoru R (1-4) a lopatkami statoru S (1-4), první řadou lopatek jsou lopatky předstatoru - označeny IGV (inlet guide vanes).



Obr. 6 - Zobrazení změny průběhu tlaku a rychlosti v prvním kompresorovém stupni [10]

Dodávku energie, která je třeba ke stlačení média protékajícího kompresorem zajišťuje oběžné kolo - rotor, v podstatě se jedná o disk, na jehož obvodě jsou uchyceny lopatky. Průchodem tekutiny mezilopátkovým kanálem rotoru roste tlak a zároveň i teplota, současně dochází k růstu absolutní rychlosti, příčinou je rotace oběžného kola, relativní rychlost klesá. Stator je tvořen lopatkováním, které je pevně spojeno se skříní (krytem) kompresoru. Během průchodu vzduchu státorem klesá jeho absolutní rychlost, zároveň ještě stoupá hodnota tlaku i teploty. Plocha mezilopátkových kanálů se v lopátkových kompresorových mřížích totiž rozšiřuje,

jde vlastně o difuzorní mříž. Následkem je tedy snižování rychlosti a tím pádem dochází k růstu tlaku a teploty, tento děj se odehrává v souladu s 1. Termodynamickým zákonem. Tyto jevy jsou ilustrovány na obr. 6. Nárůst statického tlaku v celém kompresorovém stupni je dán součtem navýšení tlaku v obou částech stupně. Tlakový poměr se pohybuje v rozmezí 1,15 až 1,4 u stupňů podzvukových a v rozmezí 1,4 až 1,6 u stupňů nadzvukových. [4, 6]

Účinnost jednoho stupně dosahuje velikostí v rozmezích 0,88 až 0,91 pro podzvukové stupně, nadzvukové stupně jsou na tom s účinností o něco hůře, příčinou jsou ztráty od rázových vln, konkrétně je účinnost nižší o 2 až 4 %. Přestože je účinnost nadzvukových stupňů o něco nižší, hojně se v moderních strojích používají. Jejich použití se však omezuje pouze na první nebo na několik málo prvních stupňů kompresoru. [4, 7]

Na obr. 5 a obr. 6 jsou také ukázány lopatky předstatoru (IGV), ty jsou umístěny před první stupeň rotoru, tvoří tzv. předstupeň. Jejich úkol spočívá ve správném navedení proudu vzduchu, tzn. v navedení pod správným úhlem náběhu (většinou bývá označován písmenem α) na oběžné lopatky a to bez rázů. Mezilopátkový kanál předstatoru je však většinou zužujícího se tvaru, tudíž dochází ke zvýšení rychlosti, což je doprovázeno snížením tlaku a teploty. Následkem ovšem může být tvorba námrazy na předstatorových lopátkách, což je způsobeno vlivem nízké teploty, proto jsou lopatky většinou vyhřívány. Vyhřívání se provádí buď pomocí horkého vzduchu přiváděného do dutin lopatek ze zadních částí kompresoru nebo odporovými tělísky nebo lze lopatky vyhřívát pomocí oleje, který maže přední ložisko rotoru. [4]

Pro návrh motorů dnešní doby je využíváno poznatků nejnovějších a nejmodernějších studií v oblasti trojrozměrného proudění tekutin. Pomocí nejvyspělejších technologií jako je výkonná výpočetní technika a s ní spojené programy umožňující počítačovou simulaci daného procesu (CFD) - problému, je možné řešit proudění vazké tekutiny v mezilopátkových kanálech jako trojrozměrné. Díky této skutečnosti, se objevily nové tvary lopatek (mezilopátkových kanálů). Tyto vykazují menší energetické ztráty proudového pole než lopatky navržené pomocí klasického výpočtu dvourozměrného obtékání. Tvary lopatek označovaných 3D, jsou počítány výpočtovými metodami, které jsou založeny na numerickém řešení velice složitých diferenciálních rovnic, ve kterých je uvažován například vliv viskozity samotného média. Takto jsou konstruovány lopatky naváděcí, lopatky rotorové neboli oběžné a lopatky statorové. Stejně tak i lopatky turbíny. Lopatky 3D mají silnější náběžnou i odtokovou hranu a díky rozložení tlaku na lopatce ve směru její tělavy došlo ke zmenšení ztrát v úplavu. Nenastává tak odtržení mezní vrstvy na hřbetu lopatky. V souvislosti se změnou geometrie lopatky se podařilo navýšit její odolnost vůči erozi. [4]

Základním krokem pro výpočet a návrh lopatky je sestavení tzv. rychlostních trojúhelníků - podrobněji rozepsáno v podkapitole 2.4.4.

2.4.2 ROZDĚLENÍ AXIÁLNÍCH KOMPRESORŮ, ROTOR

Z konstrukčního hlediska lze osově kompresory dělit podle celé škály jejich charakteristických znaků.

Jedním z hlavních členění je rozdělení z hlediska rychlosti proudění v mezilopatkových mřížích kompresoru na špičkách lopatek:

- podzvukové
- okolozvukové
- nadzvukové

Pro zařazení určitého kompresoru do jedné z těchto skupin je třeba užít bezrozměrné podobnostní číslo - Machovo číslo. Je to podobnostní číslo popisující poměr mezi relativní rychlostí a místní zvukovou rychlostí neboli lokální rychlostí zvuku (slouží v dynamice plynů jako norma místní rychlosti proudící tekutiny). V případě řešení osového kompresoru jde o poměr mezi relativní rychlostí w_1 proudu vzduchu na vnějším obvodě stupně a již zmíněné místní rychlosti zvuku a_1 , která závisí především na tlaku a na vlastnostech protékajícího vzduchu, především pak na hustotě.

$$M = \frac{w_1}{a_1} \quad (2.2)$$

Podzvukový stupeň $M < 0,9$, okolozvukový stupeň $M = 0,9 - 1,3$ a nadzvukový stupeň $M > 1,3$. [4, 12]

Z hlediska geometrického lze axiální kompresory dělit na:

- kompresory s rotorem s konstantním vnějším průměrem

⇒ Výhodou je jednoduchá skříň na výrobu. V zadních stupních dochází k většímu stlačení než u ostatních typů a to vlivem růstu středního průměru, díky čemuž dochází i k nárůstu obvodové rychlosti, což umožňuje snížení počtu stupňů kompresoru, neboť je celkové stlačení vyšší. Velmi krátké lopatky zadních stupňů však vedou ke snížení účinnosti těchto stupňů.

- kompresory s rotorem s konstantním vnitřním průměrem

⇒ Protože u toho typu dochází ke zmenšování středního průměru, dovoluje toto uspořádání výhodnější rozmístění jednotlivých agregátů za kompresorem, což vede ke zmenšení vnějších rozměrů motoru. Rovněž dochází ke zmenšení hmotnosti skříně kompresoru.

- kompresory s rotorem s konstantním středním průměrem
- kompresory s rotorem s proměnným vnějším, vnitřním i středním průměrem

⇒ Tyto dva typy leží, co se týče výhod a nevýhod, někde uprostřed mezi předchozími. [4, 6, 7]

Pro ilustraci může čtenář obrátit na stránku č. 18, kde je na obr. 5 vidět uspořádání kompresoru s rotorem s konstantním vnějším průměrem. Na stránce č. 23 je pak na obr. 7 kompresor s proměnnými průměry.

Je patrné, že s postupem od přední k zadní části kompresoru dochází k zužování mezikruží neboli ke zkracování lopatkování. Požadavkem je zmenšit průtočnou plochu v jednotlivých stupních, jelikož během průtoku vzduchu kompresorem dochází k nárůstu tlaku a tím pádem se zvětšuje měrná hmotnost vzduchu - klesá objem, což se děje v souladu s rovnicí kontinuity:

$$S_1 \rho_1 w_{1z} = S_2 \rho_2 w_{2z} \quad (2.3)$$

[4]

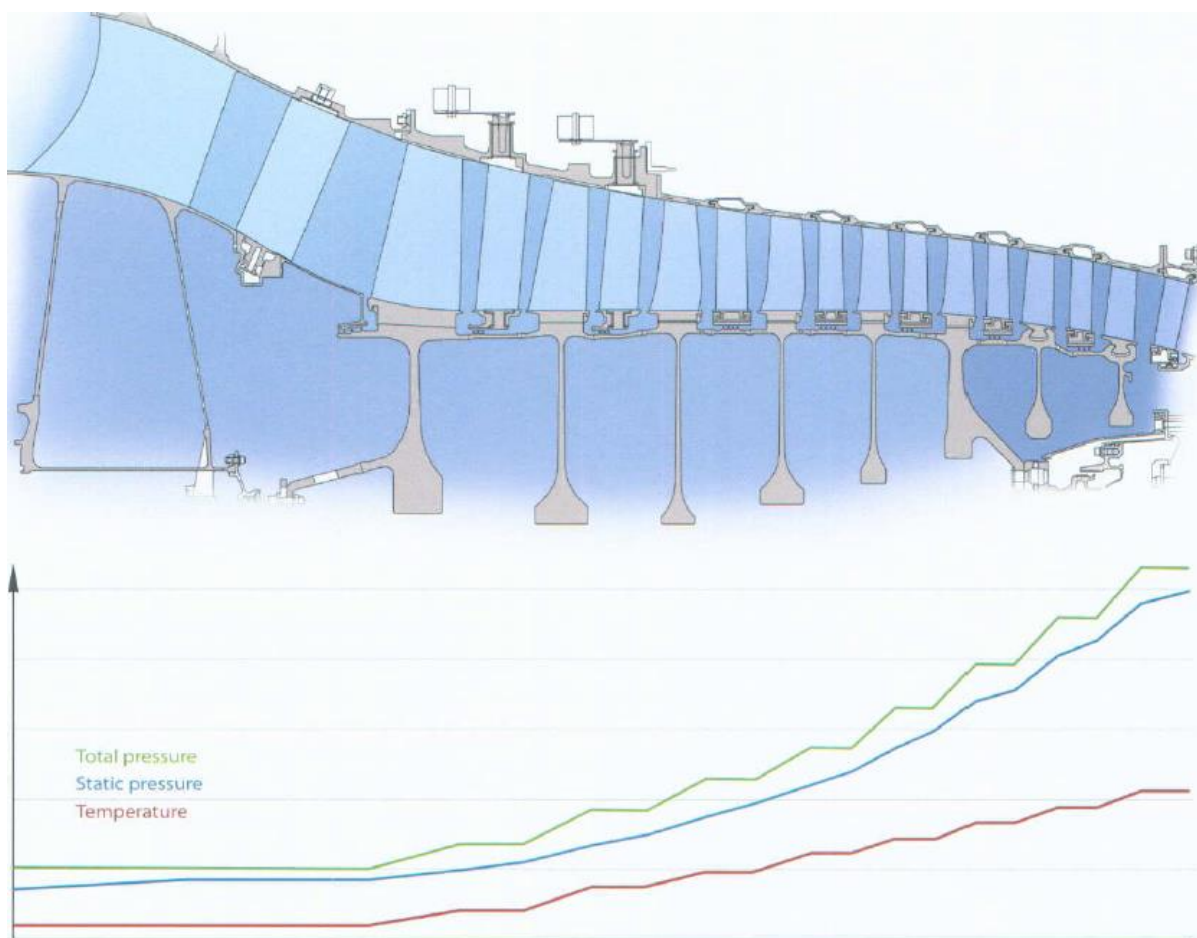
Symbol S označuje průtočnou plochu, řecké písmeno ρ jak je zvykem označuje hustotu a w_z jsou relativní osové rychlosti proudu vzduchu.

Posledním dělením, které je zde uvedeno, je dělení podle konstrukce rotoru:

- kompresory s rotorem bubnovým
- kompresory s rotorem diskovým
- kompresory s rotorem diskobubnovým neboli kombinovaným (obr. 7)

Bubnový rotor je vlastně tvořen válcem či kuželem, do něhož jsou vsazeny jednotlivé oběžné lopatky. Oba konce rotoru mají čela opatřená čepy pro ložiska. Výhodou rotoru tohoto typu je jeho značná ohybová tuhost a jednoduchá výroba. Při vyšších hodnotách obvodových rychlostí (při 180 až 200 m.s⁻¹) však nelze tento typ použít, neboť v důsledku velké hmotnosti rotoru a lopatek neúměrně narůstají odstředivé síly. Bubnový rotor se používal zejména v počátcích vývoje proudových motorů z důvodu snadnější výroby. V současné době se však používá jen zřídka a to u nízkotlakých kompresorů dvouproudých motorů s velkým obtokovým poměrem. Rotor diskový je, jak již plyne z názvu, tvořen soustavou disků, které jsou nasazeny na hřídel, která zajišťuje přenos krouticího momentu od turbíny ke kompresoru. Na obvodě každého disku je uchycen potřebný počet oběžných lopatek. Výhodou tohoto rotoru je jeho velká pevnost

umožňující provoz při obvodových rychlostech až do 250 až 360 m.s⁻¹. Uplatnění našel u vysokotlakých kompresorů. Ohybová tuhost je však nižší a nevýhodná je také jeho značná výrobní náročnost. Nejvíce používaným v dnešní době je rotor diskobubnového typu, který kombinuje výhody předchozí dvojice. Zejména je pak používaný svařovaný rotor diskobubnového typu nazývaný BLISK (Bladed disk) - integrálně olopatkované disky. Jednotlivé disky rotoru jsou k sobě svařeny elektronovým paprskem, kdy dojde k pouze velice malému tepelnému ovlivnění okolní oblasti. Po svaření již není nutno dále obrábět. Takto vyrobené rotory mají až o 30 % menší hmotnost a své uplatnění našly především v armádě. Další výhodou integrálně olopatkovaných disků je zvýšení účinnosti kompresoru z důvodu snížení úniku vzduchu mezi stupni. [1, 4, 5, 7]



Obr. 7 - Změna průběhu tlaku a teploty vzduchu proudícího axiálním středotlakým kompresorem s rotorem diskobubnového typu s proměnným vnějším, vnitřním i středním průměrem [1]

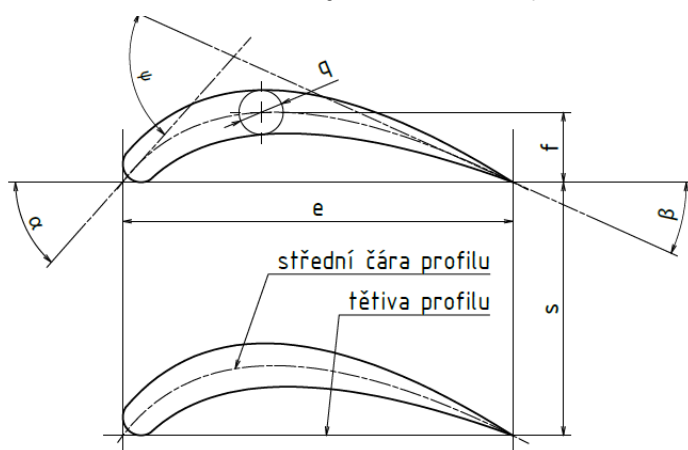
Na obr. 7 je pro ilustraci schematicky zobrazen řez středotlakým axiálním kompresorem s rotorem diskobubnového typu s proměnným vnějším, vnitřním i středním průměrem. Zároveň je zde vyobrazen graf průběhu celkového tlaku (total pressure), statického tlaku (static pressure) a teploty (temperature) skrze celý středotlaký kompresor. Hodnota všech tří

parametrů s průchodem proudu vzduchu postupně narůstá, celkový tlak a teplota vlivem předávání energie od lopatkování kompresoru - stlačováním a statický tlak vlivem průchodu rozšiřujícími se mezilopatkovými kanály statoru.

Při výrobě rotorů moderních osových kompresorů se používá široké množství materiálů zejména pak vysokopevnostní oceli, slitiny titanu a slitiny hliníku (dural). K výrobě zadních stupňů kompresorů s vysokým poměrem stlačení a kompresorů pro armádní motory se pak používají slitiny niklu, a to z důvodu vysokých provozních teplot. Hřídele jsou vyráběny výhradně ocelové. [1, 4, 7]

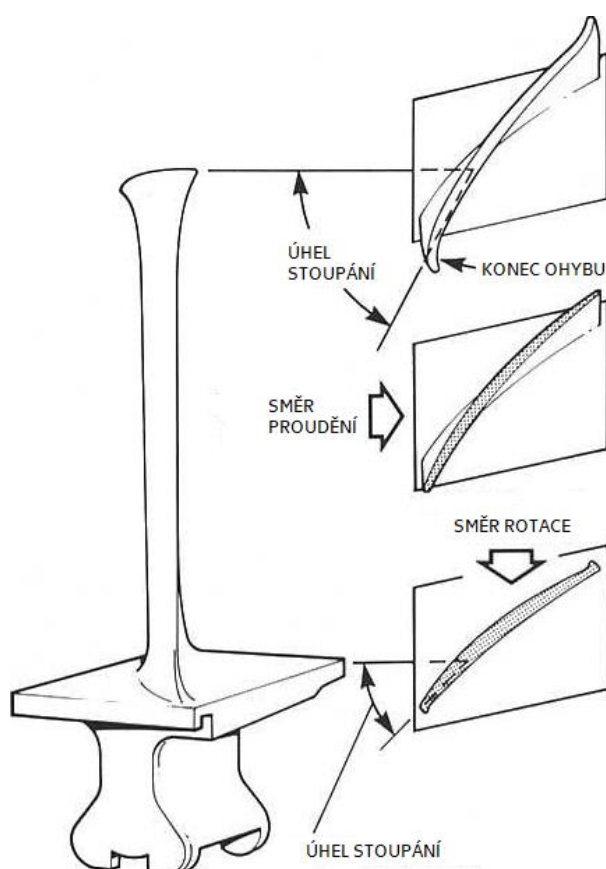
2.4.3 LOPATKOVÁNÍ KOMPRESORU

Lopatkování rotoru kompresoru zajišťuje hlavní funkci celého kompresoru a tou je předat protékajícímu médiu mechanickou energii, která je vyvozena od turbíny, k vyvození stlačení. Na předchozích stránkách již bylo vysvětleno, že kompresorové stupně dělíme na podzvukové a nadzvukové, stejně tomu tak je i u oběžných lopatek - máme podzvukové a nadzvukové (klínové) lopatky. Základem geometrie profilu lopatky jsou vhodně zahnuté křídlové nebo vrtulové profily (obr. 8). Ohnutí lopatek je z důvodu potřeby ohnutí proudu vzduchu v kompresorové mříži. Při detailnějším zaměření na list lopatky je vidět, že je částečně překroucen (obr. 9). Důvodem překroucení je snaha udržet po celé délce lopatky stejný stupeň reakce. Pro hranu náběžnou i odtokovou platí: absolutní rychlost musí být po celé délce lopatky přibližně stejná, což platí i pro úhel vektoru rychlosti. Na lopatku působí vztlak a odpor (aerodynamické síly) a výsledná aerodynamická síla. [4, 5]



Obr. 8 - Základní parametry geometrie profilu lopatky

max. prohnutí střední čáry	f/e	zakřivení profilu	ψ
max. tloušťka profilu	q/e	úhel náběžné hrany	α
poměrná rozteč	s/e	úhel odtokové hrany	β



Obr. 9 - Rotorová lopatka axiálního kompresoru [13]

Na obr. 9 je vidět jak je list lopatky překroucen. Lopatka je v tomto případě opatřena rybinovým závěsem.

Oběžné lopatky kompresorů musí zabezpečovat celou řadu nároků, které jsou od nich požadovány. Je zapotřebí dobrých aerodynamických vlastností lopatky, aby kompresor dosahoval vysoké účinnosti - lopatky musí mít malý odpor, velký vztlak a schopnost pracovat v širokém rozmezí úhlů náběhu, aniž by došlo k odtržení proudu vzduchu. Dalším požadavkem je zaručení vysoké pevnosti - je třeba zvolit vhodný materiál a tvar. Na lopatku působí síly odstředivé, které vyvozují tah, síly plynové, které způsobují ohyb a zároveň je lopatka kroucena krutem. Musí být zajištěna maximální přesnost při výrobě. Stopy po obrábění mohou být zárodkem pro vznik únavových trhlin, lopatky musí být tedy leštěny. V pracovním režimu motoru nesmí lopatky kmitat s příliš velkým rozkmitem. Lopatky je třeba konstruovat tak, aby těžiště jednotlivých řezů profilu leželo na radiále, což zajistí nevnášení přídavného ohybového namáhání od odstředivé síly. [4, 7]

Upevnění lopatek na rotor kompresoru se provádí zejména těmito způsoby:

- pomocí rybinového závěsu (obr. 9)
- vidlicového závěsu

- válcového závěsu

Dále se pak ještě používá tzv. stromečkového závěsu, toho se však používá méně, protože v zámcích dochází k častým poruchám, jelikož jsou lopatky většinou vyráběny z hliníkových slitin, které jsou křehčí. Proti vysunutí lopatek z drážek se musí axiálně pojistit. Jištění je buď pomocí krycího prstence, kdy jistíme všechny lopatky najednou, anebo se provádí pro každou lopatku zvlášť pomocí kolíků, čepů, pružných kroužků nebo plechových pojistek. [1,4, 5, 7]

Materiály používané pro výrobu rotorových i statorových lopatek jsou:

- lehké hliníkové slitiny
- titan
- ocel
- vysokoteplotní chromniklové slitiny (NIMONIC, INCONEL)

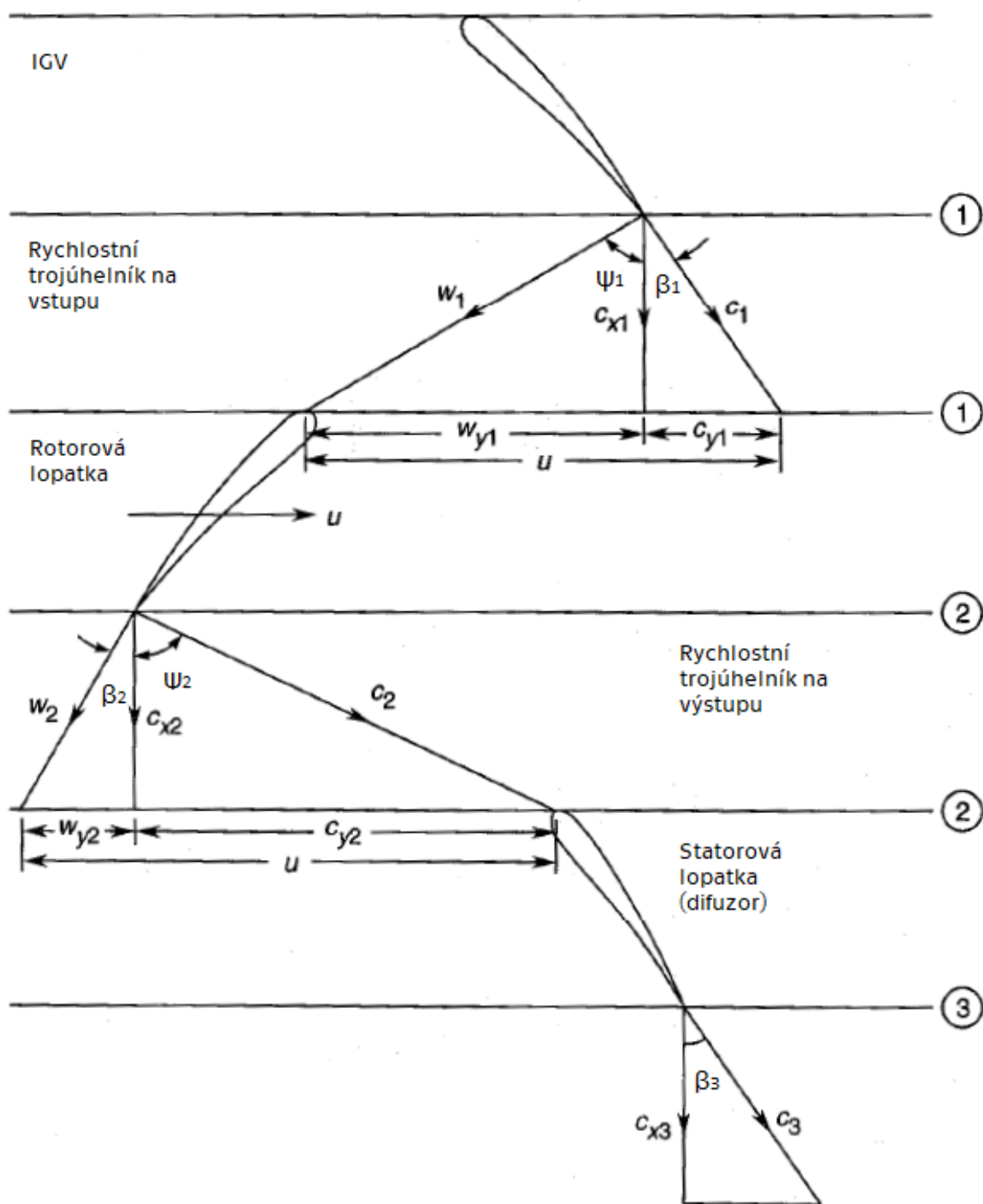
Hliníkové nebo titanové lehké slitiny se používají na první stupně kompresorů tam, kde se teploty pohybují do 240°C. Pro výrobu stupňů vyšších se používá titan nebo ocel. Nejvyšších teplot v kompresoru se dosahuje v nejvyšších stupních (až 700°C), tyto lopatky se vyrábí ze speciálních vysokoteplotních slitin. Výroba probíhá třískovým obráběním z výkovek. Lopatky se frézují, brousí a následně se leští. Následuje velmi pečlivá kontrola rozměrů, váhy a měření vlastních kmitů. Výroba statorových a rotorových lopatek se prakticky neliší. [1, 4]

Statorové lopatky se do skříně upevňují dle její konstrukce. Lze je upevnit buď letmo (jednostranně) nebo rámově (oboustranně). Věnc rozváděcích lopatek je sestaven rámovým uchycením, podle konstrukce skříně je buď dělený, nebo v celku. Statorové lopatky se do věnce upevňují buď šrouby (spojení rozebíratelné) nebo např. nýty nebo zavařením (spojení nerozebíratelné). Jednostranného uchycení se používá pro krátké a silné lopatky, jelikož jsou dostatečně tuhé a tedy nekmitají. Nevýhoda tohoto spojení plyne z radiální mezery, která vzniká na straně, která je volná, zde dochází k přetékání vzduchu mezi lopatkou a státorem, což má za následek menší účinnost. Oboustranné upevnění krátkých lopatek se provádí zavařením. U delších lopatek se vlivem vyšší teploty a nerovnoměrného prohřátí lopatek a skříně projeví jejich délková změna, proto jsou uchyceny pouze letmo, aby jim byla umožněna dilatace. [4, 7]

2.4.4 RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY AXIÁLNÍHO KOMPRESOROVÉHO STUPNĚ

Jedním ze základních kroků při výpočtu a návrhu kompresorových lopatek je sestavení rychlostních trojúhelníků, pomocí nichž je popsána

geometrie proudění protékajícího média na vstupu a výstupu do stupně turbostroje.



Obr. 10 - Rychlostní trojúhelníky podzvukového kompresorového stupně [10]

K úplnému popisu chování proudu vzduchu protékajícího lopatkovými kanály by bylo zapotřebí sestavit nekonečné množství takovýchto rychlostních trojúhelníků. Na obr. 10 je nakreslen jeden pár, který popisuje pouze jednorozměrné proudění skrze jeden stupeň. Kromě vektoru obvodové rychlosti u lopatek rotoru jsou v rychlostních trojúhelnících

obsaženy jak absolutní c tak relativní w vektorové veličiny rychlosti tekutiny. Tyto rychlosti jsou propojeny následujícím velmi dobře známým vztahem:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.4)$$

Tento jednoduchý vztah je často používán a při sestavování rychlostních trojúhelníků je velice užitečný. Pro axiální stroje přibližně platí:

$$u_1 = u_2 = u_3 = konst \quad (2.5)$$

[10]

Rychlostní trojúhelníky znázorněné na obr. 10 platí pro obecný stupeň, do kterého vstupuje vzduch absolutní rychlostí c_1 pod úhlem β_1 z předchozího stupně. V případě prvního stupně vícestupňového stroje se axiální směr vstupního toku změní na požadovaný tím, že se před něj předřadí předstator (IGV). Ze statoru (difuzoru) vystupuje proud pod úhlem β_3 absolutní rychlostí c_3 a pokud vchází do dalšího stupně kompresoru tak pak:

$$c_1 = c_3 \quad a \quad \beta_1 = \beta_3 \quad (2.6, 2.7)$$

a děj se opakuje.

2.4.5 SKŘÍŇ KOMPRESORU - STATOR

Skříň axiálního kompresoru je hlavním spojovacím, montážním a silovým uzlem statoru kompresoru, zároveň je jedním z hlavních silových uzlů celého motoru. Je jedním z celků, přes který se přenáší všechny síly a momenty od motoru na drak letounu přes závěsy (uchycení) motoru. Je zatížena axiálními silami a kroutícími momenty od věnců lopatek statoru, vnitřním přetlakem vzduchu a dále pak silami a momenty od ostatních částí motoru, se kterými je spojena (spalovací komora, turbína). Konstrukce skříně kompresoru se odvíjí od celkového provedení (koncepce) motoru, dále závisí na počtu stupňů a na upevnění statorových lopatek. Hlavním konstrukčním požadavkem, který je od skříně axiálního kompresoru vyžadován, je jejich dostatečná podélná i příčná tuhost při všech režimech práce motoru. Dalšími požadavky kladenými na skříň jsou: pevnost, těsnost, malá hmotnost, snadná montáž, dostatečná odolnost vůči průrazu (např. utrženou oběžnou lopatkou). [4, 7]

pozn. 4: Drak letounu tvoří pevná část konstrukce letadla jako je trup, nosné plochy (křídla), ocasní plochy atd., naopak mezi ně nepatří např. motory, přístrojové vybavení nebo interiér letadla

Konstrukčně lze skříň provést mnoha způsoby, v zásadě je však rozdělujeme na dělené a nedělené, přičemž dělicí rovina může být buď podélná, kdy prochází osou motoru, nebo je na osu kolmá. Montáž kompresoru se složeným a vyváženým rotorem umožňuje typ podélně dělené skříň. Nevýhodou tohoto provedení je však nestejněměrná ohybová tuhost v příčné rovině skříň. Toto lze vykompenzovat podélnými a příčnými žebry na povrchu skříň. U nedělené skříň je zapotřebí rotor montovat z přední strany se současně smontovanými věnci statorových lopatek nebo lze rotor vyvážit zvlášť, poté následuje označení příslušných pozic jednotlivých částí, demontáž a poté opět postupná montáž rotoru po stupních se současným vkládáním statorových věnců. Tato nevýhodná montážní složitost je vyvážena výrobní jednoduchostí a symetrickou tuhostí. V proudových motorech se také často používají příčně dělené skříň s kruhovými přírubami. Dělení se provádí za každým stupněm kompresoru. Skříň mohou být buď odlévané (lehké slitiny pro nízkotlaké kompresory, vysokoteplotní slitiny pro vysokotlaké kompresory) nebo je lze vyrábět jako svařované (titan, ocel). Přední část skříň kompresoru je prakticky zároveň se vstupním ústrojím, tudíž je zde provedeno uložení předního ložiska rotoru kompresoru. V zadní části skříň je provedeno uložení zadního ložiska rotoru. Přes tato uložení se přenáší síly a momenty od rotoru do skříň a pak dále do zavěšení motoru. Z konstrukčního hlediska je nejnamáhanějším místem skříň kompresoru její zadní část, protože v tomto místě bývají obvykle umístěny závěsy celého motoru, což na ní klade značné nároky na tuhost v podélném i příčném směru. Ložiskový domek je se skříň spojen dutými žebry. Toto místo zároveň slouží k umístění náhonů pomocných agregátů. Vnější skříň dvouproudových motorů se vyrábí z kompozitních materiálů. [4, 7]

Na stránce 18 na obr. 4 je pro představu vidět skříň axiálního kompresoru motoru GE J79.

2.5 CHARAKTERISTIKY AXIÁLNÍHO KOMPRESORU

Kompresor je obvykle navržen tak, aby splňoval určité požadavky pro jeden konkrétní letový stav, pro jedno konkrétní Machovo číslo a specifickou letovou nadmořskou výšku (např.: Machovo číslo $M = 0,84$, nadmořská výška $H = 11 \text{ km}$ (36,100 ft)). Tento stav je označován jako „design point“ neboli návrhový bod, kde výkon kompresoru musí splňovat konstrukční požadavky s ohledem na průtok, tlakový poměr a účinnost. Kromě toho je také od kompresoru požadováno, aby byl schopen dodávat přiměřený výkon i při nižších rychlostech rotace rotoru, což bývá označováno jako „off-design performance“ volně přeloženo - výkony mimo

návrhový bod. Jedním z kritických režimů, při kterém motor pracuje mimo návrhový bod, je vykonávání přiblížení pro přistání, přičemž je dráha letu řízena rychlými změnami tahu motoru. Dalším stavem, při kterém pracuje motor v mimo návrhových neboli nevýpočtových parametrech, je např. start motoru. [1, 5]

Charakteristiky kompresoru jsou grafy odvozeny z experimentálního testování na speciálních testovacích zařízeních, které umožňují měnit průtok vzduchu motorem při konstantních otáčkách rotoru kompresoru, lze je také získat výpočtem. Používají se pro vyhodnocení provozních vlastností kompresoru při práci v různých režimech. [5, 7]

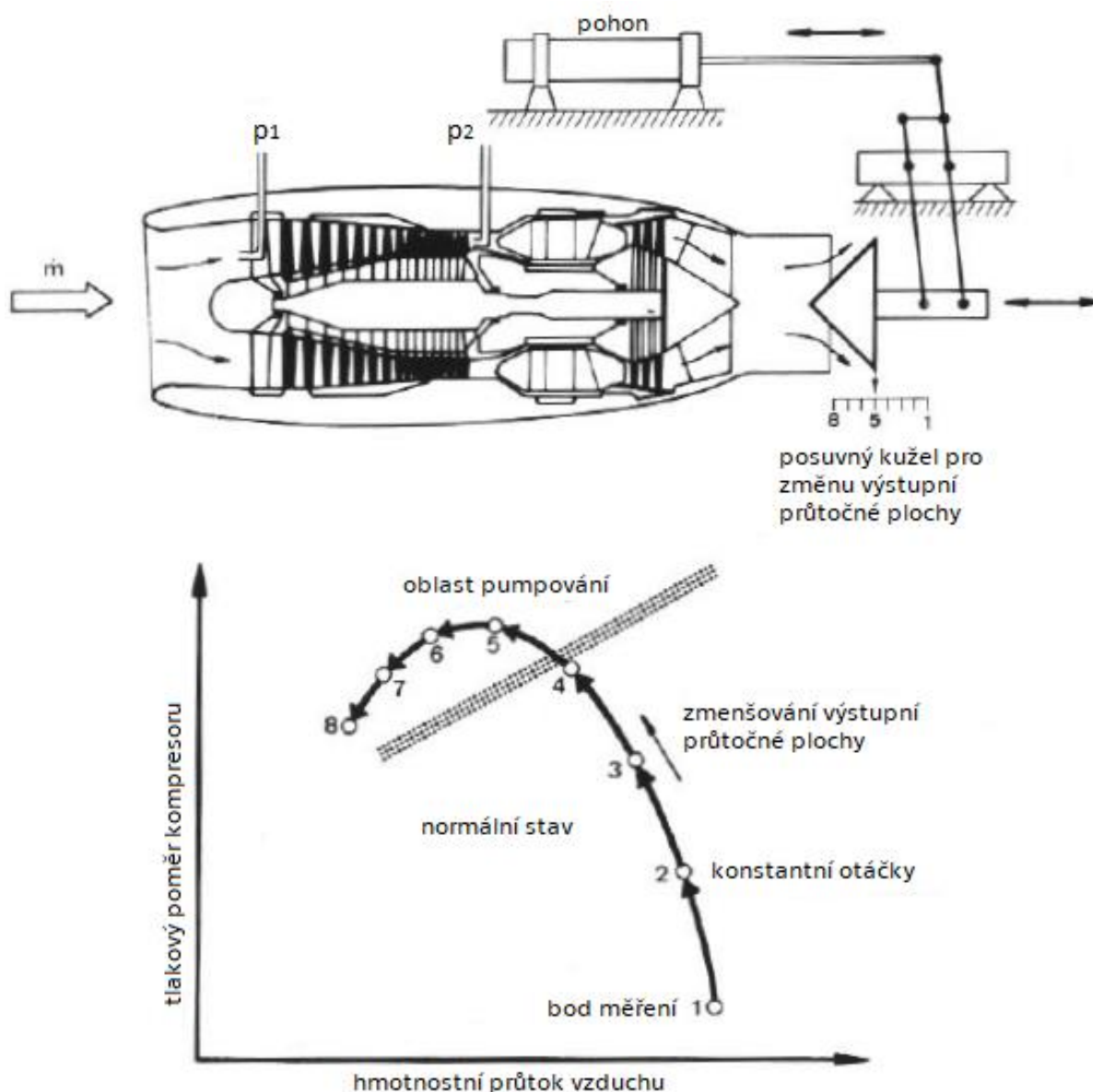
Průtok je obvykle řízen změnou průřezu výstupní trysky, zpravidla kuželem, u kterého je možný posuv v axiálním směru, tím dochází ke změně průtočné plochy. Provozní neboli pracovní křivka kompresoru se získá měřením následujících veličin za konstantní rychlosti rotace N , neboli při konstantních otáčkách rotoru, měříme:

- celkový tlak na vstupu do kompresoru p_1
- celkový tlak na výstupu z kompresoru p_2
- hmotnostní průtok \dot{m}
- účinnost η

Zkouška obvykle začíná se zcela otevřenou výstupní tryskou, aby byl umožněn maximální průtok vzduchu (obr. 11 bod 1). Postupným přibližováním kužele blíže k výstupní trysce snižujeme průtok média a tím zvyšujeme tlak. Spojením všech naměřených bodů vznikne rychlostní křivka, která se vyznačuje konstantní hodnotou otáček N . Navyšování tlaku postupnou blokadí výstupní trysky je však limitováno. Přílišným seškrcením výstupní trysky dochází k významnému poklesu absolutní rychlosti proudu vzduchu, současně s tím dochází ke změně úhlu náběhu proudu na lopatky (vše se děje za konstantních otáček rotoru kompresoru). Následkem zvětšení úhlu náběhu na lopatky je odtržení proudu vzduchu a dochází tak k porušení funkce kompresoru. Dodávka vzduchu je přerušena dokud se nesníží hodnota protitlaku, poté dochází k opětovnému přilehnutí proudu média na lopatky. Kompresor opět dodává vzduch, jehož tlak roste. V okamžiku kdy však tlak dosáhne předchozí hodnoty, dochází opět k odtržení proudu. Tento jev, který se bude takto periodicky opakovat, se nazývá pumpáž. [4, 5]

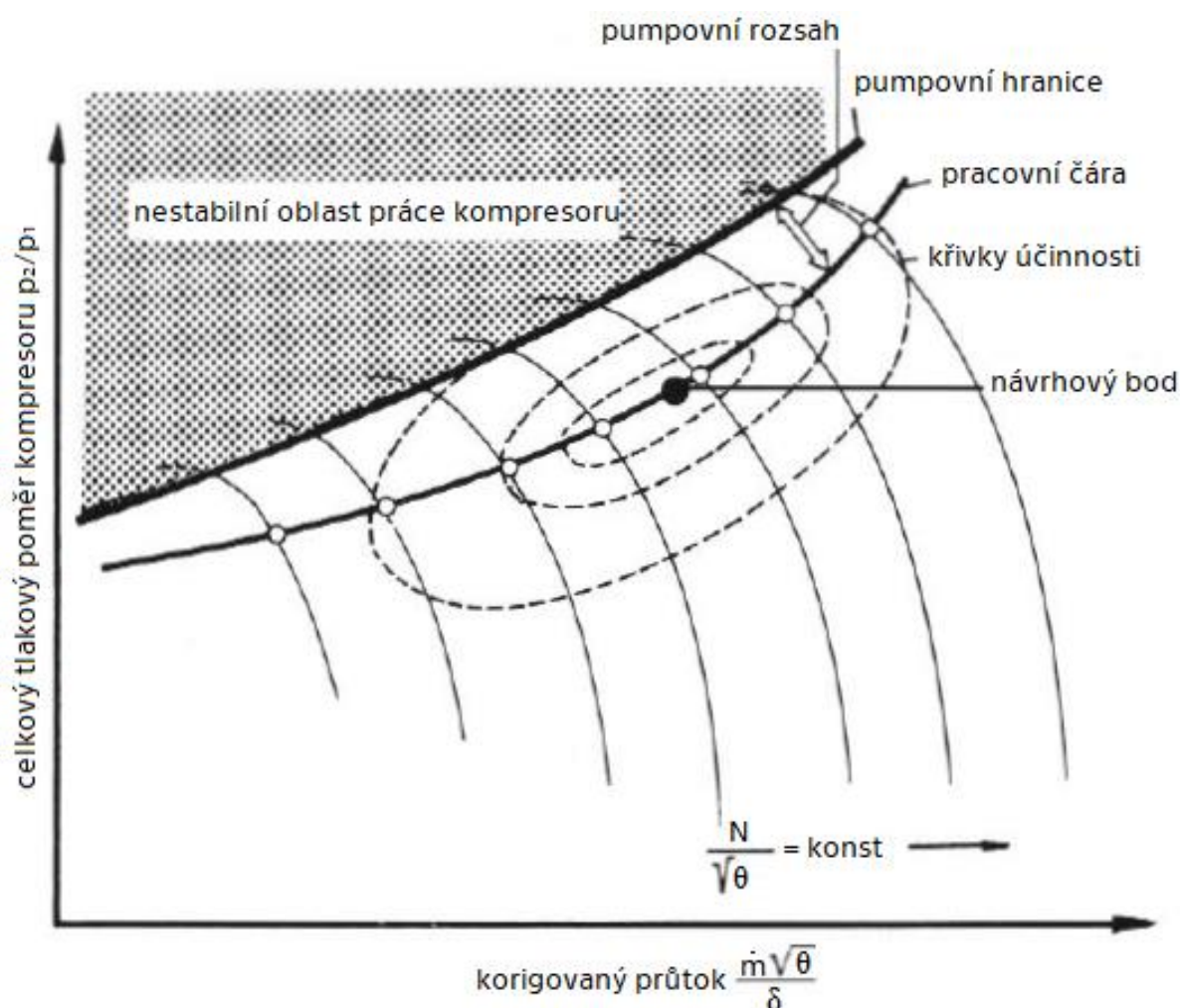
Příčinou vzniku pumpáže jsou rozdílné hodnoty možného průtočného množství (hltnosti) jednotlivých stupňů axiálního kompresoru. Jakmile dojde v některém stupni vlivem úplavů k „ucpání“, není stupeň schopen propustit dále větší množství vzduchu, stupně předchozí dále stlačují, vzrůstá tlak - tím dochází k popsanému jevu. Problém s pumpáží nastává také při spojení osového

a odstředivého kompresoru v důsledku rozdílných hlností. Bez správné regulace dojde k pumpáži. [1, 4]



Obr. 11 - Měření rychlostní křivky kompresoru [5]

Jev zvaný pumpáž se objevuje, jak již bylo vysvětleno, na nevípočtových režimech motoru. V praxi musí však být tomuto jevu zabráněno, jelikož může způsobit úplnou destrukci motoru. Pracovní limit motoru je odvozen od prvního výskytu pumpáže kompresoru. Dalšími zkušebními testy při různých hodnotách konstantních otáček jsou obdrženy další rychlostní křivky. Takto probíhají zkoušky až do té doby, než je pokryto celé rozmezí otáček, tím se získá celá množina rychlostních křivek pro daný kompresor (obr. 12). Na každé získané rychlostní křivce existuje bod, po jehož překročení dochází k pumpáži, spojením těchto bodů je vykreslena tzv. pumpovní hranice (pumpovní čára), která definuje pracovní limit kompresoru. [1, 4, 5, 6]



Obr. 12 - Charakteristika kompresoru značící závislost tlakového poměru na korigovaném průtoku [5]

Na obr. 12 je vykreslena charakteristika axiálního kompresoru udávající závislost stlačení Π (2.1) na korigovaném hmotnostním průtoku. Parametrem jsou konstantní korigované otáčky rotoru kompresoru N_k (2.9).

Další soubor křivek vytváří body konstantní účinnosti kompresoru, křivky konstantní účinnosti jsou zpravidla eliptického tvaru, přičemž nejvyšší účinnosti dosahuje kompresor na vnitřní křivce. [4, 5]

Data takovéto charakteristiky jsou od naměřených hodnot korigována (redukována) a to z důvodu praktičnosti. Je totiž velice nepraktické shromažďovat naměřené hodnoty pro nespočet možných pracovních podmínek nebo počítat s daty, která byla získána na různých zařízeních. Řešení přinesla tzv. dimenzionální analýza, která umožňuje převést měřená data do univerzální podoby. Jedná se o matematickou metodu, která poskytuje velké množství upravených výkonových parametrů. Mezi ty nejdůležitější patří následující dva parametry:

- korigovaný hmotnostní průtok na čelní straně kompresoru, definován jako

$$\frac{\dot{m}\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (2.8)$$

- korigované konstantní otáčky motoru definované jako

$$\frac{N}{\sqrt{\theta}} \quad (2.9)$$

Pomocí korigovaných parametrů jsou charakteristiky kompresorů univerzálně použitelné nezávisle na meteorologických podmínkách zkušebního dne. Data jsou často vztažena k návrhovému bodu kompresoru (design point), což umožňuje, aby hodnoty konstantních korigovaných otáček a korigovaného hmotnostního průtoku byly dány v procentech tohoto výpočtového bodu. [4, 5, 7, 10]

Poslední křivkou grafu, která doposud nebyla zmíněna, je pracovní čára. Je třeba si uvědomit, že křivky rychlosti byly získány změnou průtočné plochy výstupního kanálu. Většina proudových motorů však používá výstupní trysku s konstantní průtočnou plochou (nenastavitelnou). V tomto případě vzniká pouze jeden bod pro každou rychlostní křivku. Spojením těchto bodů je vykreslena pracovní čára určitého kompresoru (obr. 12). [5]

pozn.: Motory s přídavným spalováním, které jsou výhradně používány u bojových letounů, v minulosti pak například u dopravního nadzvukového letounu Concorde, jsou vybaveny zařízením, které je schopné pro každou pracovní čáru nastavit výstupní nadzvukovou trysku do požadovaného příslušného tvaru. [5]

2.6 PROVOZ KOMPRESORU

V zásadě existují dva režimy provozu kompresoru, které je třeba vzít v úvahu: stacionární režim, kdy jsou parametry motoru neměnné (let v cestovní hladině) a režim přechodný, kdy se parametry motoru rychle mění (např. zrychlení motoru na maximální tah). Ustálený provoz je popsán rovnovážnou pracovní čarou, která označuje rovnováhu výkonu mezi kompresorem a turbínou, tzn. turbína dodává kompresoru pouze tolik výkonu, kolik kompresor (včetně pomocných zařízení) potřebuje. Je zapotřebí, aby byl motor schopen rychle přejít do jakéhokoli požadovaného bodu pracovní křivky. Během těchto přechodů je krátkodobě povolena odchylka z ustáleného stavu pracovní křivky. Není však možné, aby se při práci kompresoru objevily riskantní stavy toku. V tomto ohledu je nejkritičtější fází právě zrychlení motoru. Zrychlení kompresoru lze dosáhnout pouze tím, že turbína produkuje více energie, než je kompresor schopen absorbovat. K tomu dochází při vstřikování a spálení přídavného paliva. V důsledku toho se zvýší vstupní teplota do turbíny, což má za následek, že součásti motoru za kompresorem (spalovací komora, turbína, tryska) nejsou momentálně schopny potřebného průtoku (škrticí efekt). Tím dojde k nárůstu tlaku na výstupu z kompresoru - růst tlakového poměru. Tento stav by mohl být pro kompresor velice nebezpečný, jelikož změna výkonu by mohla způsobit překročení pumpovní hranice. Aby byla zajištěna minimalizace

rizika vzniku pumpáže, je použito pumpovní rozpětí, obvykle pomocí nastavení maximální pracovní křivky tlakových poměrů o 20 % níže než je pumpovní hranice. Velké pumpovní rozpětí je však obecně nemožné udržet po celý pracovní režim kompresoru. Např. při nízkých korigovaných otáčkách rotoru, pokud není provedeno žádné opatření, se ustálený stav pracovní čáry bude nevyhnutelně přibližovat pumpovní hranici s rizikem vibrace lopatek. [5]

2.6.1 PROTIPUMPÁŽNÍ ZAŘÍZENÍ KOMPRESORŮ

Jako opatření proti pumpáži se používají tyto metody:

- a) odpouštění přebytečného množství vzduchu ze středních částí kompresoru, aby se přizpůsobil průtok podle požadavku turbíny
- b) natáčení statorových lopatek prvního, případně několika prvních stupňů, popř. natáčení lopatek předstatoru
- c) vícerotorové uspořádání

ad.a) I když je tato metoda energeticky nevýhodná, vyváží to její konstrukční jednoduchost. Je použito odpouštěcích pasů nebo ventilů, jejichž regulace probíhá automaticky - je odvozena od poměru tlaků nebo otáček rotoru.

ad.b) Natáčení lopatek je konstrukčně i výrobně velice komplikovaná záležitost, energeticky je však tato metoda nejvýhodnější. Lopatky se natáčí v ložiscích, ve kterých jsou zasazeny čepy lopatek. Čepy jsou spojeny s páčkami, které jsou uchyceny na natáčecím prstenci. Ten obepíná celou skříň. Při pohybu prstence dochází k natáčení všech lopatek zároveň.

ad.c) Je kombinováno se dvěma předchozími metodami. Kombinace metody b) a této metody se jeví jako nejvýhodnější řešení. Celkové žádané stlačení je rozděleno na dvě, většinou však na tři části (tzn. do dvou nebo tří kompresorů, z nichž každý je poháněn svojí vlastní turbínou). Každý kompresor tak pracuje s různými otáčkami optimálními pro jeho momentální provoz. Tato metoda však přidává na konstrukční a výrobní složitosti už tak velice komplikovaného celku. Dnes si však moderní motory bez tohoto uspořádání nedovedeme ani představit.

[1, 4, 5]

Pokles pracovní čáry v místě, kde se blíží pumpovní hranici, indikuje oblast, kde může docházet k nestabilní rizikové práci kompresoru. Toto se může stát buď při velmi nízkých, nebo naopak při velmi vysokých otáčkách kompresoru, ty se vyznačují velmi nízkými nebo naopak velmi vysokými celkovými hodnotami teplot na čelní straně kompresoru. Aby bylo možné vyloučit tento rizikový stav, je

potřeba vědět, za jakých podmínek se tyto teploty vyskytují. Je důležité si uvědomit, že celková teplota t_t je tvořena součtem statické teploty t a hodnotou teploty, která je závislá na Machově čísle. Proto se při letu za vysokých rychlostí (velké Machovo číslo) a nízkých nadmořských výškách (vysoká teplota t) dosahuje velmi vysokých celkových teplot. Nízká celková teplota je výsledkem letu ve vysokých nadmořských výškách nízkými rychlostmi (teplota s rostoucí nadmořskou výškou klesá). Z tohoto lze snadno vyvodit, že např. kompresory bojových letounů, které obvykle létají vysokými rychlostmi v nízkých nadmořských výškách, mohou čelit značným potížím. Ve vysokých nadmořských výškách se však musí každé letadlo vyvarovat letu za nízkých rychlostí (nízké Machovo číslo a nízká teplota). Preventivní opatření proti případným výskytům problémů zajišťují výrobci, kteří jasně uvádí, jaké jsou bezpečné provozní limity jejich motoru. [5]

Je třeba rozlišovat mezi dvěma stavy nestabilní práce kompresoru, pumpáží a jevem zvaným „rotating stall“. Pumpáž byla již vysvětlena v předchozím textu, lze ji také interpretovat jako nesoulad kompresoru na jedné straně a komponent motoru (spalovací komora, turbína, tryska) na straně druhé. Jev rotating stall je režim nestabilního provozu kompresoru, který může iniciovat vibrace lopatek, což může způsobit jejich následné selhání - utržení lopatky. Aby byl tento jev vysvětlen, je třeba začít s předpokladem, že kompresor pracuje na hraně, ale stále ještě v bezpečné provozní oblasti a při nízkých otáčkách rotoru. V tomto případě budou přední stupně kompresoru pracovat blíže k překročení pumpovní hranice než střední nebo koncové stupně. Pouze malé porušení proudění může způsobit odtržení proudu z lopatky. Toto lokální odtržení redukuje průtok mezi dvěma sousedními lopatkami - působí jako lokální překážka. Následkem je snížení rychlosti proudění před příslušnou lopatkou, což způsobí odklon toku od překážky. Dochází ke zmenšení úhlu náběhu u první lopatky a tím pádem ke zvětšení u druhé. Jakmile se tok na první lopatce zotaví, dochází k porušení na další lopatce atd. Série odtržení se děje v opačném směru než je směr rotace a postupně postihuje další přibližující se lopatku, i když jen na zlomek sekundy. Tento jev nesmí být soustředěn pouze na jednu konkrétní část lopatky, ale musí být rozprostřen přes dvě nebo více sousedních částí. V průběhu let byly však naštěstí vyvinuty metody, které výrazně snížily riziko výskytu toho jevu. [1, 5]

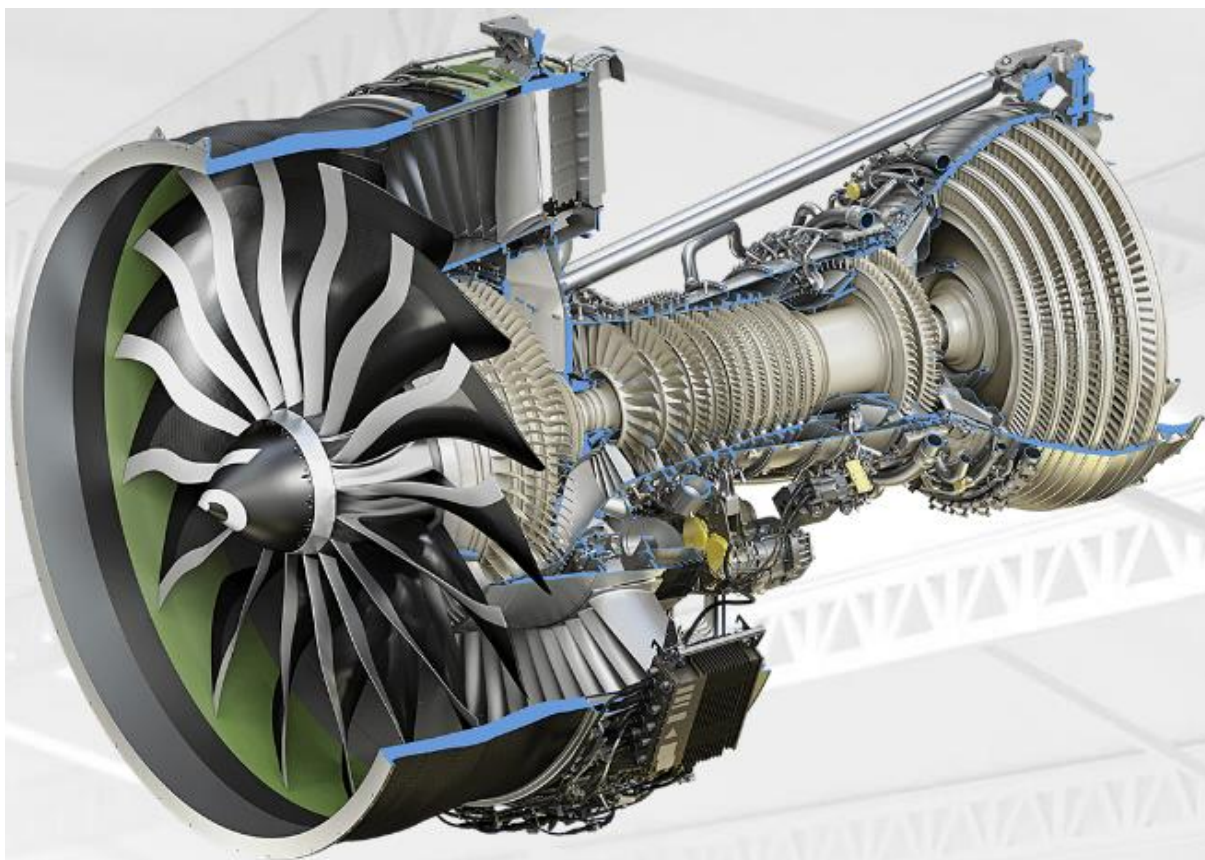
Stabilní práce kompresoru při vyšších rychlostech může být také ovlivněna přítomností jevu zvaného „flutter“ - samovolně vybuzené kmitání, které je výsledkem nestabilního aerodynamického zatížení. Předpověď chování tohoto jevu je však velice složitá a zahrnuje mnoho disciplín a s tímto jevem je tedy velice složité se vypořádat. Předpovědi jevu zvaného flutter se zabývají nejnovější vědecké studie a nejmodernější simulační programy známé jako MKP (metoda konečných prvků). [1]

Jevy pumpáž, rotating stall a flutter způsobují vibraci lopatek, porušení obtékání vzduchu přes lopatky a následnou destrukci kompresoru. Proto je potřeba se jimi zabývat a pokud možno se těmto jevům při práci kompresoru vyvarovat.

2.7 MODERNÍ KOMPRESOR

Závěrem teoretické části této bakalářské práce by bylo vhodné uvést příklad axiálního kompresoru moderního leteckého motoru a také některé výkonové parametry kompresoru.

Na obr. 13 je vyobrazen nejnovější a zároveň nejvýkonnější a nejefektivnější letecký motor pro dopravní letouny společnosti GE - GE9X, při jehož výrobě byly použity nejpokročilejší technologie a materiály. Společnost GE jej představuje jako nejlepší letecký motor na světě. GE9X by měl sloužit k pohonu nového letounu Boeing 777X, který je stále podroben vývoji a testování stejně tak jako zmíněný motor.



Obr. 13 - Letecký motor GE9X [15]

Motor GE9X bude opatřen největším dmychadlem, které kdy firma GE vyrobila. Dmychadlo je složeno z 16 kompozitových lopatek čtvrté generace. Použitý materiál na výrobu dmychadlových lopatek umožnil jejich vůbec nejmenší tloušťku. GE9X bude také vybaven jedenácti-stupňovým vysokotlakým kompresorem s tlakovým poměrem 27:1, který umožní významné zvýšení tepelné účinnosti motoru. Co se týče motorů dopravních letadel, mělo by se jednat o vysokotlaký

kompresor s nejvyšším tlakovým poměrem vůbec. Celkový tlakový poměr tak dosahuje hodnoty až 60:1, což je nejvyšší tlakový poměr v historii. [15, 16]

GE9X tak bude, díky vlastnostem, které jsou zmíněny v předchozím odstavci, dosahovat velice nízké spotřeby paliva za přítomnosti vysoké hodnoty tahu a tím pádem bude dosahovat velmi vysoké účinnosti.

3 KONSTRUKCE MĚŘÍCIHO PŘÍPRAVKU

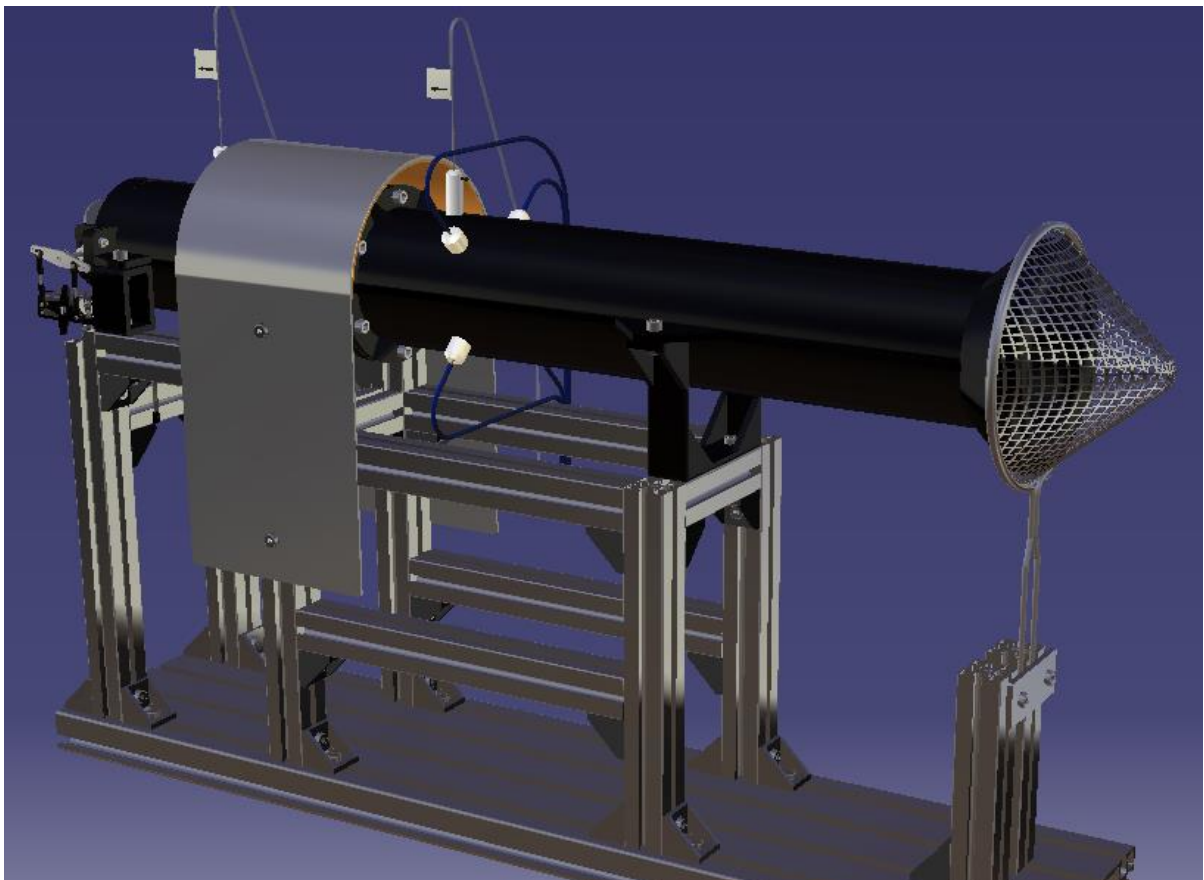
Základní návrh měřícího přípravku, který je popisován v následujícím textu, vychází z již postaveného modelu. Tento model zkonstruoval a vyrobil vedoucí této bakalářské práce, Ing. Jan Klesa, Ph.D. Model doktora Klesy sloužil tedy jako inspirace pro návrh.

Pro konstrukci modelu a vyhotovení výkresů pro výrobu a dokumentaci byl využit program CATIA. CATIA je software pro návrh, konstruování a výrobu od společnosti Dassault Systèmes. Je využíván zejména v leteckém a automobilovém průmyslu. Můžeme jej nazvat jako tzv. „3D-modelář“. U aplikace byla použita studentská licence.

Návrh měřícího přípravku vychází z několika hlavních požadavků:

- zařízení by mělo sloužit pro zkoušky a vývoj komponent dmychadlového pohonu pro malé letouny
- jeho konstrukce by měla především umožňovat měření charakteristik dmychadla
- jednoduchá výroba a montáž
- zařízení by mělo být modulární a rozebíratelné

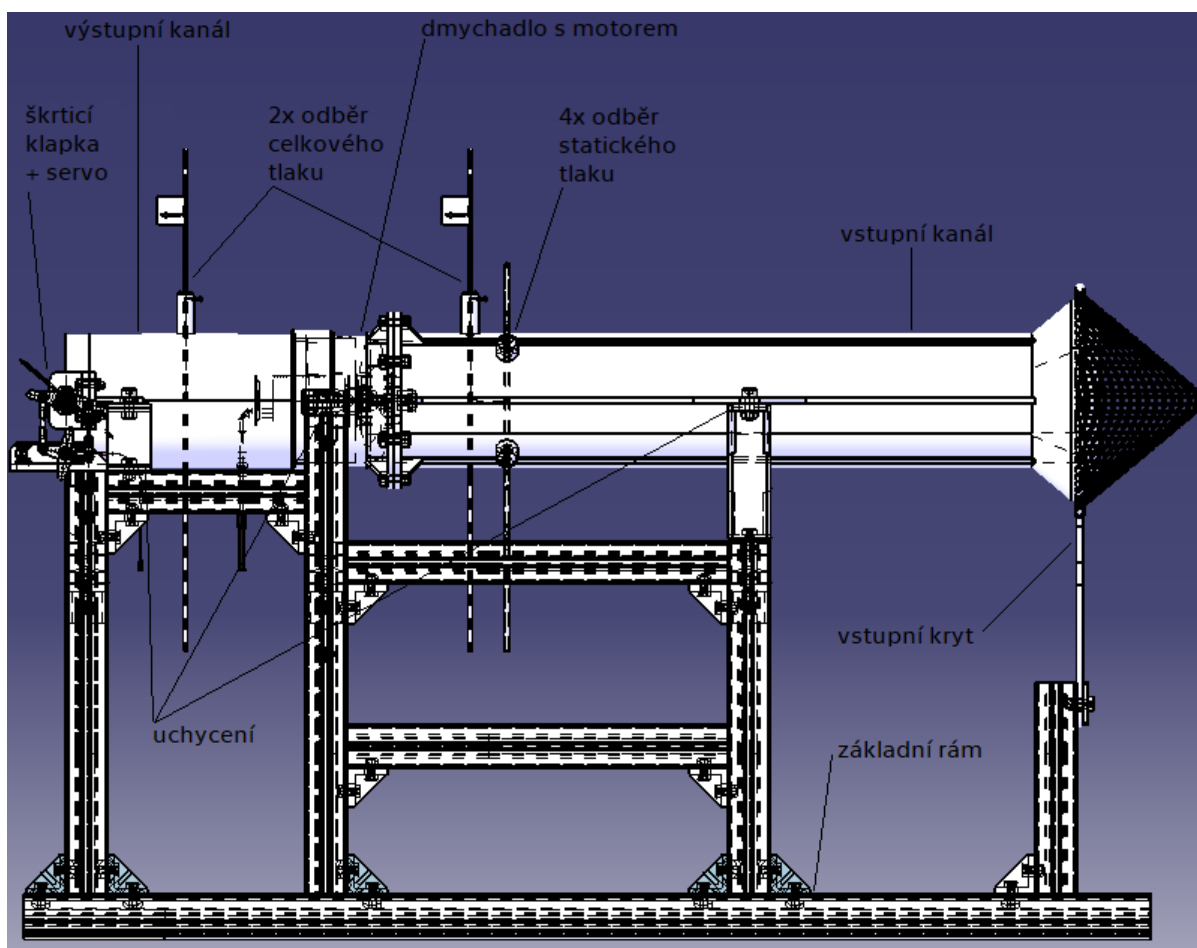
Na následujícím obrázku je vidět celý model měřícího „standu“, jehož jednotlivé části budou samostatně ukázány a komentovány v následujících podkapitolách. Do výsledného počítačového modelu není zapracováno napájení a měřící manometry. Schéma celého měřícího přípravku včetně manometrů je ukázáno v kapitole 5.



Obr. 14 - 3D model měřícího přípravku - CATIA

Na obr. 14 a na obr. 15 je vidět, že měřicí přípravek je složen z několika částí, každá část má svůj specifický úkol.

- základní rám a ochranné kryty
- vstupní kanál
- dmychadlo a motor
- výstupní kanál
- odběry tlaku
- škrticí klapka a servomotor



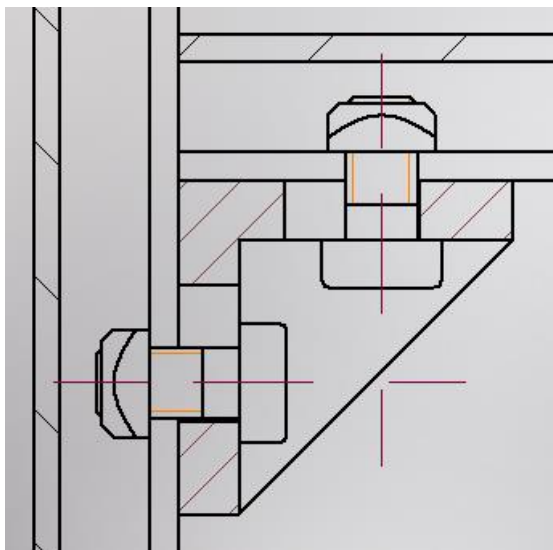
Obr. 15 - Boční pohled na 3D model s popisem komponent - CATIA

pozn.: V modelu na obr. 15 je skryt kryt dmychadla z důvodu lepší viditelnosti a přehlednosti.

3.1 ZÁKLADNÍ RÁM A OCHRANNÉ KRYTY

Základní rám zařízení je sestaven z hliníkových profilů firmy Alutec KK. Jedná se o hliníkový konstrukční systém, který je založen na standardizovaných komponentech, díky čemuž lze velice rychle a snadno s daným systémem pracovat. Sestavy lze také jednoduše navrhnout a realizovat. Výhodou tohoto modulárního řešení je také jednoduchost změny - pokud je potřeba například již sestavený rám/systém předělat či dovybavit o další komponenty. Výhodou je také jeho značná tuhost a přesnost.

Na konstrukci rámu byly použity profily 30x30 s drážkou 6, tyto mají katalogové označení 103030. Profil základní desky je o základních rozměrech 32x180 - drážka 8 (označení 132180). Vzhledem k tomu, že profily rámu a základní deska mají rozdílné rozměry drážek, bylo potřeba s tímto počítat při spojení těchto dvou částí. Spojovacími segmenty jsou fixační úhelníky o základních rozměrech 28x28 se šrouby M6 a speciálními maticemi, které zabezpečují to, že se matice v drážce „neprotocí“. Při spojení základové desky a rámových profilů bylo použito hliníkových úhelníků (302828.1), které zabezpečují vyšší tuhost než úhelníky plastové (302828), které byly použity při spojení jednotlivých profilů k sobě. U hliníkových úhelníků byly použity dva šrouby M6 (DIN 7984) a dvě speciální matice M6, které se však vzájemně liší jak tvarem, tak svými vnějšími rozměry. Jedna je uzpůsobena pro drážku 6 (210660) a druhá pro drážku 8 (210462). Matice pro drážku 8 je také vybavena pružinou z důvodu pojištění proti posunutí. Plastové úhelníky spojují profily se stejnou drážkou - drážkou 6. Zde bylo tedy použito dvou stejných šroubů M6x12 a dvou stejných speciálních matic M6.

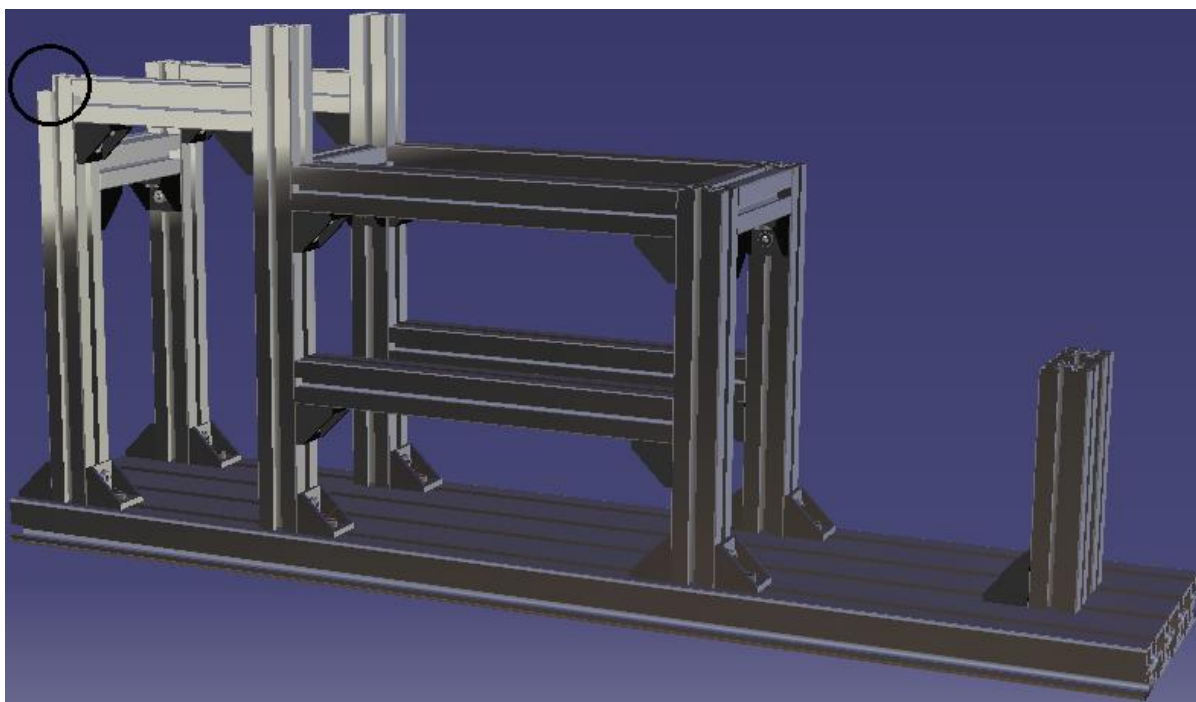


Obr. 16 - Detail spojení profilů 30x30 pomocí fixačního úhelníku - CATIA

Základní rám musí být dostatečně tuhý, musí být snadno rozebíratelný a jeho konstrukce musí zabezpečovat možnost změny tvaru a velikosti vstupního popř. výstupního kanálu. Tyto požadavky splňuje použitý systém Alutec. Dalším požadavkem kladeným na rám je jeho výška, která musí zajišťovat polohu osy dmychadla a tudíž i celé měřicí tratě ve vzdálenosti 350 mm od základové desky. Tento požadavek vyplývá z budoucí potřeby testování měřícího přípravku v aerodynamickém tunelu na Ústavu letadlové techniky FS, který disponuje vnitřním rozměrem 700 mm.

Na obr. 14 jsou také vidět ochranné kryty. Předním krytem je vlastně ocelová drátěná síť, která je uchycena pomocí hliníkových profilů a plechu se šrouby. Tento vstupní kryt zabezpečuje ochranu proti vniknutí cizího předmětu, které by mohlo

být způsobeno nasátím od dmyhadla. Pokud by tento kryt nebyl nainstalován, mohlo by dojít k nasátí nějakého cizího tělíška, což by mělo za následek destrukci dmyhadla popř. ostatních vnitřních komponent, jako jsou odběry celkového tlaku nebo škrticí klapka na výstupu. Druhým krytem je kryt dmyhadla z ocelového plechu, pod kterým je ještě vsazena kompozitová bandáž pro pohlcení energie. Plech je připevněn pomocí čtyř šroubů M6 (dva na každé straně) a speciálních matic. Důvodem použití tohoto krytu je potřeba ochrany obsluhy měřícího zařízení a ostatních pracovníků laboratoře při rotaci dmyhadla. Dmyhadlo totiž pracuje při velice vysokých otáčkách (až 45000 min^{-1}), tyto vysoké otáčky mají za následek velkou kinetickou energii lopatek. Vzhledem k tomu, že se při měření charakteristik dmyhadla vlivem škrzení proudu vzduchu na výstupu ocitáme velice blízko, někdy i za, pumpovní hranicí, hrozí odtržení lopatky od rotoru. Kryt je navržen tak, aby odtržená lopatka, která vlivem velké hodnoty kinetické a průrazové energie projde statorem dmyhadla v rovině rotace, byla zastavena.



Obr. 17 - Konstrukce základního rámu - CATIA

Ve vyznačené oblasti na obr. 17 je vidět profil, který se od ostatních liší výřezem. Tento výřez je zde z důvodu pohybu páky servomotoru. Detailnější pohled je na obr. 27.

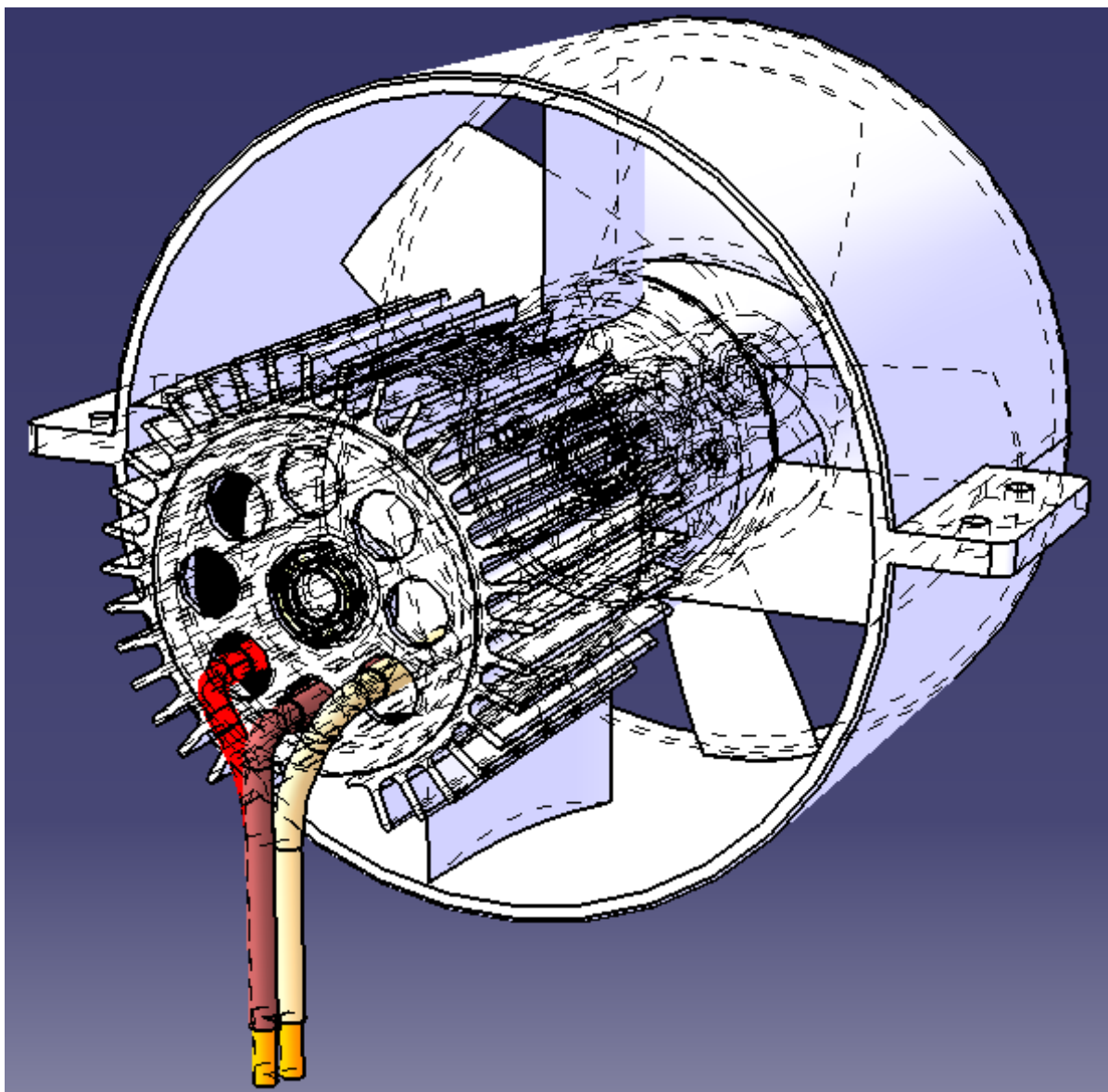
3.2 DMYCHADLO

Dmyhadlo je hlavní částí celého měřícího standu. Jeho funkce již byla vysvětlena v teoretické části této bakalářské práce a tak se zde budeme zabývat pouze jeho konstrukcí a parametry.

Hlavní součásti, které tvoří soustavu dmyhadla, jsou:

- rotor s oběžnými lopatkami
- stator, jehož součástí jsou lopatky statorové
- motor s chladičem

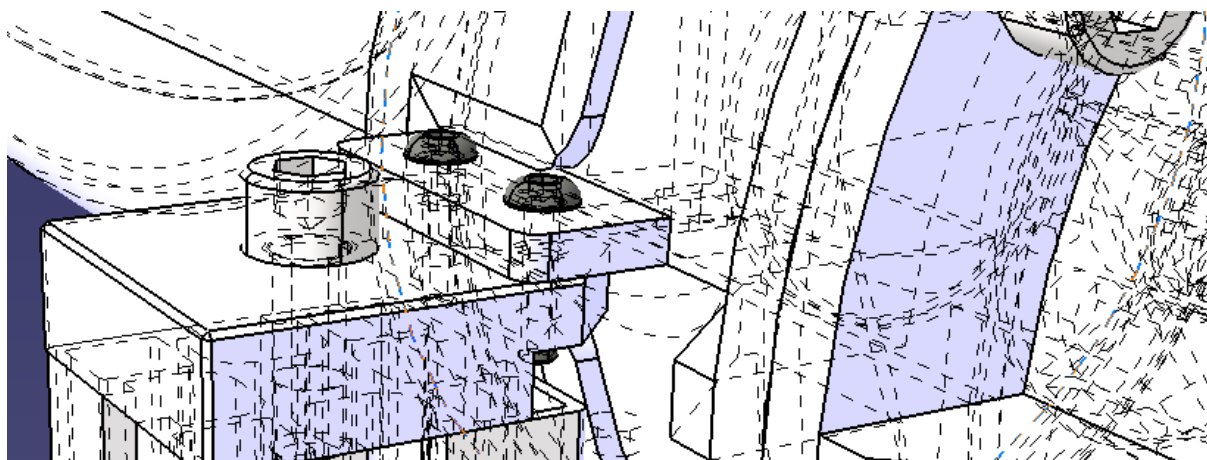
Dalším prvkem je pak uchycení dmychadla a zakrytování, které bylo komentováno a vysvětleno v předchozím textu.



Obr. 18 - 3D model sestavy dmychadla - CATIA

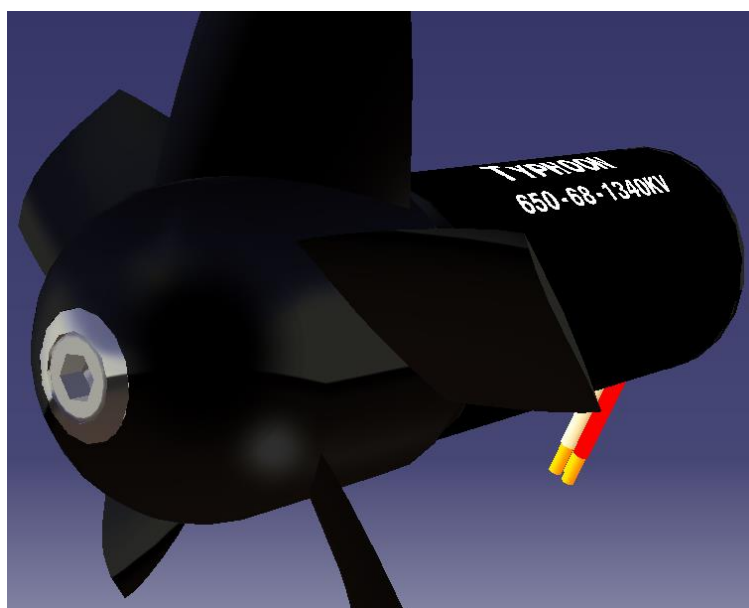
U měřícího standu je použito dmychadlo pro letecké modely značky HIGH-END TECHNOLOGY RC - typ HET 9305. Jedná se o dmychadlo, které patří do třídy dmychadel s vnějším průměrem 90 mm. Lopatky a vnější plášť rotoru jsou z plastu plněného uhlíkem, vnitřní část rotoru - sklíčidlo pro upevnění - je vyrobeno z hliníku. Vnější maximální průměr je 93 mm, vnitřní 89 mm. Váha dmychadla se pohybuje od 100 do 116 gramů, podle toho jestli je započítána i váha chladičového kroužku. Rotor dmychadla je opatřen pěti dynamicky vyváženými lopatkami

s vnějším průměrem 88 mm. Na hřídel motoru je rotor připevněn pomocí sklíčidla a šroubu - díky kuželovitému tvaru sklíčidla je spoj samosvorný.



Obr. 19 - 3D model uchycení sestavy dmyhadla - CATIA

Uchycení sestavy dmyhadla je provedeno pomocí ocelových frézovaných patek (obr. 19), které jsou přišroubovány k základnímu rámu. Konstrukce je pak lépe vidět v konečné výkresové dokumentaci, která je přiložena jako příloha této práce.



Obr. 20 - 3D model rotoru dmyhadla s připojeným motorem - CATIA

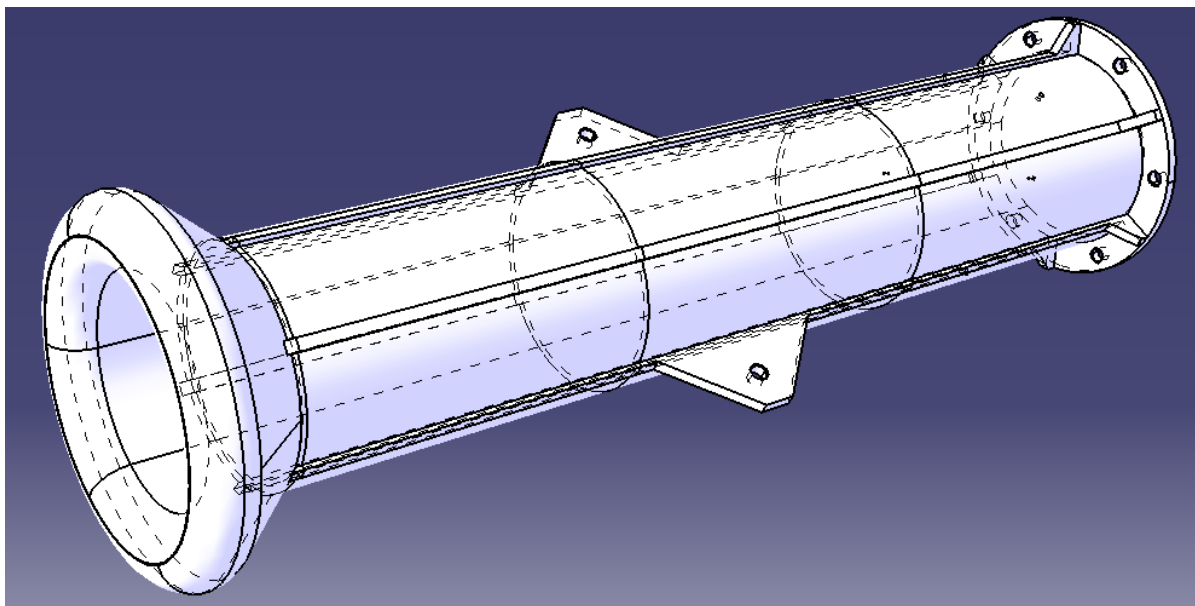
Na obr. 20 je vidět model použitého elektromotoru značky HIGH-END TECHNOLOGY RC - model Typhoon 650-68-1340, který je navržený speciálně pro dmyhadlo typu 9305. Jde o čtyř pólový komutátorový elektromotor o váze 300 gramů s maximální účinností 88 %. Jeho nominální výkon je 4,1 kW a při napětí 37 V může s dmyhadlem 9305 dosahovat tahu až 4,1 kgs (= 40,2 N). Motor je do statoru připevněn pomocí dvou šroubů, které vedou od rotoru skrz vnitřní desku statoru a jsou zašroubovány do předního čela motoru. Princip tohoto spojení, stejně tak jako spojení rotoru a hřídele motoru, je vyobrazen pomocí řezu v přiložené výkresové dokumentaci.

3.3 VSTUPNÍ KANÁL

Konstrukce jak vstupního tak výstupního kanálu je především závislá na způsobu výroby, kterým byl v tomto případě 3D tisk. Pracovní prostor 3D tiskárny, která byla použita pro výrobu těchto dílů je totiž omezen. Zároveň byla při návrhu uvažována skutečnost, že tiskárna není schopna, nebo pouze obtížně, tisknout volně v prostoru pod úhlem větším než je 45°. Tyto skutečnosti stěžovaly návrh těchto komponent.

Pro tisk byl vybrán materiál ABS (Akrylonitrilbutadienstyren) a to díky svým vlastnostem, které vyhovují požadavkům kladeným na měřicí přípravek. ABS je termoplastický materiál, jehož výhodou je tuhost, odolnost vůči nízkým i vysokým teplotám a odolnost proti chemikáliím. Další výhodou je možnost lepení komponentů vytištěných z tohoto materiálu rozpouštědlovými a polyakrylátovými lepidly, čehož bylo při stavbě přípravku hojně využito. [17, 18]

Z obr. 21 je patrné, že vstupní kanál měřícího přípravku je sestaven z celkem čtyř částí a to právě z důvodu omezeného pracovního prostoru tiskárny. Spojení těchto částí se díky vlastnostem použitého materiálu provede pomocí acetonu. Vstupní kanál je opatřen několika funkčními prvky: vstupní tvar, packy pro uchycení k základnímu rámu, příruba pro upevnění k dmychadlu, podélná žebra ke zvýšení tuhosti. Dalšími funkčními prvky, které jsou pak lépe vidět ve výrobním výkresu, jsou díry pro odběry tlaků. Vstupní potrubí je opatřeno celkem 5 dírami, z nichž jedna slouží pro odběr tlaku celkového a zbylé 4 pro odběr tlaku statického.

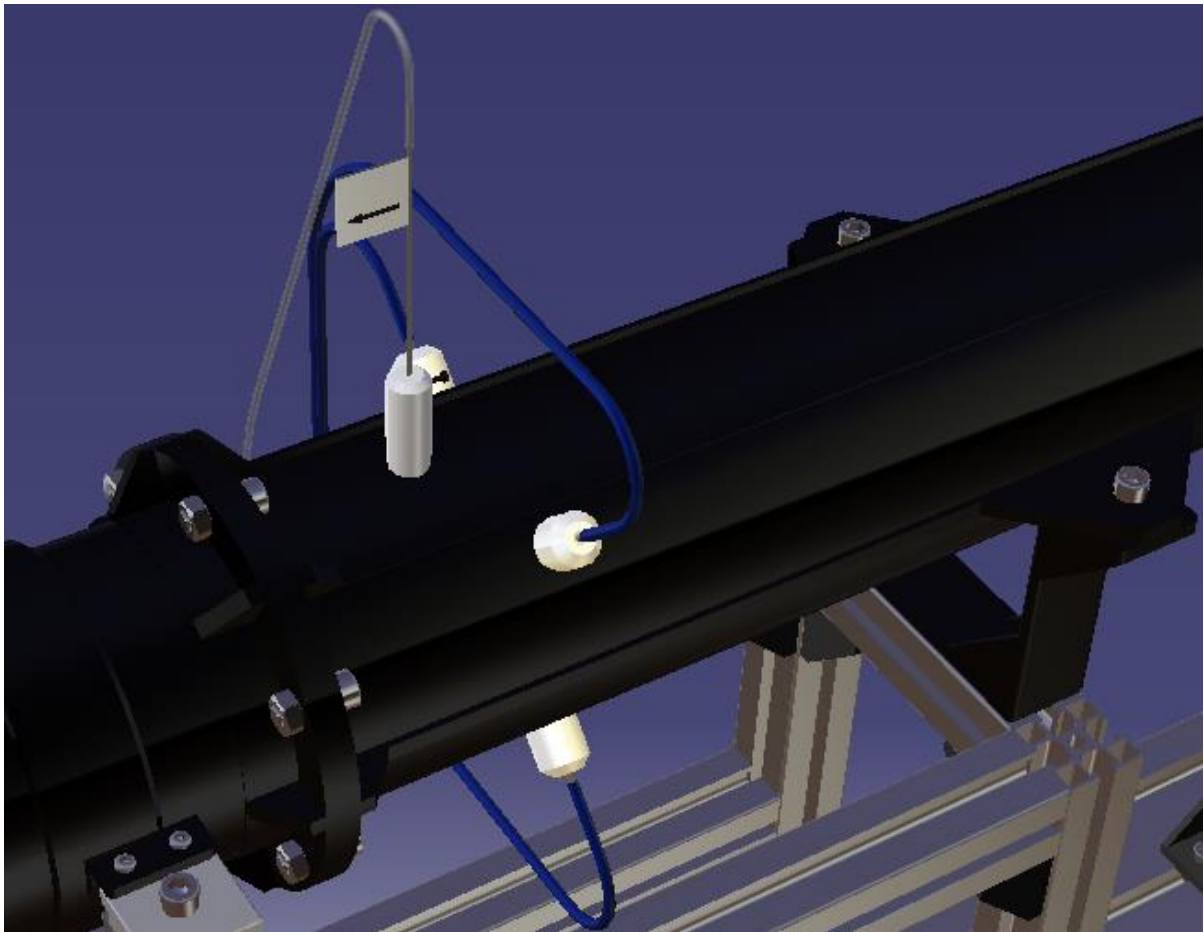


Obr. 21 - 3D model vstupního kanálu - CATIA

Z důvodu jednoduchosti byla na vstupní tvar kanálu použita půlkružnice, která je vyhovující svými aerodynamickými vlastnostmi, avšak mohlo by být použito i lepší řešení. Výhodnějším řešením je Bernoulliho lemniskáta, která má lepší

aerodynamické vlastnosti. Na toto by měl být kladen důraz při dalším budoucím návrhu vstupních kanálů pro tento měřicí přípravek.

Celková délka vstupního kanálu činí 500 mm, tato délka byla navržena s ohledem na zrovnoměnění proudu vzduchu. Nejmenší tloušťka stěny je 3 mm, tloušťka příruby, žeber a patek pro uchycení je 5 mm. Hlavním rozměrem je vnitřní průměr, který je totožný s vnitřním průměrem statoru dmychadla (89 mm). Další rozměry jsou uvedeny ve výkresové dokumentaci.



Obr. 22 - Detail 3D modelu zobrazující uchycení vstupního kanálu a odběry tlaků - CATIA

V pravé části obr. 22 je zobrazeno přední uchycení vstupního ústrojí k rámu. Tento úchyt, který byl navržen speciálně pro tento typ vstupního kanálu, bude stejně tak jako většina komponentů měřicí tratě vytisknut na 3D tiskárně, opět z materiálu ABS. Konstrukce úchytu umožňuje ustavit vstupní kanál tak, aby v důsledku nepřesností nedocházelo k vytváření vnitřního pnutí. Spojení vstupní kanál - úchyt umožňuje posun ve směru proudu, spojení úchyt - rám umožňuje posun ve směru kolmém na směr proudu. Vrchní spoj je zajištěn dvěma šrouby a maticemi M6, spodní opět dvěma šrouby M6 a speciálními maticemi M6 (Alutec).

Uchycení vstupního ústrojí k dmychadlu je zobrazeno v levé části obr. 22. Bylo navrženo spojení pomocí přírub se šesti šrouby a maticemi M6. Tato konstrukce byla zvolena pro své výhody, kterými jsou: jednoduchost, těsnost spojení, tuhost

a zajištění polohy osy vstupního kanálu vůči ose dmychadla. Jak je vidět na obr. 21, příruba na straně vstupního kanálu je jeho součástí, totéž ovšem neplatí pro přírubu na straně dmychadla. Tvar této příruby je stejný jako tvar příruby na straně vstupu, rozměry jsou stejné až na vnitřní průměr, ten byl navržen tak, aby bylo možné mírným tlakem nasunout přírubu na stator dmychadla. Příruba je také navržena pro výrobu 3D tiskem (ABS). K zajištění polohy a těsnosti bylo navrženo kyanoakrylátové lepidlo (známé jako vteřinové). Jelikož je spojení příruby a dmychadla nerozebíratelné, je třeba tuto skutečnost brát v úvahu při návrhu dalších vstupních ústrojí pro tento měřicí přípravek - vstupní ústrojí musí být vybavené stejnou přírubou.

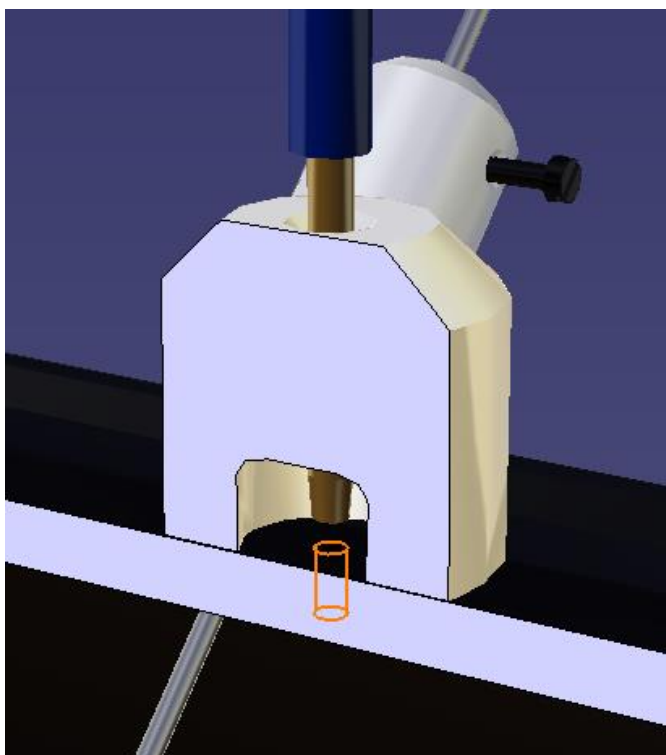


Obr. 23 - Detail 3D modelu příruby nasunuté na statoru dmychadla - CATIA

Dalšími prvky, které jsou součástí vstupního ústrojí, jsou odběry tlaků. Tyto jsou navrženy tak, aby jimi bylo možné měřit absolutní tlak a rychlost proudící tekutiny. Je použita sonda celkového tlaku a statického tlaku. Z principu měření, jenž je popsán v kapitole 5 a 6, vyplývá několik konstrukčních požadavků. Je třeba zajistit:

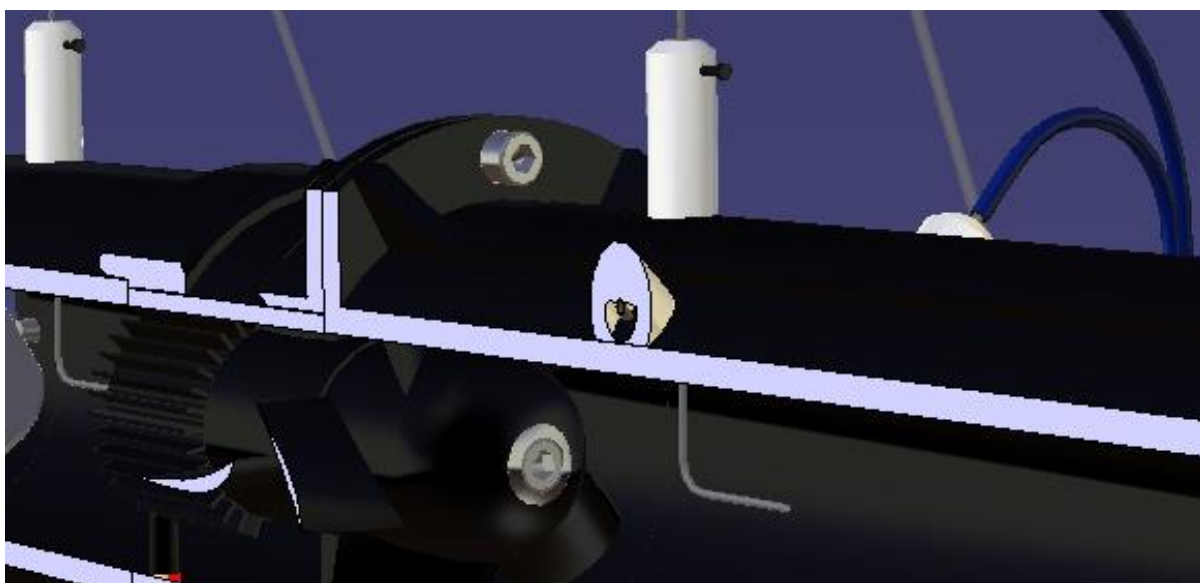
- odběr statického tlaku v celém průřezu
- proměření proudového pole v celém průřezu
- odběr celkového a statického tlaku v jedné rovině

K zajištění odběru statického tlaku v celém průřezu je třeba navrhnout po obvodu potrubí odběrů více, z nichž se poté udělá průměrná hodnota. Po obvodu potrubí byly po 90° navrženy čtyři odběry statického tlaku, které jsou vůči odběru tlaku celkového natočeny o úhel 45°. Na obr. 24 je vidět konstrukce odběru statického tlaku. Tlak je přiveden dírou o velmi malém průměru do vnitřní části válečku, tím prochází měděná trubička, na kterou je nasazena gumová hadice vedoucí k mikromanometru. Váleček bude vyroben z polyoxymetylénu (POM) soustružením. Spojení je navrženo lepením, a to z důvodu jednoduchosti a těsnosti.



Obr. 24 - Detail 3D modelu odběru statického tlaku - CATIA

Aby bylo možné proměřit celé proudové pole, je třeba, aby byla sonda celkového tlaku konstruována jako posuvná, anebo ji lze zkonstruovat jako tzv. „hrábě“. Při návrhu tohoto měřicího zařízení byla použita první alternativa, neboť je snadnější na výrobu a také jednodušší, co se týče samotného uspořádání měření. Nerezová sonda prochází ocelovým válečkem (tento bude vyroben soustružením), který bude pomocí lepidla připevněn k povrchu vstupního kanálu. Polohu sondy lze ustavit pomocí šroubu ve vedení. Na trubičku je nasazená gumová hadice, která vede k mikromanometrům. K zajištění správného nasměrování sondy do proudu slouží ukazatel směru, který je vidět na obr. 22.

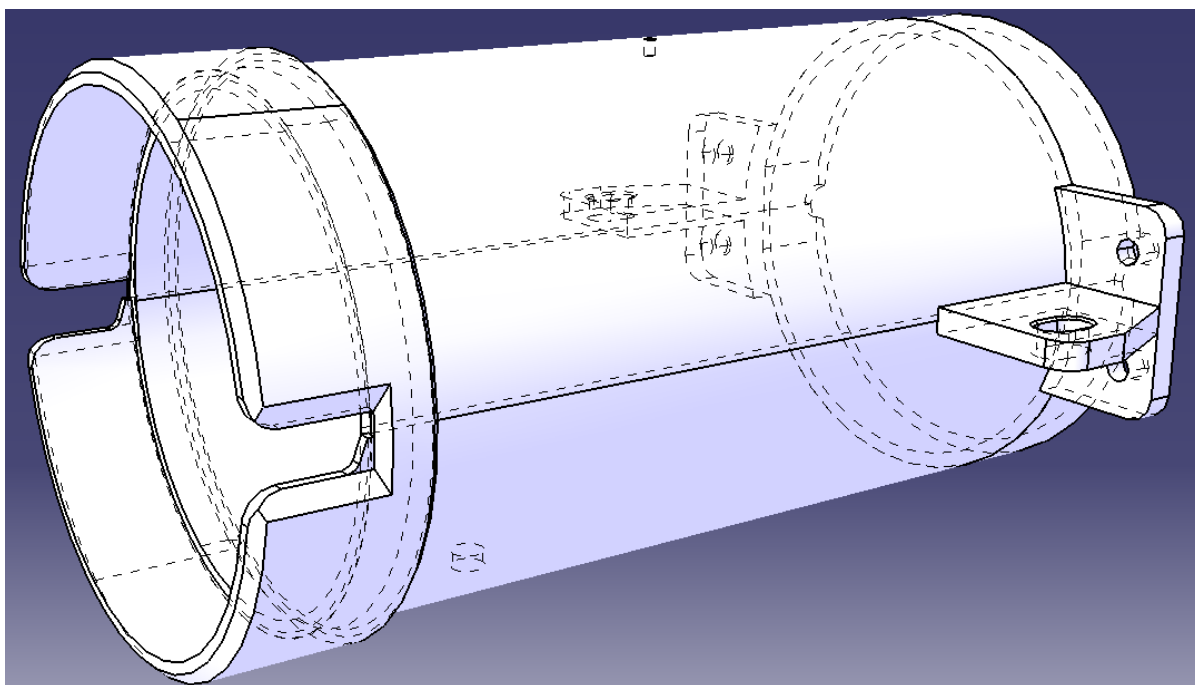


Obr. 25 - Řez 3D modelem vstupního ústrojí k zobrazení sondy celkového tlaku - CATIA

3.4 VÝSTUPNÍ KANÁL

Jak již bylo řečeno v textu předchozí podkapitoly, výstupní kanál je navržen pro 3D tisk z materiálu ABS. Jelikož není možné kvůli složitosti tento díl vytisknout najednou, bylo třeba jej rozdělit na tři části, což je patrné z následujícího obrázku.

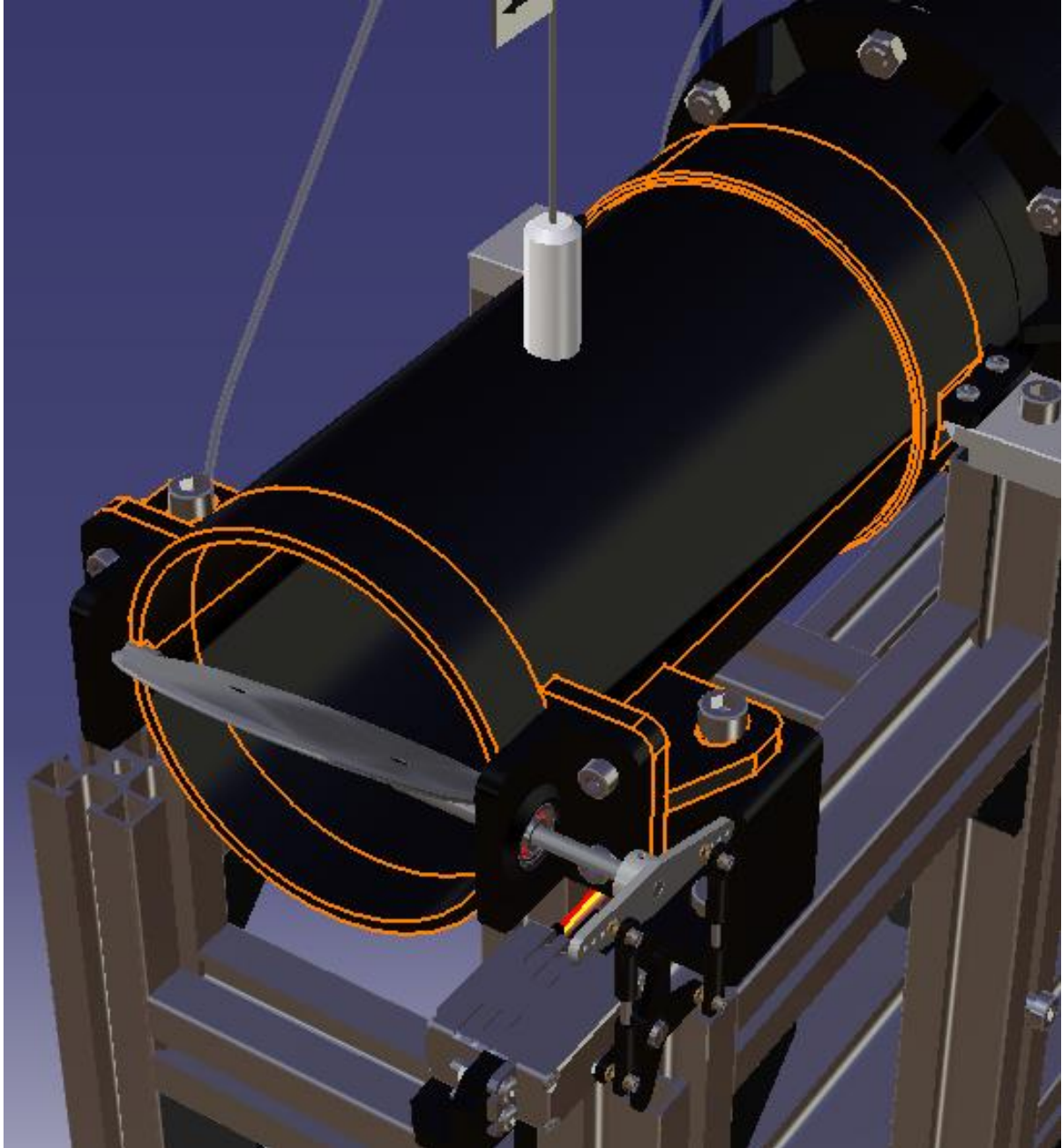
Komponenta - objímka, která je zobrazena v levé části obrázku, slouží ke spojení dmyhadla a výstupního potrubí. Spojení je na straně stator - objímka založeno na pouhém nasunutí mírným tlakem přes vnější povrch statoru dmyhadla. Těsnost je zajištěna díky uložení s přesahem. Jelikož je na zadním čele statoru provedeno uchycení dmyhadla k rámu, bylo třeba vytvořit drážky, které poskytují místo pro packy dmyhadla, ocelové úchyty a šrouby, které procházejí skrz. Další funkcí drážek je ustavení polohy. Na straně objímka - výstupní kanál je objímka opět nasunuta s malým přesahem přes vnější povrch kanálu. Axiální doraz je vytvořen v objímce. Spojení objímka - výstupní kanál je navrženo jako lepené. Po odmontování šroubů u druhého uchycení, je díky této konstrukci možné jednoduše výstupní ústrojí odejmout, což umožní přístup k motoru a dmyhadlu.



Obr. 26 - 3D model výstupního kanálu - CATIA

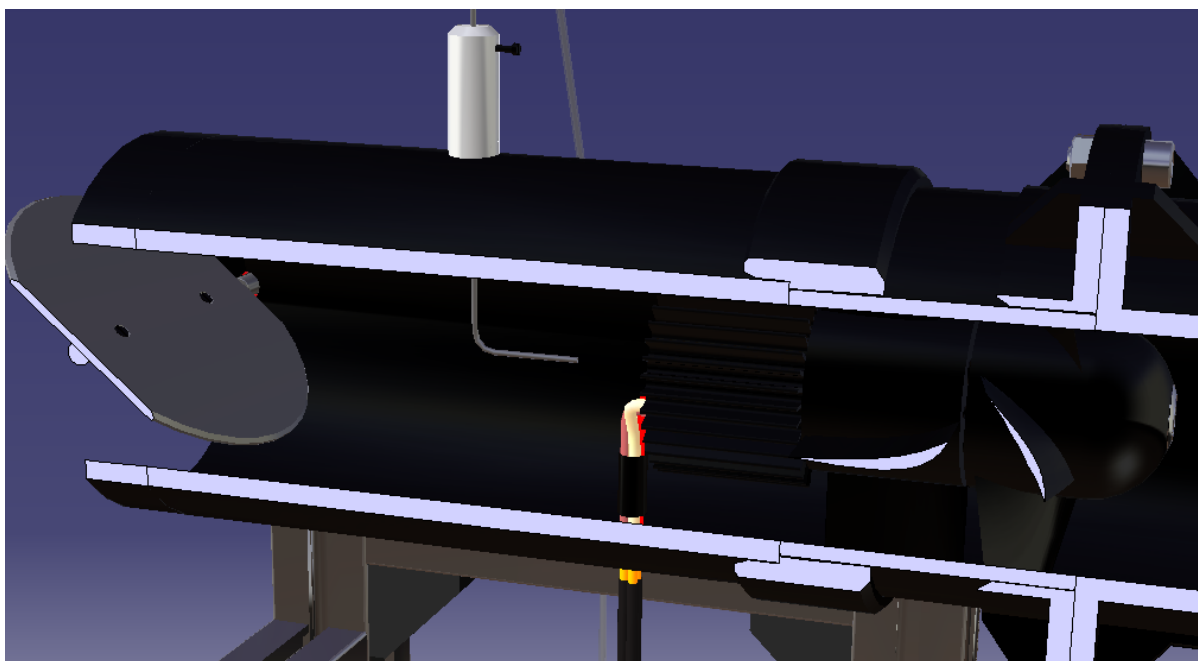
Prostřední komponentou je samotný výstupní kanál, v němž jsou vymodelovány dvě díry, jedna menší pro odběr celkového tlaku a druhá větší pro průchod kabelů od motoru. V zadní části kanálu je vidět úchyt, který má dvojí funkci. Za prvé jde o uchycení k základnímu rámu, které je provedeno přes podpěry pomocí šroubů a matic (obr. 27 a obr. 29) - vrchní spojení dva šrouby a matice M6, spodní spojení dva šrouby a speciální matice M6 (Alutec). Toto uchycení také dovoluje lehké výrobní nepřesnosti. Druhou funkcí je možnost uchycení škrticí klapky. Sestava škrticí klapky a její uchycení je probráno v následující podkapitole.

V pravé části obr. 26 z předchozí strany je pak vidět poslední třetí komponenta výstupního ústrojí a tím je kroužek, jehož funkcí je prodloužení výstupního kanálu až ke škrticí klapce. Kroužek je rovněž navržen pro tisk na 3D tiskárně (ABS). Navržené spojení je opět lepením pomocí acetonu. Výřezy na zadní straně vytvářejí místo pro pohyb hřídele škrticí klapky.



Obr. 27 - Detail sestavy 3D modelu výstupního ústrojí - CATIA

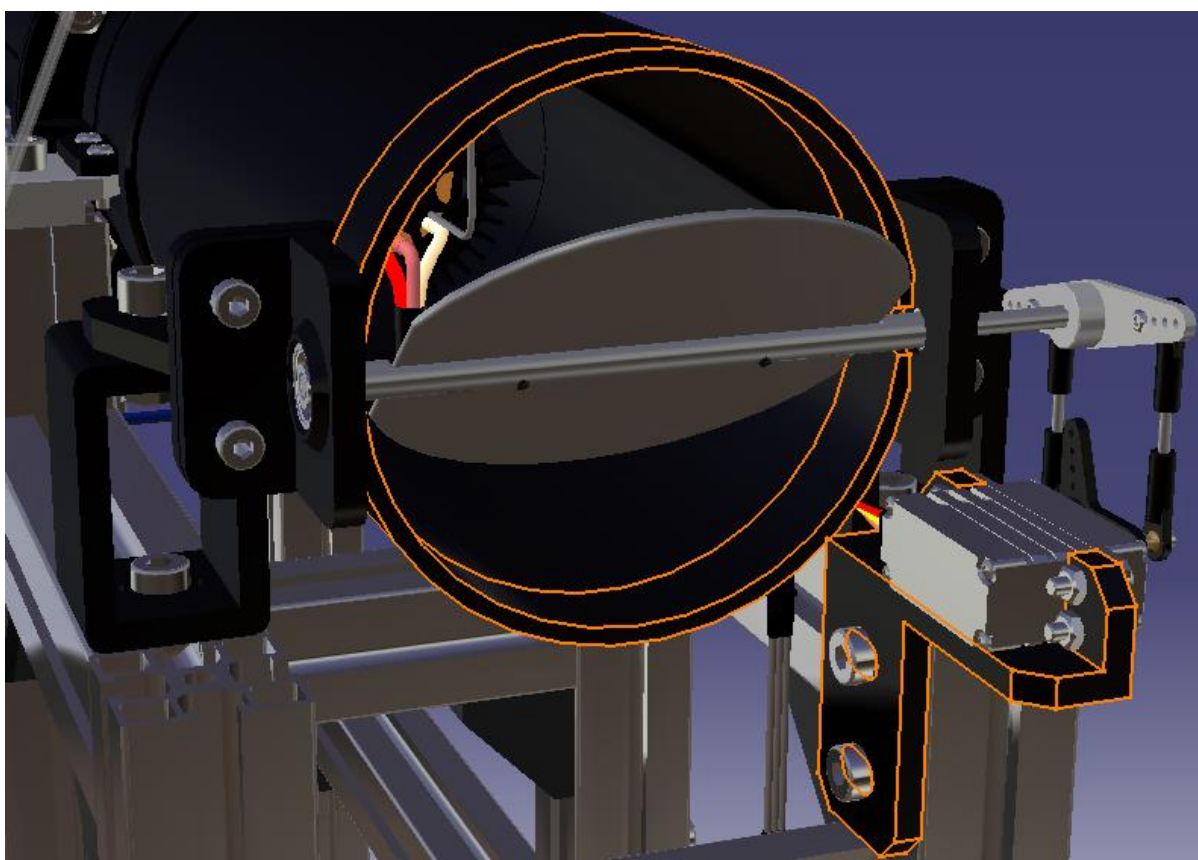
Ve výstupním kanálu je umístěn odběr celkového tlaku. Tato sonda má totožnou konstrukci jako je tomu u kanálu vstupního. Lze s ní také proměřit celé proudové pole. Její funkcí je však pouze měření absolutního tlaku. Na obr. 28 je řez výstupním ústrojím se zobrazenou sondou. Rozměry výstupního kanálu jsou, až na rozměr délky, podobné rozměrům vstupního kanálu.



Obr. 28 - Řez 3D modelem výstupního ústrojí k zobrazení sondy celkového tlaku - CATIA

3.5 ŠKRTICÍ KLAPKA

Funkcí škrticí klapky je, jak je již zřejmé z názvu, škrcení proudu vzduchu protékajícího měřícím zařízením. Konstrukce a princip funkce této podsestavy je zřejmý z obr. 29.

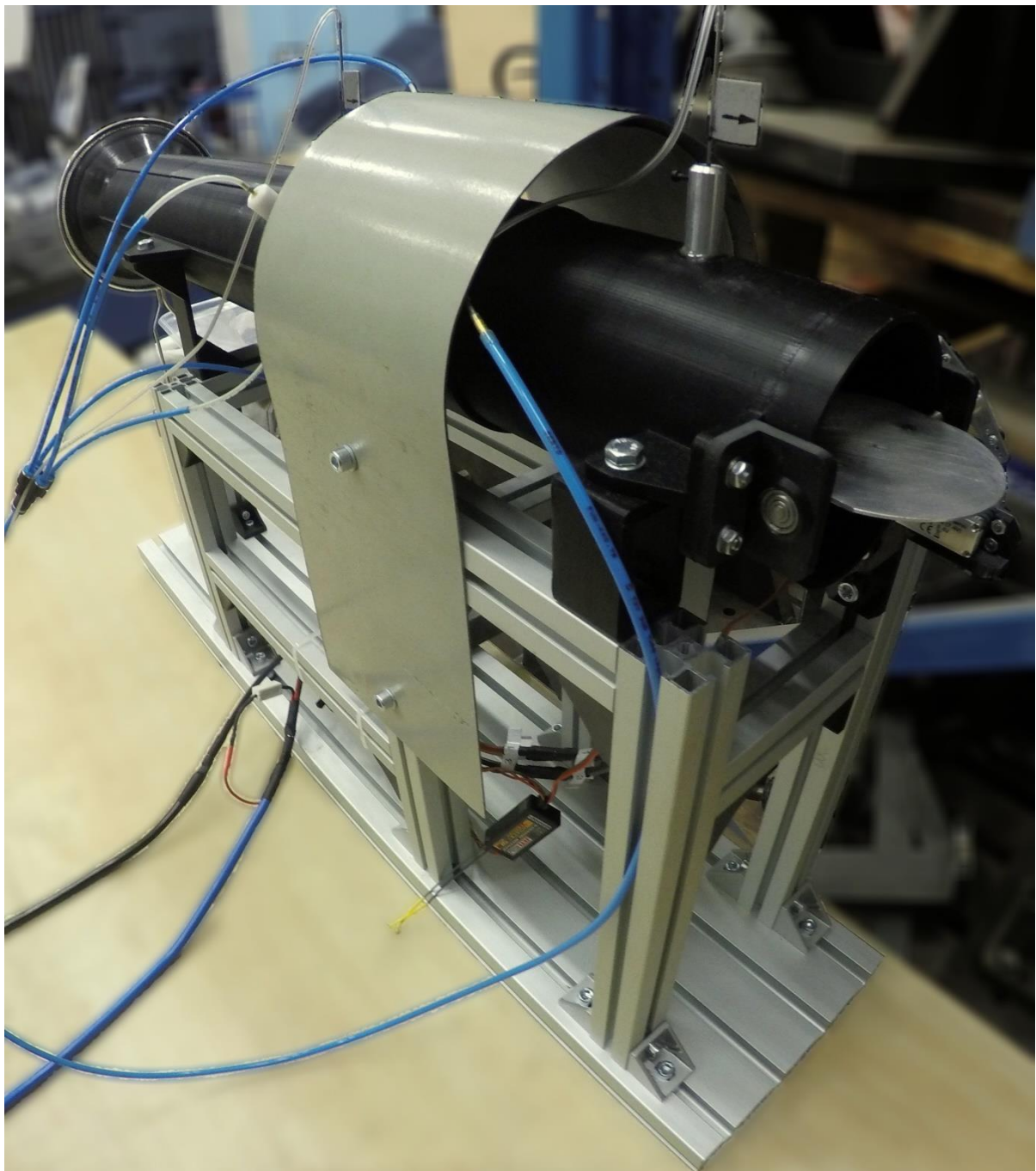


Obr. 29 - Detail 3D modelu škrticí klapky - CATIA

Duralová klapka je připevněna na hřídel pomocí dvou šroubů M2 se zapuštěnou hlavou. V hřídeli je navržena drážka, do které klapka zapadá. Rozměry jsou navrženy tak, aby po celém výstupním obvodu vznikla malá vůle z důvodu zabezpečení natáčení klapky. Hřídel je navržena pro uložení v kuličkových ložiskách 624 značky SKF. Axiální poloha klapky je zajištěna díky menšímu průměru hřídele pod ložiskem. Ložiska jsou uložena s přesahem v úchytech a jejich poloha bude pojištěna zalepením vnějších kroužků do úchytů. Spojení úchytů škrticí klapky a výstupního kanálu je zajištěno čtyřmi páry šroubů a matic M4. Funkci neboli škracení natáčením klapky bude plnit vysokonapěťový digitální servomotor DSHV-3D13T značky JETI model, ten je uchycen úchytem speciálně navrženým pro tento typ. Parametry servomotoru jsou vzhledem k momentu 13 kg.cm více než dostačující. Spojení úchytu servomotoru a rámu je realizováno dvěma šrouby M6 a speciálními maticemi M6 (Alutec). Servomotor je v úchyty ustaven pomocí čtyř šroubů a matic M3. Rotací servomotoru dochází k natáčení plastové páky (tato je součástí balení servomotoru), která je k němu pomocí drážkování a šroubu připevněna. Plastová páka je spojena pomocí dvou táhel s pákou ocelovou, která je připevněna na hřídeli klapky stavícím šroubem. Úchyty budou vytištěny na 3D tiskárně (ABS), klapka je navržena jako stříhaná z plechu, ocelová hřídel se vyrobí soustružením a frézováním. Zbylé komponenty, jak je zřejmé, byly zakoupeny. Tato konstrukce se zdá být výrobně nejjednodušší. Díky této konstrukci byl splněn požadavek odmontovatelnosti klapky.

4 STAVBA MĚŘÍCIHO PŘÍPRAVKU

Výroba a stavba měřícího přípravku probíhala přesně podle konstrukčního návrhu, který byl dopodrobna rozebrán v přechozí kapitole. Obr. 30 zobrazuje celý měřící přípravek bez napájecích baterií a měřidel ve stavu, kdy je připraven k prvnímu měření. Odběry tlaků jsou ustaveny do příslušné polohy směrem do proudu, hadičky jsou nasazeny a přivedeny k mikromanometrům, elektromotor je přes regulátor napojen na napájecí baterie, přijímač vysílače je zapnut, klapka je nastavena do polohy zcela otevřeno. Celá sestava měřícího zařízení včetně baterií a měřidel je pak pro lepší představu zobrazena v kapitole 5.



Obr. 30 - Sestava měřícího přípravku připravena k měření

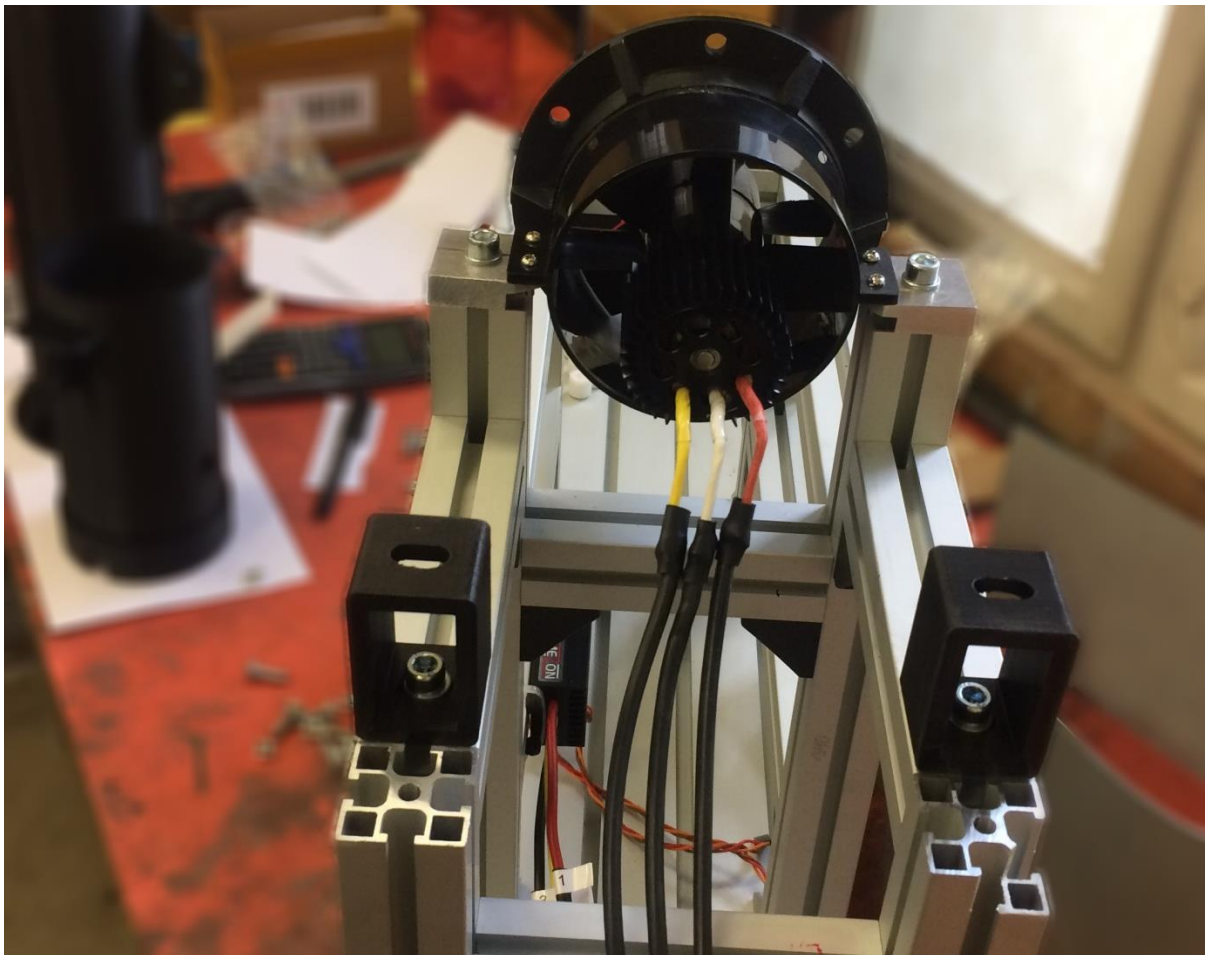
4.1 ZÁKLADNÍ RÁM

Skutečnost přesně odpovídá 3D modelu viditelném na obr. 17 v podkapitole 3.1. Profily Alutec byly včetně základní desky dodány v požadovaných nařezaných rozměrech, což usnadnilo výrobu - šlo tedy o pouhé sestavení pomocí úhelníků, šroubů a speciálních matic. Rozteče a rozmístění profilů na základové desce byly kontrolovány posuvným měřítkem a svinovacím metrem. Výřez na straně servomotoru pro umožnění pohybu páky, byl proveden ruční pilou na kovové materiály, ostré hrany byly sraženy pilníkem. V profilech, na kterých bude uchyceno dmychadlo, byl závitníkem vyhotoven závit M6 pro upevnění ocelových úchytů.

Ochranné kryty byly nainstalovány až jako poslední díl celého zařízení z důvodu umožnění přístupu ke všem částem. Ocelový plech pro uchycení ochranné ocelové drátěné sítě byl vyroben z ploché tyče. Drátěná síť byla zakoupena. Ocelový kryt dmychadla byl ohnut do požadovaného tvaru a při připevňování k základnímu rámu pod něj byla nasunuta ještě kompozitová deska - bandáž.

4.2 DMYCHADLO

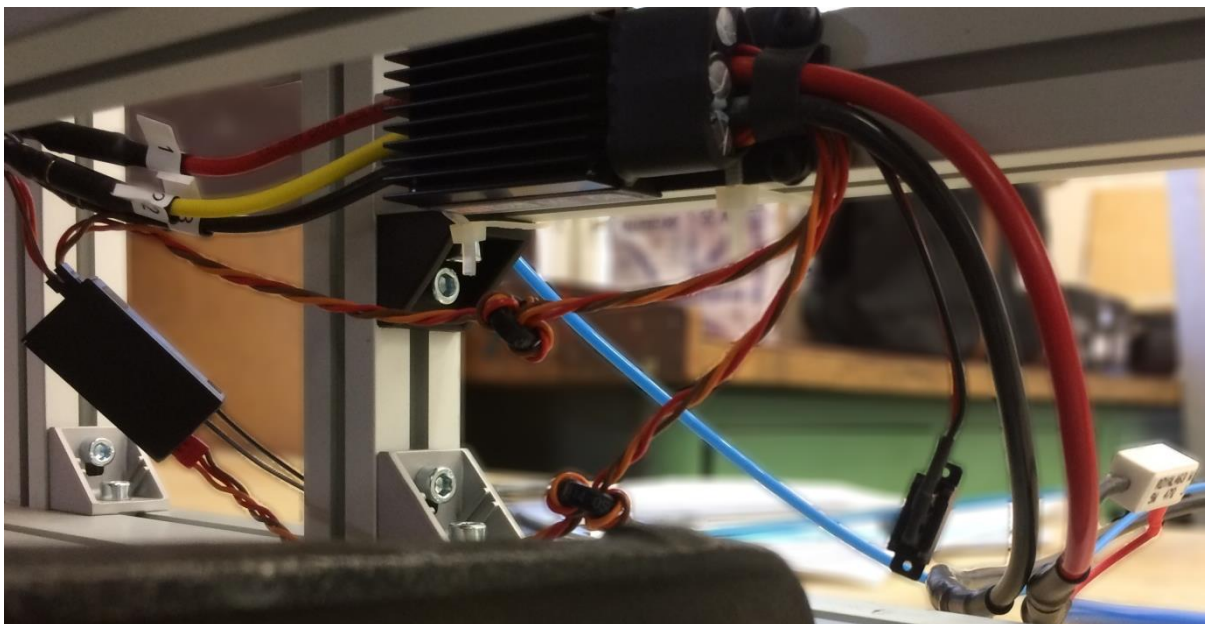
První sestava komponent, která byla připevněna na základní rám, byla sestava dmychadla.



Obr. 31 - Sestava dmychadla včetně příruby připevněná k základnímu rámu

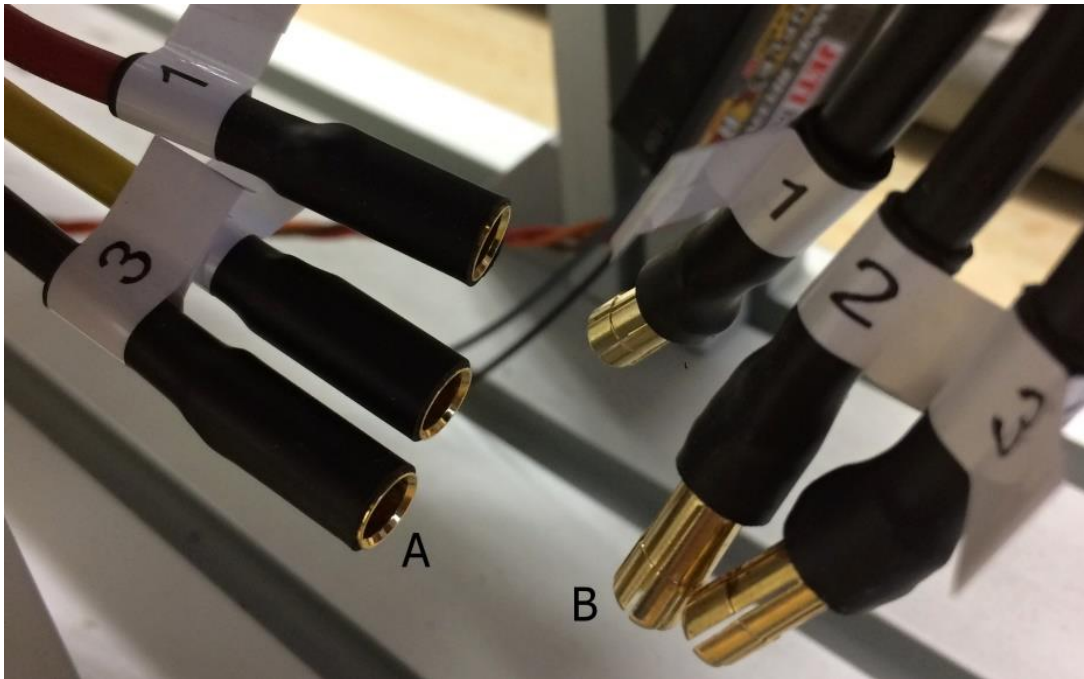
Nejprve byly do základního rámu do předem vysoustružených závitů přišroubovány ocelové patky pomocí šroubů M6. Na tyto patky se poté pomocí čtyř šroubů M3 připevnil stator dmychadla (v ocelových úchytech jsou vyrobeny díry se závitem). Do vnitřní desky statoru byl nejprve pomocí dvou šroubů uchycen motor, na jehož hřídel byl z druhé strany desky statoru upevněn rotor za pomoci šroubu a sklíčidla. Bylo třeba zajistit vůli mezi deskou statoru, jímž prochází hřídel motoru, aby nedocházelo k odírání zadní části rotoru. Dalším krokem bylo upevnění chladícího kroužku. Tento byl nalepen pomocí silikonu pro lepší přenos tepla na motor. Poslední komponentou, kterou lze označovat jako součást této sestavy, byla příruba pro upevnění vstupního kanálu. Nejprve bylo nutno zbrousit vnitřní průměr příruby brusným papírem, aby bylo dosaženo optimálního rozměru pro nasunutí mírným tlakem přes vnější povrch statoru a nebyl tak vyvozen příliš velký tlak - mohlo by totiž dojít k roztržení příruby, anebo spíše ke zmenšení vůle mezi lopatkami rotoru a vnitřním průměrem statoru až na nulový rozměr, což by mohlo vést k destrukci rotoru dmychadla. Kyanoakrylátovým neboli vteřinovým lepidlem, které bylo nanášeno po obvodu mezery mezi statorem a přírubou, bylo díky vzlínivosti dosaženo těsného spojení. Před zalepením bylo ještě nutné zkontrolovat polohu děr vůči dířům příruby vstupního kanálu.

Jak je patrné z obr. 31, v této fázi stavby zařízení jsou již kabely od motoru připájeny ke kabelům vedoucím k regulátoru, regulátor je na základní rám připevněn stahovacími páskami (obr. 32). Spojení kabelů od motoru a prodlužovacích kabelů bylo vytvořeno měkkou cínovou pájkou a následně bylo zaizolováno smršťovací bužírkou. Veškeré následující pájení bylo provedeno stejným způsobem.



Obr. 32 - Pohled na regulátor, přijímač a pospojování kabeláže

Aby bylo možné zajistit případnou demontáž motoru nebo odejmutí výstupního kanálu, bylo navrženo spojení prodlužovacích kabelů vedoucích od motoru a kabelů regulátoru pomocí propojovacích konektorů. Z obr. 33 je patrná jejich funkce. Na prodlužovací kabely byly napájeny konektory označené písmenem B, konektory označené písmenem A byly napájeny na kabely regulátoru, tyto do sebe pasují. Správné propojení příslušných fází bylo ještě označeno nalepovacími štítky s čísly. Kabeláž vedoucí od regulátoru k napájení a funkce regulátoru jsou komentovány v podkapitole 4.6.



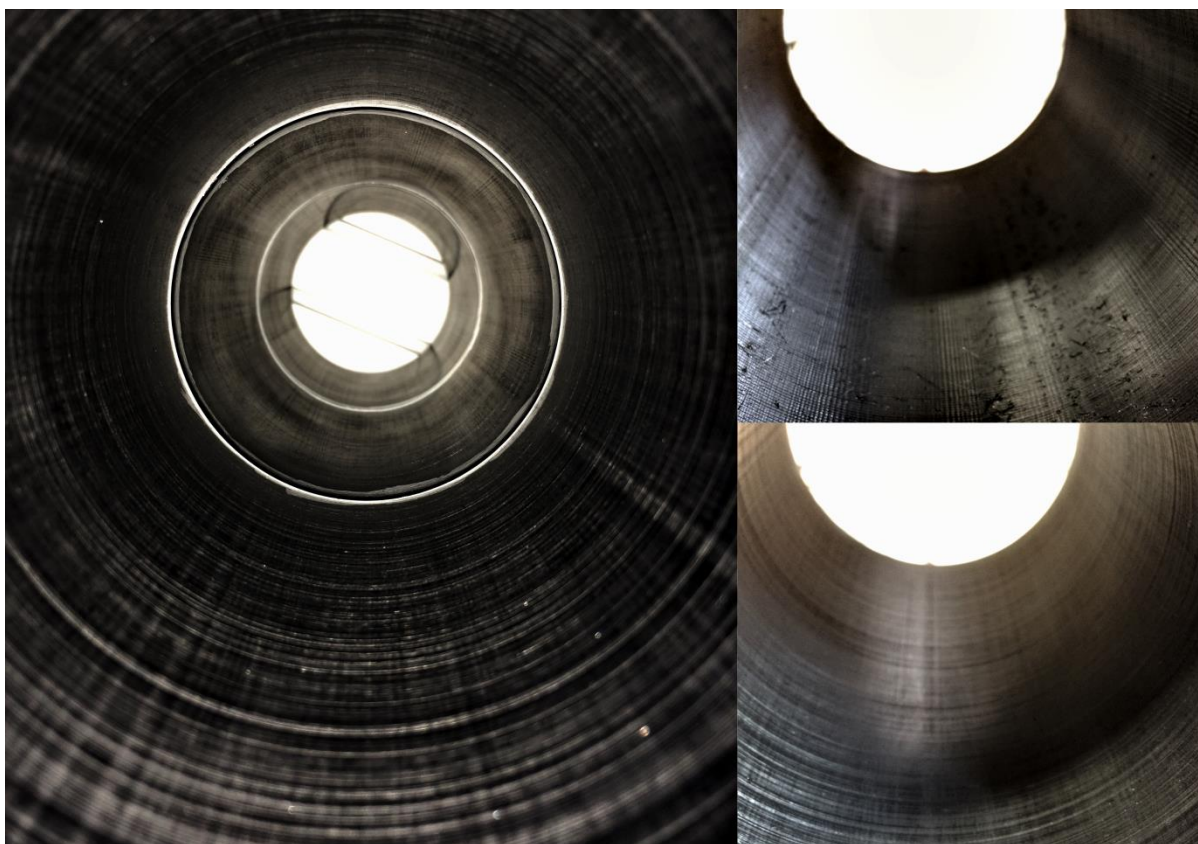
Obr. 33 - Detail rozpojených konektorů kabelů vedoucích od motoru k regulátoru

4.3 VSTUPNÍ KANÁL

Jednotlivé díly sestavy vstupního kanálu byly vytištěny dle konstrukčního návrhu na 3D tiskárně.

pozn.: V době tisku vstupního kanálu, však ještě nebyly jasně dané polohy rozmístění odběrů tlaků, a tak byly díly vytištěny jako plné, bez otvorů pro odběry. Tyto díry musely tedy být po pečlivém rozměření dodatečně vyvrtány.

Po vytištění dílů vstupního kanálu se ukázalo, že vnitřní povrch dílů potrubí bude muset být broušen. Tiskárna totiž není schopna vytvořit aerodynamicky vhodnou hladkou plochu. Broušení probíhalo ručně brusným papírem tzv. „pod vodou“. Díly byly vždy broušeny nejprve hrubým brusným papírem (o hrubosti 100), poté středně hrubým (240) a následně jemnými (600 a 1000). Následovalo vymytí vnitřní plochy a vysušení. Broušení jednoho dílu zabralo přibližně 30 minut, po této době byl vnitřní povrch dostatečně hladký - aerodynamicky optimální. V pravé části obr. 34 na další straně je vidět rozdíl mezi plochou před a po broušení.



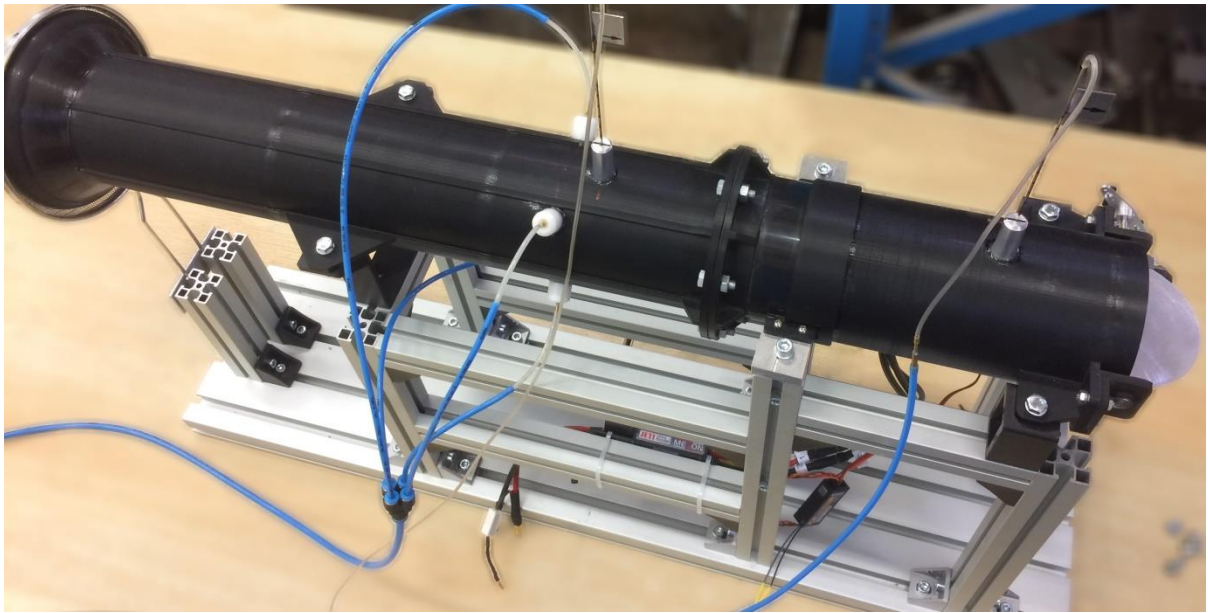
Obr. 34 - Rozdíl povrchu před a po broušení + vstupní kanál po operaci broušení a lepení

U vstupní části potrubí bylo ještě po broušení vyzkoušeno působení acetonu. Pomocí štětce byl aceton rovnoměrně nanesen na celou obtékanou plochu, kdy mělo být (po vysušení) zajištěno ještě hladšího povrchu než po broušení. Tento předpoklad se však nepotvrdil. Aceton naleptal plochu příliš - získán byl povrch hrubší, než jaký byl původně. Proto bylo opakováno broušení, tentokráte už jen pouze jemnými brusnými papíry, kdy bylo docíleno opět optimální hladkosti.

Následujícím úkolem bylo spojit již zbrúšené díly v jeden celek - vstupní kanál. Navrženo bylo spojení lepením pomocí rozpouštědla - acetonu. Dva příslušné díly se vždy sesadily na sebe do správné polohy, tyto bylo potřeba zatížit, aby nedošlo k vychýlení z požadované polohy. Aceton byl nanesen pomocí štětce kolem celého obvodu spáry (jak na vnější stranu tak na vnitřní), vlivem vzliňavosti došlo k rozprostření acetonu v celé spojované ploše a během několika málo sekund vzniklo pevné spojení. Tímto způsobem byly spojeny i zbylé části. Po vytvrzení bylo ještě nutné přebrousit vnitřní povrch vstupního kanálu v místech, kde došlo ke spojení z důvodu naleptání acetonem. Výsledek je vidět na obr. 34 a 35.

V poznámce na začátku této podkapitoly byl zmíněn fakt, že díry pro odběry tlaků musely být vyhotoveny dodatečně. Díry bylo třeba pečlivě rozměřit, aby byla docílena poloha odběrů v jedné rovině. Vrtány byly na stolní vrtačce, díra pro odběr celkového tlaku vrtákem o průměru 2,5 mm, díry pro odběry statického tlaku vrtákem o průměru 1,5 mm. Jelikož vlivem vrtání vznikl u děr na vnitřní ploše

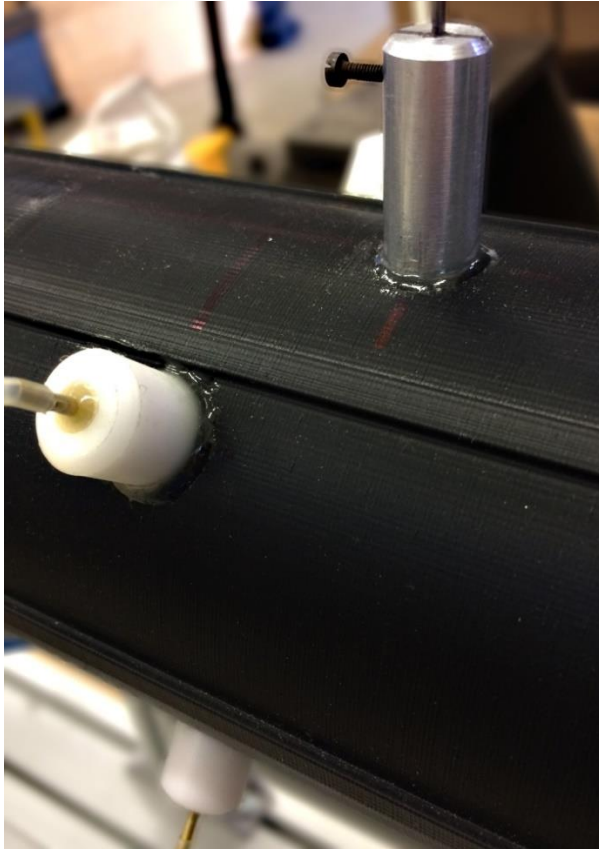
potrubí otřep, bylo potřeba ještě tato místa přebrousit hladkým brusným papírem (600, 1000)



Obr. 35 - Nezapojená sestava měřícího zařízení bez ochranných krytů

Odběry tlaků byly taktéž jako předchozí prvky vyrobeny přesně podle konstrukčního návrhu. Odběr tlaku celkového je zajištěn trubičkou, která je ohnuta do proudu. Nerezová trubička byla zkrácena na požadovaný rozměr na brusce. Následovalo ohnutí konce trubičky na příslušný rozměr, tak aby byly odběry v jedné rovině. Trubička se následně nasunula do vysoustruženého ocelového válečku, pojištěna proti vypadnutí byla utažením stavicího šroubu. Spodní podstava válečku musela být ještě před nasunutím trubičky upravena - pilníkem byl vytvořen výbrus, tak, aby mohl váleček dolehnout na vnější povrch potrubí. Poté byla trubička s nasazeným válečkem vsunuta vyvrtanou dírou dovnitř do potrubí. Na spodní podstavu bylo po očištění a odmaštění nanесeno epoxidové lepidlo, ovšem pouze omezené množství tak, aby nedošlo k zalepení trubičky ve vedení válečku. Po přitlačení válečku a po vytvrzení vznikl pevný a těsný spoj. Protože je nutné, aby sonda směřovala přímo proti proudu vzduchu, bylo třeba připevnit směrový ukazatel, tento byl přilepen pomocí již zmíněného modelářského vteřinového lepidla. Odběry statického tlaku jsou poněkud jednodušší. Spodní podstava válečku vysoustruženého z POM byla upravena stejně jako podstava válečku ocelového pro odběr celkového tlaku. Do průchozí díry válečku byla zasunuta měděná trubička o délce cca 20 mm. Takto vsunutá trubička byla zalepena pomocí epoxidového lepidla. Po ztuhnutí bylo lepidlo nanесeno také na spodní podstavu a váleček byl přitlačen k potrubí. Tuhnutí epoxidového lepidla je však pomalý proces, lepené spojení je soudržné až po určité době a jelikož jsou odběry tlaků kolem celého potrubí, bylo potřeba zajistit jejich uchycení při lepení k povrchu. Tohoto bylo zajištěno pomocí drátu, který byl prostrčen skrz odběr dovnitř

do kanálu, následně byl na obou stranách ohnut - bylo dosaženo připevnění lepeného odběru a zároveň vystředění do osy vyvrtané díry. Po vytvrzení byl drát vyjmut a vznikl opět pevný a těsný spoj. Stejně tak byly vytvořeny i zbylé tři sondy. Princip lepených spojů odběrů statického tlaku a odběru tlaku celkového je zřejmý z následujícího obrázku.



Obr. 36 - Odběry statického tlaku a odběr tlaku celkového (vstupní kanál)

Dalším krokem bylo upevnit sestavené vstupní ústrojí k základnímu rámu. Skutečné provedení připevnění vstupního kanálu na základní rám je totožné s navrženým modelem (obr. 22). Skutečnost je pak částečně vidět na obr. 35. Šrouby přírubového spojení je nutno utahovat postupně, aby bylo dosaženo správného dolehnutí spojovaných ploch a byla tak zabezpečena těsnost. Přední úchyt byl dotažen až po dotažení přírub k zamezení vzniku prnutí v potrubí.

Poslední částí, která je nepostradatelnou pro funkčnost měřícího zařízení, jsou gumové hadičky vedoucí k mikromanometrům. Hadička menšího průměru byla nasazena na trubičku sondy celkového tlaku, hadičky o větším průměru byly nasazeny na odběry tlaku statického. Hadičky od odběrů statického tlaku jsou vedeny do jedné speciální spojky značky FESTO, která umožňuje redukci ze čtyř vstupních hadiček na jednu výstupní. Poněvadž jsou vstupy pro hadičky u mikromanometrů většího průměru, bylo třeba se z malého průměru dostat na tento větší průměr. Toho bylo dosaženo za pomoci fitinků FESTO, některých speciálních měděných spojek a dalších hadiček větších průměrů. Průměry hadiček

byly dle vlastností spojek odstupňovány až k největšímu průměru, jímž byl právě průměr vstupního nátrubku mikromanometru. Propojení hadiček od odběrů k měřidlům je zobrazeno v kapitole 5.

4.4 VÝSTUPNÍ KANÁL

Díly výstupního ústrojí byly dle návrhu taktéž vytištěny na 3D tiskárně. Celkem jde o tři hlavní díly a tři vedlejší. Tato podkapitola se zabývá objímkou, samotným výstupním potrubím, prodlužujícím kroužkem a podpěrami pro upevnění k rámu. Ostatní díly jsou řešeny v podkapitole následující.

U vytištěných dílů sestavy výstupního kanálu musel být řešen stejný problém s hladkostí povrchu jako u dílů kanálu vstupního. Problém byl řešen totožně - broušením obtékaných ploch pomocí brusného papíru „pod vodou“. Broušení probíhalo stejným stylem jako u vstupního ústrojí. Spoj objímky a potrubí je zajištěn nasunutím s přesahem a následným zalepením. Spoj objímky a statoru dmyhadla je zajištěn nasunutím s přesahem - tato spojení s přesahem byla upravena na požadovanou hodnotu také pomocí broušení. Tři hlavní části byly po vymytí a vysušení lepeny acetonem dohromady a to stejným způsobem jako díly kanálu vstupního. Díly byly vsazeny do sebe - objímka a potrubí nebo k sobě přitlačeny - potrubí a kroužek. Rozpouštědlo bylo štětcem nanášeno jak na vnitřní, tak na vnější spáru - díky vztlínání byl vytvořen dokonalý spoj. Poté byly spáry z vnitřní strany potrubí přebroušeny jemným brusným papírem.

Následoval totožný krok jako u ústrojí vstupního - pečlivé naměření a vyvrtání díry, tentokrát pouze pro odběr celkového tlaku. Vyhotovení díry a připevnění sondy probíhalo zcela stejným způsobem jako u vstupního kanálu. Odběr tlaku na výstupu včetně ukazatele směru a nasazené hadičky je totožný jako odběr na vstupu. Jak již bylo v konstrukci vysvětleno, tyto dva se liší pouze funkcí - odběr na výstupu měří pouze absolutní tlak, kdežto odběr na vstupu měří ještě za pomoci odběrů statického tlaku rychlost. Od toho se odvíjí následné zapojení hadiček, které je od zapojení hadiček vstupního odběru mírně rozdílné.

Pro průchod kabeláže od elektromotoru musela být již vytištěná díra rozšířena a to z důvodu navržené chybné průměru. Rozšířit se jí podařilo za použití vrtáku velkého průměru a nože. Při rozšiřování však došlo v důsledku křehkosti materiálu k porušení okolí průchodu. Porušená místa musela být zatmelena modelářským tmelem. Po vytvrzení tmelu byly rozpojené prodlužovací kabely od motoru jeden po druhém prostrčeny skrz stěnu kanálu. Ustavení výstupního ústrojí do požadované polohy probíhalo postupným prostrkáváním kabelů a současným nasouváním přední části na stator dmyhadla až na doraz. Kabely byly uzpůsobeny do požadovaného tvaru a polohy. Následně byly podle štítkového označení spojeny s kabely od regulátoru. Zadní upevnění je zajištěno pomocí dvou podpěr, šroubů

a matic. Spojení odpovídá 3D modelu, který byl již vysvětlen v kapitole 3. Po připevnění výstupního ústrojí na obou stranách bylo možné zatěsnit vzniklé mezery v průchodu kabeláže skrz stěnu potrubí. Zatěsnění bylo provedeno pomocí univerzálního neutrálního silikonového tmelu, který je těsný, pružný a v případě potřeby jednoduše odstranitelný.

Celé výstupní ústrojí je zobrazené na obr. 35.

4.5 ŠKRTICÍ KLAPKA

Navržená konstrukce škrtecí klapky odpovídá skutečnému provedení (obr. 37).



Obr. 37 - Detail mechanismu škrtecí klapky

Sestavení mechanismu škrtecí klapky probíhalo následujícím postupem. Nejprve bylo třeba pojistit ložisko proti vysunutí a protočení v jeho uložení - proto byly vnější kroužky obou ložisek zalepeny epoxidovým lepidlem do úchytů dle návrhu. Při tomto úkonu bylo třeba zabezpečit, aby se lepidlo nedostalo do pohybové části ložiska, neboť pokud by se lepidlo do této části dostalo, bylo by ložisko nepoužitelné. Po vytvrzení lepidla byly úchyty s ložisky mírným tlakem nasunuty ze stran na hřídel. V drážce na hřídeli byla již přišroubována škrtecí klapka. Tato část sestavy byla pomocí šroubů a matic připevněna k úchytům výstupního kanálu. Před dotažením bylo potřeba upravit vůli mezi klapkou a kroužkem výstupu tak, aby vůle byla po celém obvodu konstantní. Dalším krokem bylo připevnění ocelové páky na hřídel pomocí stavicího šroubu. Poté byl upevněn servomotor, na jehož čep byla přišroubována plastová páka. Posledním krokem stavby měřícího přípravku jako

takového bylo spojení ocelové a plastové páky pomocí dvou táhel s kloubovými čepy a možností měnitelné délky. Následně byla ručně vyzkoušena funkčnost mechanismu.

Servomotor je stejně tak jako elektromotor zapojen do přijímače vysílačky. Pro správnou funkci škrticí klapky bylo nutné servomotor seřídit. Seřízení bylo nutné provést tak, aby při krajní nulové poloze ovládacího čudlíku na vysílače byla klapka vodorovně, příčinou je požadavek maximálního využití rozsahu natočení servomotoru, což zajistí to, že pokud je ovládací čudlík otočen na maximální možnou hodnotu (co nejvíc vpravo), klapka je v poloze svislé. Při prvním spuštění bylo zjištěno, že servomotor pracuje s krokem 3° .

4.6 NAPÁJENÍ

Měřicí přípravek je vybaven elektrickými zařízeními, která je třeba napájet elektrickou energií. Těmito zařízeními jsou elektromotor pro pohon dmychadla a servomotor pro pohon mechanismu klapky. Hlavními dvěma možnostmi jak těmito zařízeními dodávat energii jsou: napájení přímo ze sítě a napájení pomocí baterií. Z důvodu snazšího a technicky méně složitějšího provedení byla vybrána druhá alternativa.

Napájení je zajišťováno třemi trakčními bateriemi značky VARTA - typ LFD230. Hlavní parametry baterií: kapacita 230 Ah a napětí 12 V, hlavní výhody: dlouhá životnost a minimální samovybíjení. Jak je patrné z obr. 38 na další straně, baterie jsou zapojeny v sérii. Kabely pro spojení baterií do série jsou na konci vždy opatřeny svorkou pro upevnění ke kontaktům. Přívod elektrické energie z baterií k regulátoru zajišťují kabely, jejichž konce jsou opatřeny připájenými propojovacími konektory. Na „mínusu“ je konektor typu B, na „plusu“ konektor A (označení dle obr. 33). Jejich protikusy jsou připájeny ke kabelům vedoucím od regulátoru. Propojení „plusu“ je ještě opatřeno malým rezistorem. Díky rezistoru dojde k pomalému nabití kondenzátorů v regulátoru a dochází ke zmírnění napěťových „šoků“. Kabely rezistoru jsou na obou stranách připájeny k příslušným kabelům, jeden vede od regulátoru, druhý od baterií. Propojení je opět zajištěno pomocí propojovacích konektorů. Princip propojení je patrný z obrázku. Postup zapojení je popsán v kapitole 5. Dodávané hodnoty proudu a napětí jsou uvedeny v tabulkách naměřených hodnot v kapitole 6 a v příloze.

V předchozím textu byl již několikrát zmíněn regulátor. Jeho funkcí je regulování proudu a napětí, který potřebuje elektromotor ke své práci, dále je pak skrze něj napájen přijímač vysílačky a servomotor (obr. 32 kapitola 4.2).

Další elektrickou součástí, která je použita pro měřicí přípravek, je přijímač vysílačky. Do tohoto šesti kanálového přijímače značky JETI model (DUPLEX 2,4GHz) je zapojen servomotor i elektromotor (přes regulátor). Funkcí je přijímání signálů

vysílačky, která udává vstupní parametry. Vstupními parametry jsou otáčky dmychadla a natočení klapky. Vysílačkou je vlastně ovladač (JETI model, dc - 16, DUPLEX 2,4ex) pro modely malých letadel.



Obr. 38 - Pohled na zapojení baterií a měřícího přípravku

4.7 MĚŘIDLA

V předchozím textu byla zmíněna hlavní měřidla, jimiž jsou tři mikromanometry se sklopným ramenem. Jde o nádobkové manometry, jejichž trubici je možno sklápět v rozsahu 0-90°. Sklápěním trubice (zmenšováním úhlu) dochází ke zvyšování citlivosti měření, snižuje se však měřicí rozsah. Nádobkový manometr je velice výhodný z hlediska přesnosti (přesnost až 0,2 mm vodního sloupce), avšak za cenu nevýhody, kterou je velice pomalé nabíhání na ustálenou hodnotu, což je částečně také způsobeno propojovacími hadičkami vedoucími od měřícího standu. Zapojené manometry jsou vidět na obr. 39 v další kapitole.

Dalšími použitými měřidly jsou digitální teploměr a rtuťový barometr. Teploměr pro měření teploty okolního nasávaného vzduchu, barometr pro určení atmosférického tlaku. Tyto hodnoty byly následně použity pro výpočet hustoty nasávaného vzduchu.

5 POPIS METODIKY MĚŘENÍ

Na následujícím obrázku je zobrazeno celé měřící zařízení (včetně napájecích baterií a měřidel) připravené pro měření. Schéma je pak na obr. 40.



Obr. 39 - Pohled na sestavu měřícího přípravku tak jak je připravena k měření

Popis metodiky měření je popsán následujícími body.

- 1) uchycení základního rámu měřícího standu k pracovnímu stolu pomocí svěrky, tak aby rovina rotoru dmychadla byla z důvodu bezpečnosti obsluhy mimo prostor, ve kterém dochází k odečítání hodnot z manometrů

pozn. 1: Při první zkoušce funkce dmychadla, nebyl ještě rám připevněn ke stolu a během rotace rotoru díky vyvozenému tahu tak docházelo k posuvu celého standu vpřed.

- 2) kontrola pospojování hadiček vedoucích k mikromanometrům
- 3) nastavení mikromanometrů do vodorovné polohy
- 4) sklopení ramen mikromanometrů na příslušný úhel/poměr

pozn. 2: Sklopení ramene u mikromanometru č. 3 je třeba během měření měnit.

- 5) doplnění destilované vody do nádobek manometrů; po ustálení zaznamenání výšky poloh vodních sloupců za klidu; totéž bylo provedeno na konci měření
- 6) odečtení hodnot teploty a atmosférického tlaku; toto bylo provedeno jak na začátku, tak na konci měření - byly vypočteny průměrné hodnoty
- 7) vyznačení poloh měření na trubičkách sond celkového tlaku
- 8) nastavení odběrů celkového tlaku do příslušné polohy (aretace polohy šroubem) a kontrola nasměrování do proudu
- 9) použití ochranných brýlí a sluchátek proti hluku pro ochranu obsluhy
- 10) zapnutí vysílačky, její kalibrace
- 11) zapojení napájecích kabelů na kabely regulátoru; nejprve je zapojen „mínus“ (černý kabel), poté rezistor a na konec „plus“ (modrý kabel) - rozpojení je v totožném sledu

pozn. 3: Napájecí baterie jsou propojeny, stejně tak jsou zapojeny kabely elektromotoru a regulátoru, servomotor je propojen s přijímačem vysílačky, tento je připojen k regulátoru; tato zapojení byla již provedena při stavbě přípravku.

- 12) nastavení polohy spínače elektrických zařízení přípravku na „on“ (= zapnuto)
- 13) nastavení úhlu škrticí klapky; při měření označeném jako nulté je klapka vodorovně (0°), poté se při dalším následujícím měření úhel navyšuje a to s krokem 3°
- 14) „najetí“, pomocí páčky ovladače, na příslušné otáčky dmyhadla; 20500 min⁻¹
- 15) vyčkání na ustálení vodních sloupců v trubicích mikromanometrů
- 16) odečtení hodnot ze stupnic; levý manometr měří absolutní tlak na vstupu, prostřední je pro měření rychlosti proudu vzduchu pomocí Pitotovy sondy, pravý mikromanometr slouží ke změření absolutního tlaku na výstupu
- 17) snížení otáček rotoru dmyhadla na nulu
- 18) návrat k bodu 8) - postup se opakuje, vyjma bodů 10), 11), 12) a 13), až do chvíle než je pomocí změny poloh sond celkových tlaků proměřené celé proudové pole
- 19) změna nastavení úhlu škrticí klapky; měření označené jako první 3°, druhé 6° atd.
- 20) návrat k bodu 18)

pozn. 4: Během měření je třeba sledovat teplotu regulátoru a motoru, aby nedošlo ke „spálení“.

Tento postup platí, pokud je měřeno celé proudové pole, tzn. polohy sond celkových tlaků jsou během měření měněny. Zmíněný postup měření, označen jako postup 1, je však velice časově náročný a proto bylo přistoupeno k poněkud rychlejšímu řešení,

postup 2, který je založen na postupu 1. Postup 2 umožňuje nastavit sondy do jedné jediné příslušné polohy a během jednoho sepnutí dmychadla a „njetí“ na dané otáčky lze proměřit celou jednu rychlostní křivku. Jediným parametrem, který je v tuto chvíli měněn, je natočení klapky. Metodika postupu 2 se od metodiky postupu 1 příliš neliší.

1) - 12) totožné jako u postupu 1

13) nastavení úhlu škrticí klapky do výchozí vodorovné polohy - úhel 0°

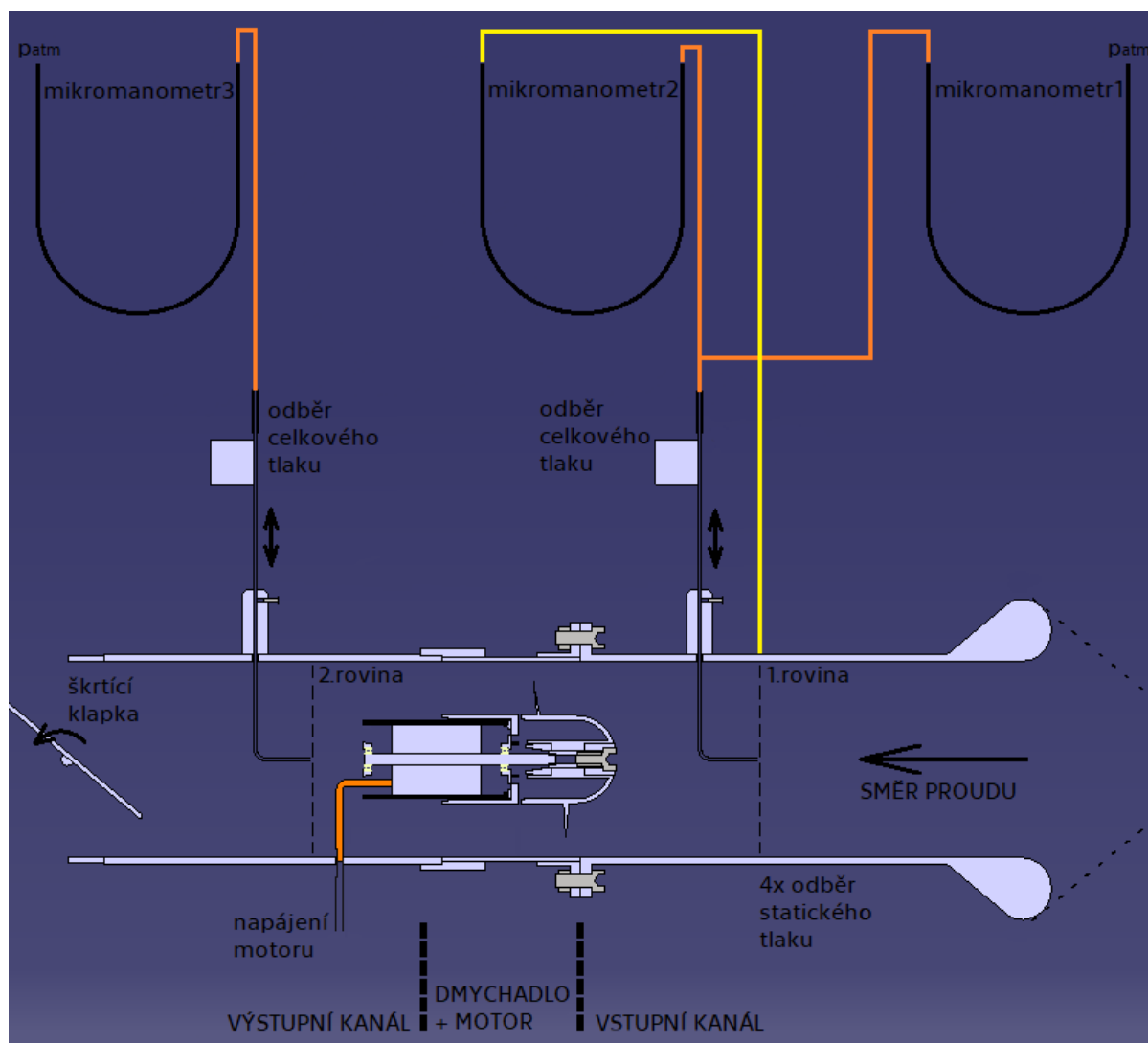
14) „njetí“, pomocí páčky ovladače, na příslušné otáčky dmychadla; při měření první křivky 20500 min^{-1} , druhé 25800 min^{-1} a při měření křivky třetí 30000 min^{-1}

15) - 16) totožné postupu 1

17) navýšení úhlu natočení klapky o 3°

18) návrat k bodu 15) - postup se opakuje až do dosažení pumpáže - úhel 48°

19) snížení otáček rotoru na nulu



Obr. 40 - Schématické zobrazení měřícího přípravku - CATIA

6 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIKY DMYCHADLA

Speciální měřicí přípravek navržený v této práci je schopný za konstantních otáček rotoru dmyhadla proměřit jeho charakteristiku pomocí škrticí klapky ve výstupu. Obecný princip měření charakteristik dmyhadla a jevy, které jsou s tímto měřením související, jsou popsány v teoretické části této práce.

Vstupní veličiny:

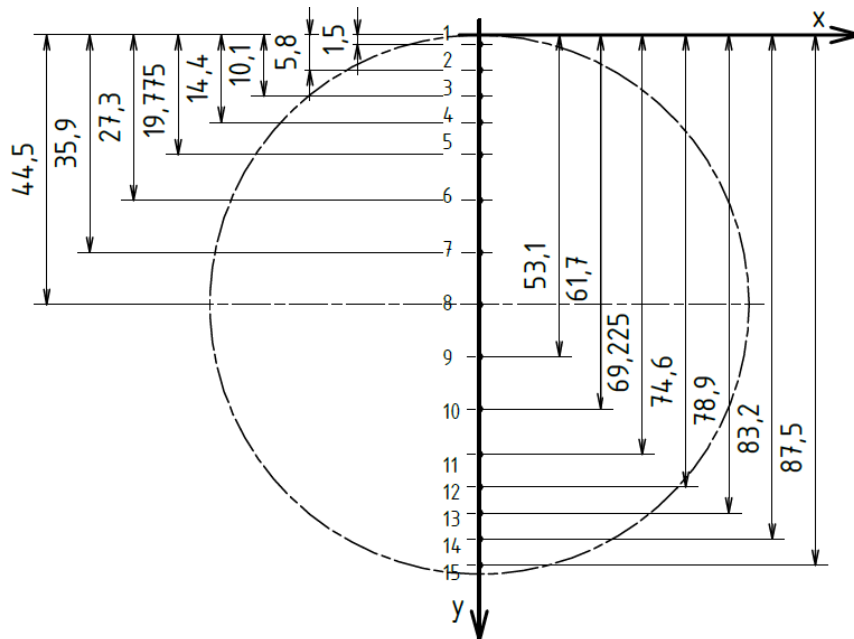
- otáčky rotoru dmyhadla N
- úhel natočení škrticí klapky ε

Měřené veličiny:

- rozdíl tlaku atmosférického a absolutního tlaku na vstupu Δp_1 (podtlak)
- rozdíl tlaku celkového a statického Δp_2 (přetlak) - Pitot
- rozdíl tlaku atmosférického a absolutního tlaku na výstupu Δp_3 (přetlak)

6.1 POSTUP 1

Při tomto postupu je díky měnitelným polohám sond celkových tlaků proměřeno celé proudové pole. Lze tedy získat informace o tlaku a rychlosti na vstupu a tlaku na výstupu v celém průřezu potrubí. Tento postup byl použit, neboť bylo třeba zjistit, jak se proud vzduchu uvnitř potrubí chová a v návaznosti na to určit koeficienty, které byly použity pro přepočty při postupu 2. Naměřená rychlostní křivka je výchozím bodem celého měření, sloužící pro porovnání a ověření správnosti výpočtu koeficientů.



Obr. 41 - Polohy měření sond celkových tlaků - Inventor

Tab. 2 - Naměřené hodnoty při 0. měření s vodorovnou polohou škrticí klapky - postup 1 (1. den měření)

natočení $\varepsilon = 0^\circ, j = 0$ otáčky $N = 20500 \text{ min}^{-1}$				M č. 1	M č. 2	M č. 3
Body měření i [-]	Poloha bodů [mm]	I [A]	U [V]	h_{1ij} [mm]	h_{2ij} [mm]	h_{3ij} [mm]
1	1,5	7	37,5	184,5	99,0	233,0
2	5,8	7	37,2	87,0	206,0	357,0
3	10,1	7	37,0	51,5	239,0	397,0
4	14,4	7	37,0	49,5	242,0	407,5
5	19,775	6	36,9	47,5	247,0	403,0
6	27,3	6	37,0	38,0	250,0	-
7	35,9	6	36,9	33,0	255,5	-
8	44,5	6	36,9	34,5	254,0	-
9	53,1	6	36,9	43,0	250,5	-
10	61,7	7	36,9	46,0	245,0	-
11	69,225	7	37,0	48,0	243,5	-
12	74,6	6	37,0	44,0	249,5	-
13	78,9	6	37,0	40,0	247,0	-
14	83,2	6	36,9	83,0	210,0	-
15	87,5	6	36,8	147,0	140,0	-

pozn. 1: Jak je vidět sloupec s naměřenými hodnotami h_3 není kompletní. U bodů 6 - 15 vzniká úplav - důvodem je umístění sondy za motorem a jeho kabeláží, v těchto bodech je proud tzv. „rozbitý“ - naměřené hodnoty v bodech 6 - 15 by tedy dosti výrazně změnilly výsledné křivky, proto nejsou zahrnuty do výpočtů.

pozn. 2: Body 11 - 15 by bývalo bylo možné změřit při lepší konstrukci, při které by byla sonda ve vodorovné poloze (odběr by musel být upevněn z boku). Bylo by docíleno proměření celého prstence proudu za dmychadlem - došlo by k zpřesnění měření. Tento problém, který je způsoben nešťastným konstrukčním řešením, by bylo vhodné při další práci na tomto měřícím přípravku odstranit.

Poloha výšky vodních sloupců v trubicích mikromanometrů za klidu (atm. tlak) byla během prvního měřícího dne konstantní:

mikromanometr č. 1 - sklopení 1:4 $H_1 = 28 \text{ mm}$

mikromanometr č. 2 - sklopení 1:4 $H_2 = 5,5 \text{ mm}$

mikromanometr č. 3 - sklopení 1:2 i 1:4 $H_3 = 2 \text{ mm}$

Druhý den se změnila pouze hodnota výšky $H_2 = 4,5 \text{ mm}$

6.1.1 VÝPOČET HUSTOTY NASÁVANÉHO VZDUCHU

Vzhledem k tomu, že rychlostní křivka měřená postupem 1, byla kvůli zdlouhavosti měření měřena během dvou dnů, bylo třeba pro oba dny změřit klimatické podmínky a z nich pak počítat dvě rozdílné hustoty vzduchu. Tyto hustoty pak byly použity ve výpočtech s příslušnými naměřenými hodnotami.

Při výpočtu uvažujeme vzduch jako ideální plyn - lze použít stavovou rovnici ideálního plynu, z které lze následujícím postupem odvodit vztah pro výpočet hustoty.

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (6.1)$$

$$p \cdot V = \frac{m}{M} \cdot R \cdot T \quad (6.2)$$

$$p \cdot V = \frac{\rho \cdot V}{M} \cdot R \cdot T \quad (6.3)$$

$$\rightarrow \rho = \frac{p \cdot M}{R \cdot T} \quad (6.4)$$

$$r = \frac{R}{M} \quad (6.5)$$

$$\rightarrow \rho = \frac{p}{r \cdot T} \quad (6.6)$$

$$r = 287,06 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tab. 3 - Stavové veličiny 1. den měření

		začátek dne	konec dne	aritmetický $\bar{\rho}$
atmosférický	[Torr]	748	747	
tlak p_{atm}	[Pa]	99724,86	99591,53	99658,20
teplota T	[°C]	26,0	26,6	
	[K]	299,15	299,75	299,45
hustota ρ	[kg·m⁻³]	1,161293	1,157419	1,159356

Tab. 4 - Stavové veličiny 2. den měření

		začátek dne	konec dne	aritmetický $\bar{\rho}$
atmosférický	[Torr]	748	747,5	
tlak p_{atm}	[Pa]	99724,86	99658,20	99691,53
teplota T	[°C]	25,9	27	
	[K]	299,05	300,15	299,60
hustota ρ	[kg·m⁻³]	1,161681	1,156650	1,159166

Tab. 5 - Tabulka s mezi-výpočty - postup 1 (1. den měření)

0°	absolutní tlak na vstupu			rychlost			absolutní tlak na výstupu		
	h_{z1ij} [mm]	Δp_{1ij} [Pa]	p_{1ij} [Pa]	h_{z2ij} [mm]	Δp_{2ij} [Pa]	c_{1ij} [m. s ⁻¹]	h_{z3ij} [mm]	Δp_{3ij} [Pa]	p_{2ij} [Pa]
1	39,1	383,69	99274,51	23,4	229,23	19,89	57,8	566,33	100224,53
2	14,8	144,65	99513,55	50,1	491,56	29,12	88,8	870,34	100528,54
3	5,9	57,61	99600,58	58,4	572,46	31,43	98,8	968,41	100626,60
4	5,4	52,71	99605,48	59,1	579,82	31,63	101,4	994,15	100652,34
5	4,9	47,81	99610,39	60,4	592,08	31,96	100,3	983,12	100641,31
6	2,5	24,52	99633,68	61,1	599,43	32,16	-	-	-
7	1,3	12,26	99645,94	62,5	612,92	32,52	-	-	-
8	1,6	15,94	99642,26	62,1	609,24	32,42	-	-	-
9	3,8	36,77	99621,42	61,3	600,66	32,19	-	-	-
10	4,5	44,13	99614,07	59,9	587,17	31,83	-	-	-
11	5,0	49,03	99609,16	59,5	583,50	31,73	-	-	-
12	4,0	39,23	99618,97	61,0	598,21	32,12	-	-	-
13	3,0	29,42	99628,78	60,4	592,08	31,96	-	-	-
14	13,8	134,84	99523,35	51,1	501,36	29,41	-	-	-
15	29,8	291,75	99366,45	33,6	329,75	23,85	-	-	-

indexem i jsou označeny polohy sond celkových tlaků ($i = 1, 2, 3, \dots, 15$)

indexem j jsou označeny natočení škrticí klapky ($j = 0, 1, 2, \dots, 13$) pro postup 1

($j = 0, 1, 2, \dots, 16$) pro postup 2

Použité poměry (úhly) sklopení ramen mikromanometrů při měření - postup 1 i 2

1:1 - převodový poměr $z_{90} = 1$

1:2 - převodový poměr $z_{30} = 2$

1:4 - převodový poměr $z_{15} = 4$

Konstanta pro přepočítání z 1 mm konvenčního vodního sloupce na Pascaly vyplývá ze vzorce:

$$p_1 - p_2 = \rho \cdot g \cdot h \quad (6.7)$$

$$\rightarrow 1 \text{ mm } H_2O = 9,80665 \text{ Pa} \rightarrow K$$

Výpočet absolutního tlaku vzduchu na vstupu:

$$h_{z_{1ij}} = \frac{h_{1ij} - H_1}{z} \quad (6.8)$$

$$\Delta p_{1ij} = h_{z_{1ij}} \cdot K \quad (6.9)$$

$$p_{1ij} = p_{atm} - \Delta p_{1ij} \quad (6.10)$$

Po dosazení:

$$p_{1ij} = p_{atm} - \left[\left(\frac{h_{1ij} - H_1}{z} \right) \cdot K \right] \quad (6.11)$$

Výpočet rychlosti proudu vzduchu na vstupu:

$$h_{z_{2ij}} = \frac{h_{2ij} - H_2}{z} \quad (6.12)$$

$$\Delta p_{2ij} = h_{z_{2ij}} \cdot K \quad (6.13)$$

Z Bernoulliho rovnice pak plyne:

$$gh_1 + \frac{p_{s1}}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = gh_2 + \frac{p_{s2}}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \quad (6.14)$$

$$p_c = p_{s1} + \rho \frac{c_1^2}{2} = p_{s2} + \rho \frac{c_2^2}{2} \quad (6.15)$$

$$\rightarrow c_{1ij} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_c - p_s)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{2ij}}{\rho}} \quad (6.16)$$

Po dosazení:

$$c_{1ij} = \sqrt{\frac{2K \cdot \left(\frac{h_{2ij} - H_2}{z} \right)}{\rho}} \quad (6.17)$$

Výpočet absolutního tlaku vzduchu na výstupu:

$$h_{z_{3ij}} = \frac{h_{3ij} - H_3}{z} \quad (6.18)$$

$$\Delta p_{3ij} = h_{z_{3ij}} \cdot K \quad (6.19)$$

$$p_{2ij} = p_{atm} + \Delta p_{3ij} \quad (6.20)$$

Po dosazení:

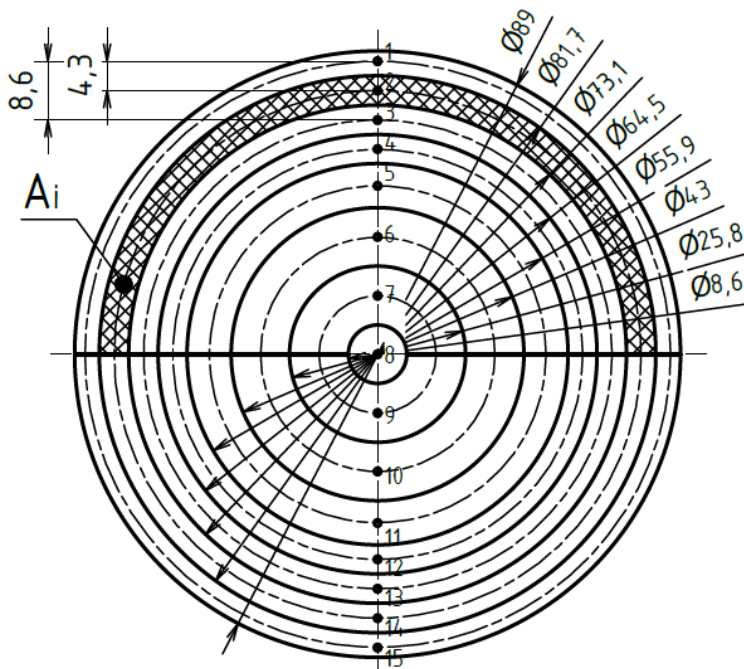
$$p_{2ij} = p_{atm} + \left[\left(\frac{h_{3ij} - H_3}{z} \right) \cdot K \right] \quad (6.21)$$

Tímto způsobem jsou spočítány všechny dílčí hodnoty absolutních tlaků a rychlostí pro natočení škrtkové klapky od 0° do 39°. Výstupem z předchozích výpočtů a naměřených hodnot je celkem 13 tabulek, každá tabulka pro jedno natočení klapky. Z každé ze 13 tabulek vyplyne jeden jediný bod, který bude

následně zanesen do charakteristiky dmychadla. Rychlostní křivka bude sestavena z celkem 13 bodů. K dosažení žádaného výstupu je třeba použít následující vzorce:

ROVINA MĚŘENÍ 1

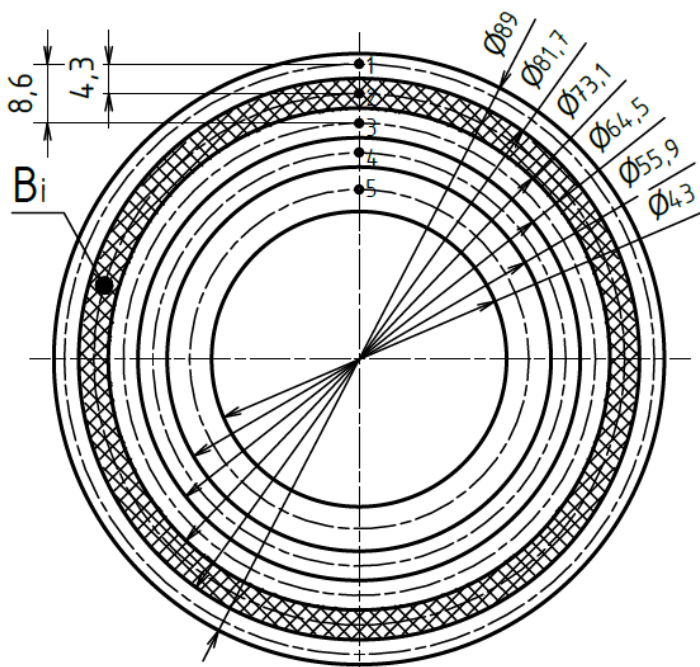
$$\bar{p}_{1j} = \left(\sum_{i=1}^n p_{1ij} \cdot c_{1ij} \cdot A_i \right) / \left(\sum_{i=1}^n c_{1ij} \cdot A_i \right) \quad (6.22)$$



Obr. 42 - Rovina měření 1, vyznačení poloh měření, vyznačení plochy A_i - Inventor

ROVINA MĚŘENÍ 2

$$\bar{p}_{2j} = \left(\sum_{i=1}^n p_{2ij} \cdot B_i \right) / \left(\sum_{i=1}^n B_i \right) \quad (6.23)$$



Obr. 43 - Rovina měření 2, vyznačení poloh měření, vyznačení plochy B_i - Inventor

průměry potrubí d_i :

$$d_1 = 89,0 \text{ mm} = 0,089 \text{ m}$$

$$d_5 = 55,9 \text{ mm} = 0,0559 \text{ m}$$

$$d_2 = 81,7 \text{ mm} = 0,0817 \text{ m}$$

$$d_6 = 43,0 \text{ mm} = 0,043 \text{ m}$$

$$d_3 = 73,1 \text{ mm} = 0,0731 \text{ m}$$

$$d_7 = 25,8 \text{ mm} = 0,0258 \text{ m}$$

$$d_4 = 64,5 \text{ mm} = 0,0645 \text{ m}$$

$$d_8 = 8,6 \text{ mm} = 0,0086 \text{ m}$$

$$A_i = \frac{\frac{\pi d_1^2}{4} \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right]}{2} \quad (6.24)$$

$$A_1 = A_{15}; A_2 = A_{14}; A_3 = A_{13}; A_4 = A_{12}; A_5 = A_{11}; A_6 = A_{10}; A_7 = A_9; A_8$$

$$B_i = \frac{\pi d_1^2}{4} \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right] \quad (6.25)$$

$$B_1; B_2; B_3; B_4; B_5$$

Výpočet celkového stlačení dmychadla:

$$\Pi_j = \frac{\overline{p_{2j}}}{p_{1j}} \quad (6.26)$$

Výpočet hmotnostního průtoku:

$$\dot{m}_j = \sum_{i=1}^n c_{1ij} \cdot A_i \cdot \rho \quad (6.27)$$

Tab. 6 - Vypočtené hodnoty celkového stlačení a hmotnostního toku

j [-]	ε [°]	$\overline{p_{1j}}$ [Pa]	$\overline{p_{2j}}$ [Pa]	Π_j [-]	\dot{m}_j [kg·s ⁻¹]
0	0	99567,60	100530,07	1,009666	0,215567
1	3	99568,81	100543,94	1,009793	0,216901
2	6	99573,01	100552,58	1,009838	0,217217
3	9	99576,73	100570,07	1,009976	0,217750
4	12	99578,10	100584,11	1,010103	0,215455
5	15	99576,41	100633,22	1,010613	0,212161
6	18	99584,36	100661,25	1,010814	0,208339
7	21	99620,96	100766,76	1,011502	0,205199
8	24	99625,01	100848,64	1,012282	0,200084
9	27	99627,13	100947,37	1,013252	0,194016
10	30	99621,65	100985,96	1,013695	0,184774
11	33	99625,03	101032,38	1,014126	0,178824
12	36	99634,33	101092,08	1,014631	0,172043
13	39	99637,44	101167,44	1,015356	0,165152

V teoretické části bylo také vysvětleno, že hodnoty je nutné korigovat na standardní podmínky, tj. tlak 101325 Pa (0 m nadmořské výšky) a 15°C.

$$p_{ref} = 101325 \text{ Pa}$$

$$T_{ref} = 288,15 \text{ K}$$

Výpočet korigovaného hmotnostního průtoku:

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{m}\sqrt{\theta}}{\delta}, \quad (6.28) [19]$$

kde

$$\theta = \frac{T}{T_{ref}} \quad (6.29) [19]$$

$$\delta = \frac{\bar{p}_1}{p_{ref}} \quad (6.30) [19]$$

Výpočet korigovaných otáček rotoru:

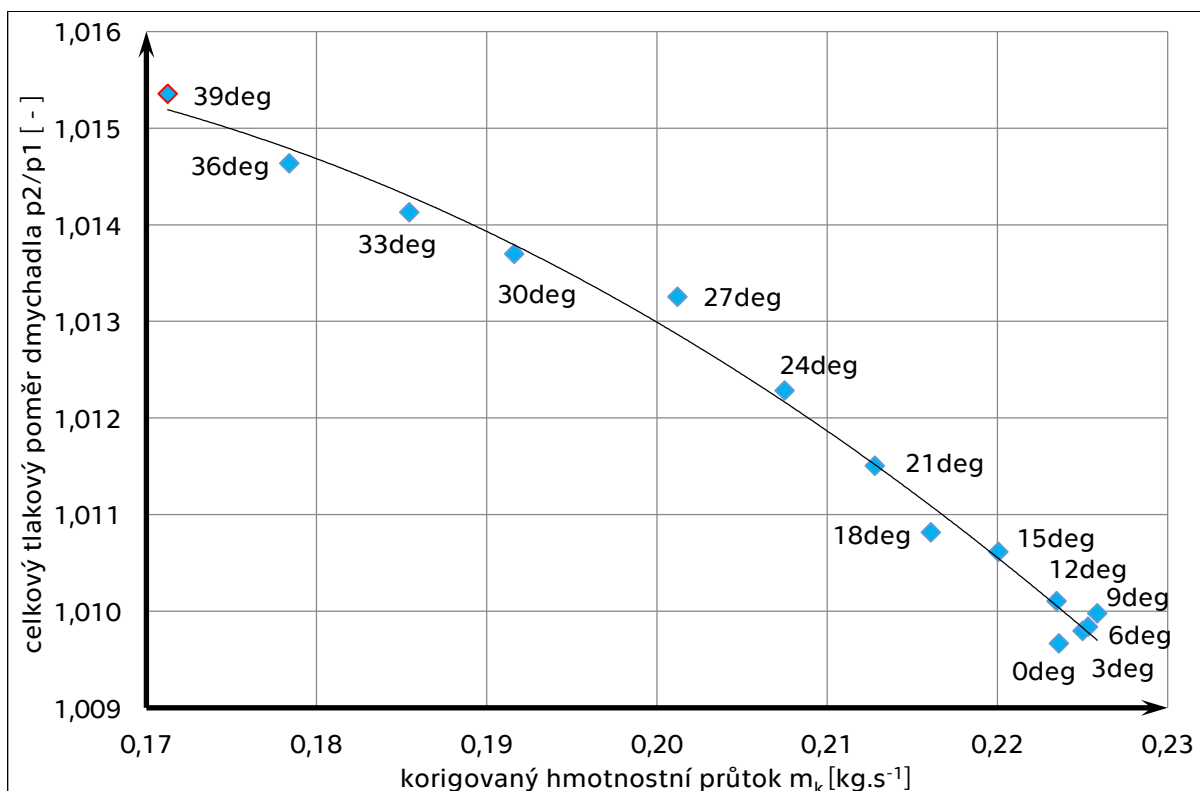
$$N_k = \frac{N}{\sqrt{\theta}} \quad (6.31) [19]$$

pozn. 3: Netřeba počítat pro stlačení, neboť jde o bezrozměrnou veličinu.

Tab. 7 - Výsledná tabulka vypočtených hodnot - postup 1

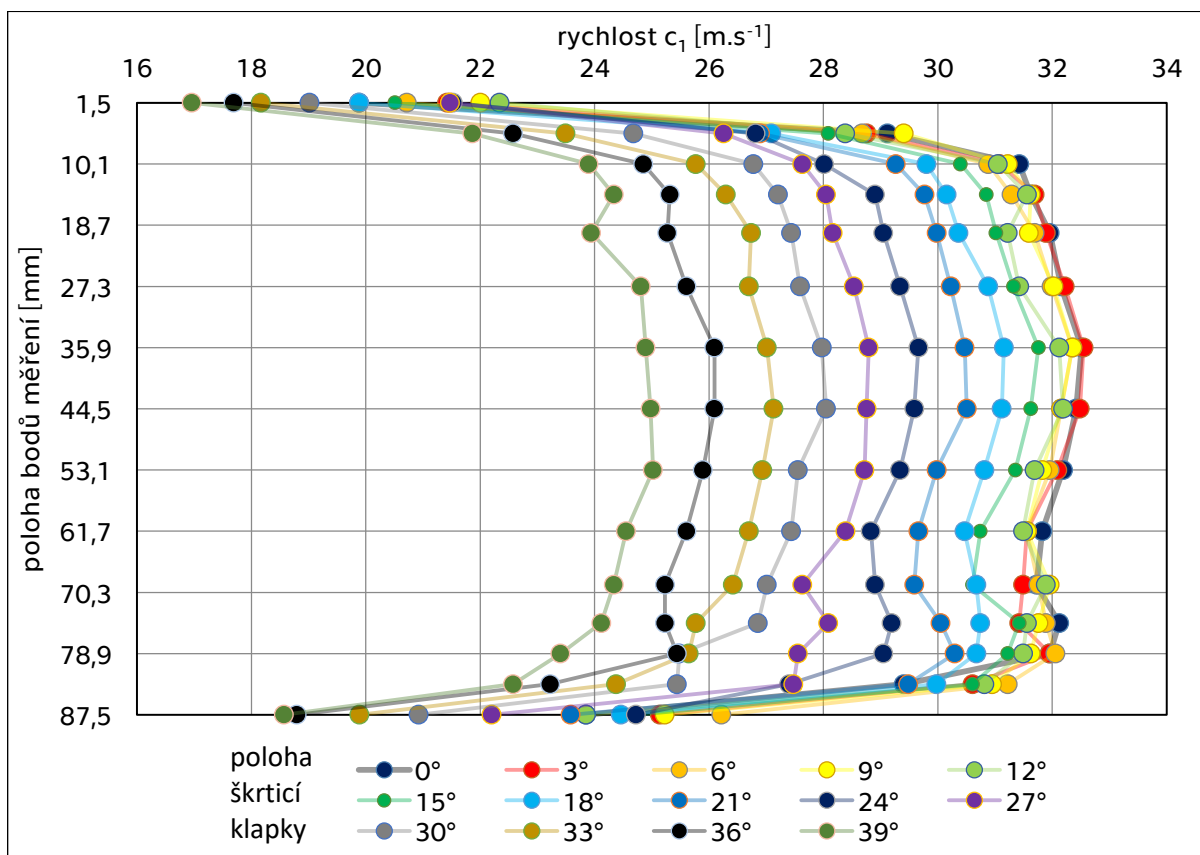
	$j [-]$	$\varepsilon [^\circ]$	$\theta [-]$	$\delta [-]$	$N_k [\text{min}^{-1}]$	$\dot{m}_{kj} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	$\Pi_j [-]$
1. den měření	0	0	1,039215	0,982656	20109,49	0,223632	1,009666
	1	3		0,982668		0,225013	1,009793
	2	6		0,982709		0,225331	1,009838
	3	9		0,982746		0,225875	1,009976
	4	12		0,982759		0,223492	1,010103
	5	15		0,982743		0,220079	1,010613
	6	18		0,982821		0,216097	1,010814
2. den měření	7	21	1,039736	0,983182	20104,45	0,212815	1,011502
	8	24		0,983222		0,207502	1,012282
	9	27		0,983243		0,201205	1,013252
	10	30		0,983189		0,191631	1,013695
	11	33		0,983223		0,185454	1,014126
	12	36		0,983314		0,178405	1,014631
	13	39		0,983345		0,171253	1,015356

Výstupem této tabulky je jedna rychlostní křivka měřená při konstantních otáčkách 20500 min⁻¹. Charakteristika dmychadla je vyobrazena na obr. 44 na následující straně, komentována je však až v podkapitole 6.2.



Obr. 44 - Výsledná charakteristika dmychadla - postup 1

Zajímavým výstupem je také graf rychlostního pole měnící se s natáčením škrticí klapky. Jak je vidět rychlost s přivíráním klapky klesá.



Obr. 45 - Graf rychlostního pole

6.1.2 VÝPOČET KOEFICIENTŮ PRO PŘEPOČET U POSTUPU 2

Tyto koeficienty, které byly vypočteny na základě postupu 1, slouží postupu 2, díky nim lze tento postup realizovat. U postupu 2 je během celého měření neměnná poloha sond celkových tlaků. Sonda celkového tlaku na vstupu je ustavena uprostřed potrubí - poloha 8 (44,5 mm), sonda celkového tlaku na výstupu je ustavena do polohy 3 (10,1 mm) - dle obr. 41.

Tab. 8 - Sepsané hodnoty potřebné k výpočtu koeficientů

natočení $\varepsilon = 0^\circ \rightarrow j = 0$							
i	poloha	p_{1ij}	c_{1ij}	p_{2ij}	$\overline{p_{1j}}$	c_{1j}	$\overline{p_{2j}}$
[-]	[mm]	[Pa]	[m.s ⁻¹]	[Pa]	[Pa]	[m.s ⁻¹]	[Pa]
1	1,5	99274,51	19,89	100224,53	99567,60	29,89	100530,07
2	5,8	99513,55	29,12	100528,54			
3	10,1	99600,58	31,43	100626,60			
4	14,4	99605,48	31,63	100652,34			
5	19,775	99610,39	31,96	100641,31			
6	27,3	99633,68	32,16	-			
7	35,9	99645,94	32,52	-			
8	44,5	99642,26	32,42	-			
9	53,1	99621,42	32,19	-			
10	61,7	99614,07	31,83	-			
11	69,225	99609,16	31,73	-			
12	74,6	99618,97	32,12	-			
13	78,9	99628,78	31,96	-			
14	83,2	99523,35	29,41	-			
15	87,5	99366,45	23,85	-			

Takto byly sestaveny všechny tabulky, natočení pro postup 1 $\varepsilon = 0^\circ - 39^\circ$ tzn. $j = 0 - 13$ ($n = 14$). Z těchto tabulek jsou pomocí následujících vzorců vypočteny koeficienty pro přepočítání.

$$K_{p_1} = \left(\sum_{j=0}^n \frac{\overline{p_{1j}}}{p_{18j}} \right) / n \quad (6.32)$$

$$K_{c_1} = \left(\sum_{j=0}^n \frac{c_{1j}}{c_{18j}} \right) / n \quad (6.33)$$

$$K_{p_2} = \left(\sum_{j=0}^n \frac{\overline{p_{2j}}}{p_{23j}} \right) / n \quad (6.34)$$

Tab. 9 - Výsledná tabulka opravných koeficientů

j [-]	ε [°]	$\frac{\bar{p}_{1j}}{p_{18j}}$	$\frac{\bar{p}_{2j}}{p_{23j}}$	$\frac{c_{1j}}{c_{18j}}$
0	0	0,999251	0,999041	0,921924
1	3	0,999226	0,999154	0,925768
2	6	0,999342	0,998899	0,936548
3	9	0,999305	0,998878	0,966937
4	12	0,999270	0,998945	0,928003
5	15	0,999315	0,999056	0,930093
6	18	0,999357	0,999249	0,928174
7	21	0,999391	0,999333	0,932771
8	24	0,999456	0,999270	0,937649
9	27	0,999452	0,999375	0,935570
10	30	0,999373	0,999478	0,913476
11	33	0,999407	0,999646	0,914038
12	36	0,999500	0,999376	0,914189
13	39	0,999531	0,999274	0,916851
Σ		13,991176	13,988974	13,001991
KOEFICIENTY		0,999370	0,999212	0,928714

Díky měření v následující podkapitole, kdy je obdržena také rychlostní křivka při otáčkách 20500 min⁻¹, lze porovnat postup 1 a 2 viz příloha.

6.2 POSTUP 2

Jak již bylo na předchozích stranách vysvětleno, poloha odběrů celkových tlaků je během měření neměnná. Odběr na vstupu nastaven do polohy 8 (44,5 mm), odběr na výstupu nastaven do polohy 3 (10,1 mm). Díky tomu lze proměřit celou jednu rychlostní křivku na jedno sepnutí dmychadla pouhým natáčením škrtkicí klapky. Celkem byly proměřeny tři rychlostní křivky během jednoho měřícího dne.

Naměřené hodnoty musí však být vzhledem ke statické poloze sond během měření přepočítány pomocí opravných koeficientů.

Tab. 10 - Stavové veličiny

		začátek měření	konec měření	aritmetický $\bar{\varnothing}$
atmosférický	[Torr]	752,5	752	
tlak p_{atm}	[Pa]	100324,81	100258,14	100291,48
teplota T	[°C]	31,4	31,4	
	[K]	304,55	304,55	304,55
hustota ρ	[kg.m ⁻³]	1,147564	1,146801	1,147183

Poloha výšky vodních sloupců v trubících mikromanometrů za klidu (atm. tlak) byla během celého měření konstantní.

mikromanometr č. 1 - sklopení 1:4 $H_1 = 27 \text{ mm}$

mikromanometr č. 2 - sklopení 1:4 $H_2 = 8,5 \text{ mm}$

mikromanometr č. 3 - sklopení 1:1 $H_3 = 2 \text{ mm}$, 1:2 $H_3 = 1,75 \text{ mm}$, 1:4 $H_3 = 1,75 \text{ mm}$

Měřené byly celkem tři rychlostní křivky:

- 1) 20500 min^{-1}
- 2) 25800 min^{-1}
- 3) 30000 min^{-1}

Vzhledem k tomu, že naměřené hodnoty při otáčkách 20500 min^{-1} byly již předvedeny u postupu 1, zde budou ukázány naměřené hodnoty druhé rychlostní křivky - otáčky 25800 min^{-1} . U tohoto měření se poloha sklonu trubice manometru č. 3 neměnila.

Tab. 11 - Tabulka naměřených hodnot s mezi-výpočty - postup 2 (25800 min^{-1})

25800 min^{-1}				manometr č. 1			manometr č. 2			manometr č. 3		
j	ε	I	U	h_{1j}	h_{z1j}	Δp_{1j}	h_{2j}	h_{z2j}	Δp_{2j}	h_{3j}	h_{z3j}	Δp_{3j}
[-]	[°]	[A]	[V]	[mm]	[mm]	[Pa]	[mm]	[mm]	[Pa]	[mm]	[mm]	[Pa]
0	0	14	37,2	37,0	2,5	24,5	390,0	95,4	935,3	334,0	166,1	1629,1
1	3	13	36,9	36,5	2,4	23,3	393,0	96,1	942,7	335,0	166,6	1634,0
2	6	13	36,9	35,5	2,1	20,8	393,0	96,1	942,7	337,0	167,6	1643,8
3	9	13	36,8	35,0	2,0	19,6	392,5	96,0	941,4	342,0	170,1	1668,4
4	12	13	36,8	35,0	2,0	19,6	388,5	95,0	931,6	350,0	174,1	1707,6
5	15	13	36,8	34,5	1,9	18,4	382,5	93,5	916,9	362,5	180,4	1768,9
6	18	15	37,2	35,0	2,0	19,6	364,0	88,9	871,6	378,0	188,1	1844,9
7	21	14	36,8	34,5	1,9	18,4	355,0	86,6	849,5	396,5	197,4	1935,6
8	24	15	36,8	33,0	1,5	14,7	339,5	82,8	811,5	418,0	208,1	2041,0
9	27	15	36,7	30,0	0,8	7,4	327,0	79,6	780,9	441,5	219,9	2156,2
10	30	15	36,7	29,0	0,5	4,9	309,0	75,1	736,7	457,0	227,6	2232,2
11	33	15	36,6	28,5	0,4	3,7	292,5	71,0	696,3	464,0	231,1	2266,6
12	36	16	36,6	28,0	0,3	2,5	268,0	64,9	636,2	493,5	245,9	2411,2
13	39	16	36,6	28,0	0,3	2,5	248,0	59,9	587,2	505,5	251,9	2470,1
14	42	16	36,5	28,0	0,3	2,5	222,0	53,4	523,4	518,0	258,1	2531,3
15	45	16	36,5	27,5	0,1	1,2	201,5	48,3	473,2	511,5	254,9	2499,5
16	48	13	36,6	25,0	-0,5	-4,9	149,0	35,1	344,5	418,0	208,1	2041,0

Výpočet je proveden podobně jako u postupu 1 (zde již nefiguruje index i):

Výpočet celkového absolutního tlaku vzduchu na vstupu:

$$h_{z_{1j}} = \frac{h_{1j} - H_1}{z} \quad (6.35)$$

$$\Delta p_{1j} = h_{z_{1j}} \cdot K \quad (6.36)$$

$$\overline{p}_{1j} = (p_{atm} - \Delta p_{1j}) \cdot K_{p_1} \quad (6.37)$$

Po dosazení:

$$\overline{p}_{1j} = \left\{ p_{atm} - \left[\left(\frac{h_{1j} - H_1}{z} \right) \cdot K \right] \right\} \cdot K_{p_1} \quad (6.38)$$

Výpočet celkové rychlosti proudu vzduchu na vstupu:

$$h_{z_{2j}} = \frac{h_{2j} - H_2}{z} \quad (6.39)$$

$$\Delta p_{2j} = h_{z_{2j}} \cdot K \quad (6.40)$$

$$c_{1j} = K_{c_1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{2j}}{\rho}} \quad (6.41)$$

Po dosazení:

$$c_{1j} = K_{c_1} \cdot \sqrt{\frac{2K \cdot \left(\frac{h_{2j} - H_2}{z} \right)}{\rho}} \quad (6.42)$$

Výpočet celkového absolutního tlaku vzduchu na výstupu:

$$h_{z_{3j}} = \frac{h_{3j} - H_3}{z} \quad (6.43)$$

$$\Delta p_{3j} = h_{z_{3j}} \cdot K \quad (6.44)$$

$$\overline{p}_{2j} = (p_{atm} + \Delta p_{3j}) \cdot K_{p_2} \quad (6.45)$$

Po dosazení:

$$\overline{p}_{2j} = \left\{ p_{atm} + \left[\left(\frac{h_{3j} - H_3}{z} \right) \cdot K \right] \right\} \cdot K_{p_2} \quad (6.46)$$

Výpočet celkového stlačení dmychadla:

$$\Pi_j = \frac{\overline{p}_{2j}}{\overline{p}_{1j}} \quad (6.26)''$$

Výpočet hmotnostního průtoku:

$$\dot{m}_j = c_{1j} \cdot A \cdot \rho \quad (6.47)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (6.48)$$

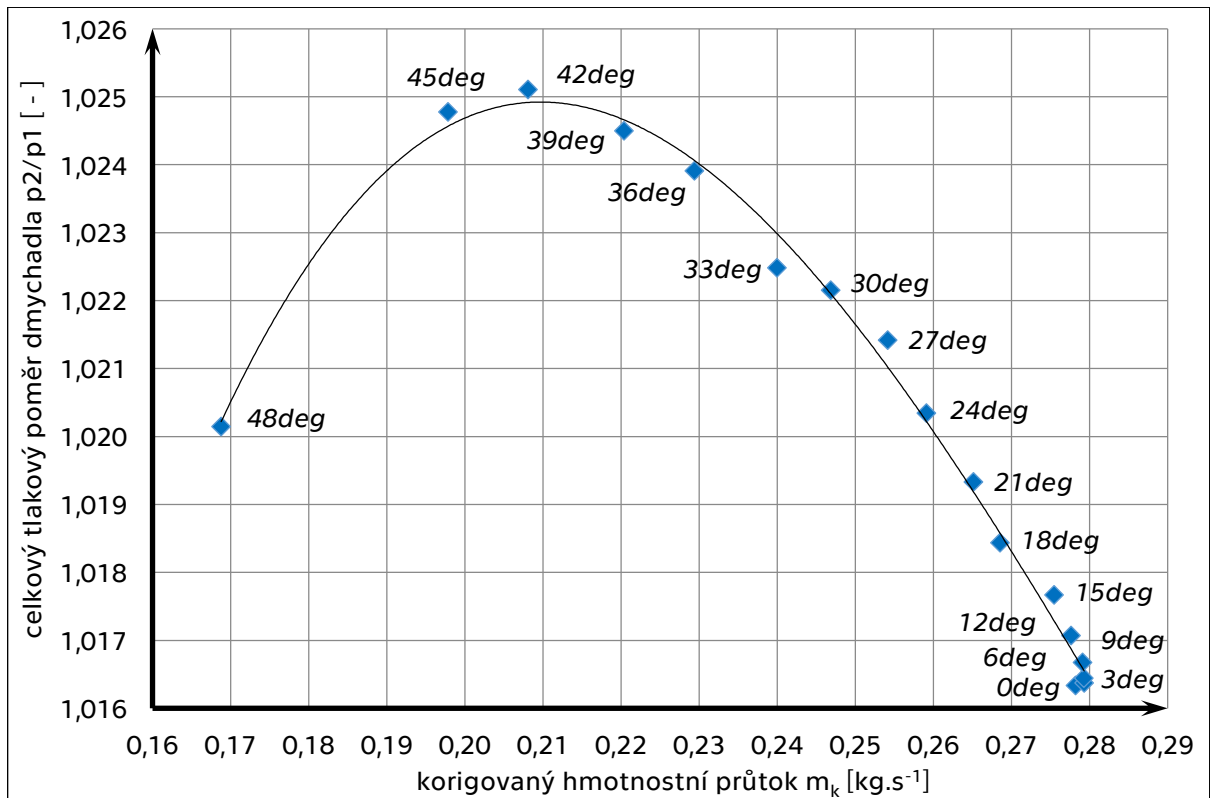
$$d = 89 \text{ mm} = 0,089 \text{ m}$$

Dále je pak nutné vypočtené hodnoty korigovat na standardní podmínky, tj. tlak 101325 Pa (0 m nadmořské výšky) a 15°C. Použity byly stejné vzorce jako pro postup 1 (6.28 - 6.31).

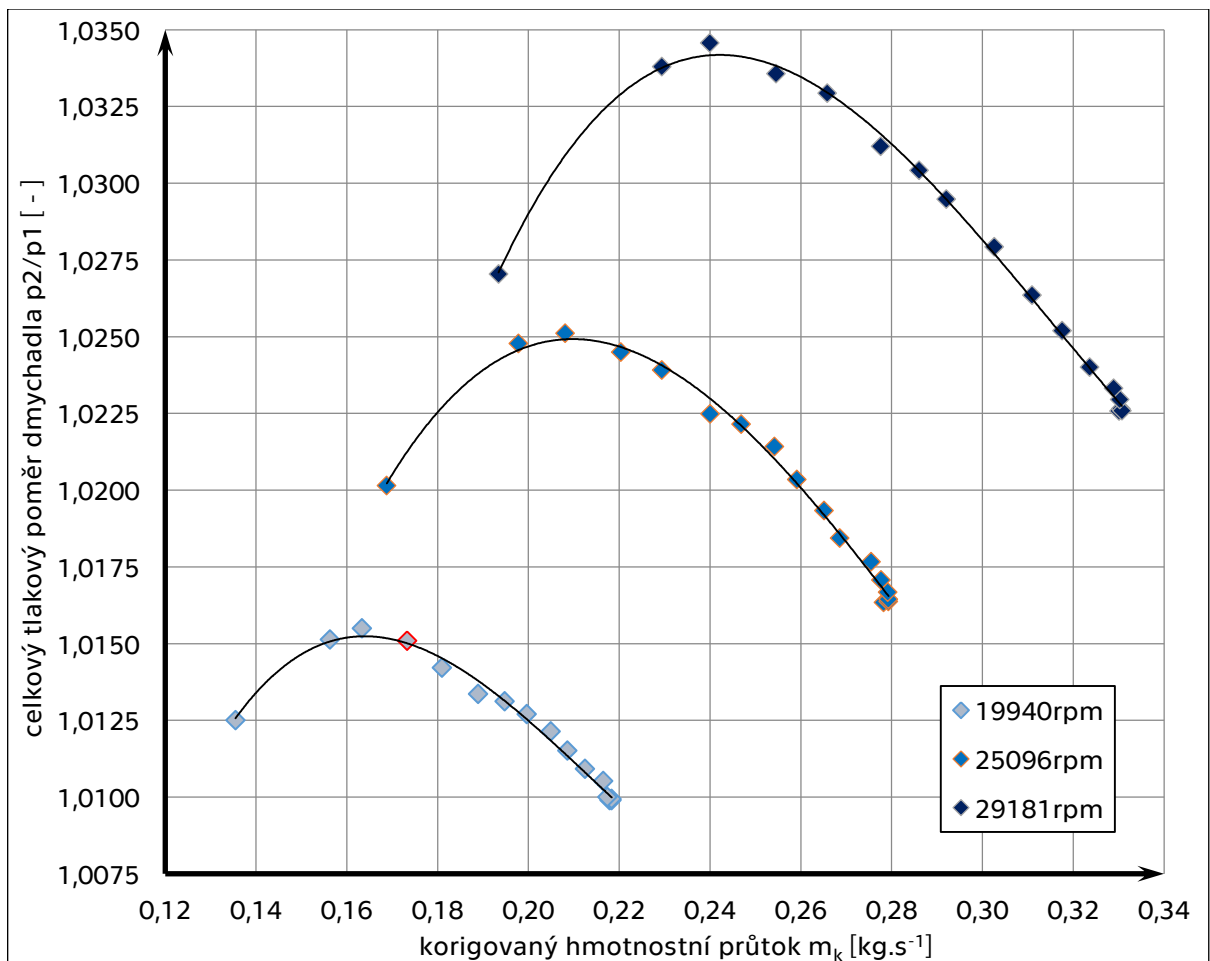
Tab. 12 - Výsledné hodnoty - postup 2 (25800 min⁻¹)

$N = 25800 \text{ min}^{-1}$					$\theta = 1,056915$			
$N_K = 25095,72 \text{ min}^{-1}$								
j	ε	\bar{p}_{1j}	c_{1j}	\bar{p}_{2j}	$\Pi_j \equiv \Pi_{kj}$	\dot{m}_j	δ	\dot{m}_{kj}
[-]	[°]	[Pa]	[m.s ⁻¹]	[Pa]	[-]	[kg.s ⁻¹]	[-]	[kg.s ⁻¹]
0	0	100203,76	37,50	101840,34	1,016333	0,267646	0,988934	0,278236
1	3	100204,98	37,65	101845,24	1,016369	0,268696	0,988946	0,279324
2	6	100207,43	37,65	101855,04	1,016442	0,268696	0,988970	0,279318
3	9	100208,66	37,62	101879,53	1,016674	0,268521	0,988983	0,279133
4	12	100208,66	37,43	101918,73	1,017065	0,267119	0,988983	0,277675
5	15	100209,88	37,13	101979,97	1,017664	0,265002	0,988995	0,275471
6	18	100208,66	36,20	102055,91	1,018434	0,258365	0,988983	0,268574
7	21	100209,88	35,74	102146,55	1,019326	0,255073	0,988995	0,265150
8	24	100213,56	34,93	102251,89	1,020340	0,249303	0,989031	0,259142
9	27	100220,91	34,27	102367,03	1,021414	0,244550	0,989103	0,254183
10	30	100223,36	33,28	102442,97	1,022147	0,237539	0,989128	0,246890
11	33	100224,58	32,36	102477,27	1,022476	0,230926	0,989140	0,240013
12	36	100225,81	30,93	102621,80	1,023906	0,220741	0,989152	0,229424
13	39	100225,81	29,71	102680,60	1,024493	0,212064	0,989152	0,220406
14	42	100225,81	28,05	102741,84	1,025104	0,200222	0,989152	0,208099
15	45	100227,03	26,67	102709,99	1,024773	0,190367	0,989164	0,197854
16	48	100233,16	22,76	102251,89	1,020140	0,162425	0,989224	0,168802

Výstupem této tabulky a dvou dalších tabulek, které jsou přiloženy v příloze této práce, je charakteristika dmychadla obsahující tři rychlostní křivky, ta je uvedena na následující straně.



Obr. 46 - Rychlostní křivka měřená při konstantních otáčkách rotoru dmychadla



Obr. 47 - Charakteristika modelového dmychadla

Z grafů z předchozí strany vyplývá několik zásadních poznatků:

- měřicí zařízení bylo zkonstruováno a vyrobeno správně, jeho práce odpovídá předpokladům
- s přivíráním škrticí klapky ve výstupu klesá rychlost, což má za následek pokles hmotnostního průtoku, zároveň vzrůstá tlakový poměr dmyhadla
- vzrůst protitlaku vyvozeným škrticí klapkou se projeví až od natočení 9°
- se zvyšováním hodnoty parametru N (otáček rotoru) vzrůstají veličiny na obou osách
- mezi úhly natočení klapky 42° a 45° dochází k překročení pumpovní hranice a objevuje se jev, který byl popsán v teoretické části této práce, zvaný pumpáž
- pumpáž má za následek markantní pokles obou veličin, jak hmotnostního průtoku, tak i stlačení
- bod grafu při úhlu 48° je již hluboko v nestabilní oblasti práce dmyhadla, tzv. hluboká pumpáž, proto byl při samotném měření kladen důraz na přílišné nesetrvávání v této oblasti, neboť by mohlo dojít k destrukci dmyhadla
- průběhy jednotlivých křivek se zdají být podobné, což naznačuje správnost provedeného měření

7 ZÁVĚR

Cíl této závěrečné práce, jímž byl návrh a realizace modelového zařízení pro zkoušky a vývoj komponent dmychadlového pohonu pro malé letouny, byl splněn. Byl navržen, vyroben a sestaven měřicí přípravek, který jeho obsluze umožňuje měřit charakteristiku použitého dmychadla za konstantních otáček rotoru. Charakteristika je měřena pomocí odběrů tlaků v potrubí při různých polohách škrticí klapky ve výstupním ústrojí.

Experimentální měření, při němž byl použit postup, u kterého dochází k proměření celého proudového pole, přineslo po vyhodnocení odpověď na zásadní otázku a tou bylo urychlení celého procesu, neboť tento byl velice zdlouhavý. Výstupem z tohoto zkušebního měření jsou koeficienty pro přepočítání, které byly použity při experimentálním měření druhým postupem. Měření druhým postupem bylo několikanásobně rychlejší, neboť nebyla měněna poloha sond celkových tlaků, naměřené hodnoty musely být však přepočítány a to pomocí již získaných koeficientů. Tímto postupem byla naměřena charakteristika dmychadla obsahující tři rychlostní křivky, každá s příslušnými konstantními otáčkami. Optimalizací ustavením sond celkových tlaků do jedné neměnné polohy a výpočtem koeficientů došlo k výraznému zrychlení celého měření a jeho zefektivnění.

Naměřená charakteristika modelového dmychadla odpovídá teoretickým předpokladům uvedeným v rešeršní části práce. Tento fakt svědčí o tom, že měřicí přípravek byl zkonstruován správně a měření bylo úspěšné. Při měření bylo dokonce dosaženo jevu zvaného pumpáž, který je rovněž popsán v rešerši. Naměřené hodnoty vynesené v grafu charakteristiky dmychadla předkládají čtenáři informace o průběhu veličin stlačení a hmotnostního průtoku při škrtení výstupu klapkou - stlačení vzrůstá se současným poklesem průtoku až do doby, než je dosaženo pumpáže, v tuto chvíli dojde k výraznému poklesu obou těchto veličin.

Vzhledem k docílení požadované modulárnosti a rozebíratelnosti měřícího zařízení jej lze podle požadavků dále vylepšovat nebo upravovat. Např. díky možné zaměnitelnosti vstupního kanálu lze provést experimentální měření a zkoušky pro návrh a vývoj nových vstupních kanálů rozličných tvarů. Jak již bylo uvedeno, zařízení lze dále vylepšovat a vyvíjet, tudíž lze tuto práci využít také jako základní podpůrný materiál pro zasvěcení do dané problematiky a je možné na ní navázat dalšími závěrečnými nebo vědeckými pracemi. V tuto chvíli se již vyrábí nový kanál pro posouzení umístění chladiče UL-39 před dmychadlem. Zároveň by také tato práce, díky svému detailnímu popisu jak teoretické, tak i praktické probírané problematiky, mohla sloužit čtenářům, kteří jsou laiky v tomto oboru, avšak mají zájem proniknout hlouběji do dané látky.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ROLLS-ROYCE. *The Jet Engine*. 5. ed. Chichester, West Sussex: Wiley, 2015. ISBN 978-1119065999.
- [2] KUTZ, Myer, ed. *Mechanical engineers' handbook: Energy and Power*. 3rd ed. Hoboken (New Jersey): Wiley, 2006. ISBN 13 978-0-471-44990-4.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-7204-297-1.
- [4] ADAMEC, Josef a Jindřich KOCÁB. *Letadlové motory*. Vyd. 2. Praha: Corona, 2008. ISBN 978-80-86116-54-9.
- [5] HÜNECKE, Klaus. *Jet engines: fundamentals of theory, design, and operation*. Osceola, WI, USA: Motorbooks International, 1997. ISBN 0-7603-0459-9.
- [6] KULAGIN, Ivan Ivanovič. *Theorie letadlových proudových motorů*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1954.
- [7] LINHART, Zdeněk a Ján KAMENICKÝ. *Konstrukce leteckých motorů: část I*. Brno: VA AZ, 1986.
- [8] ANDERSON, John D. *Introduction to flight*. 4th ed. Boston: McGraw-Hill, c2000. ISBN 0-07-109282-x.
- [9] *F-104A,B,C & D: U.S.A.F. Series Aircraft Flight Manual*. USAF, 1968.
- [10] S. M. YAHYA. *Turbines compressors and fans*. 2nd ed. New Delhi: Tata McGraw-Hill, 2003. ISBN 0070420394.
- [11] Schematic representation of an axial flow compressor. In: MIT OpenCourseWare, Massachusetts Institute of Technology [online]. [cit. 2018-06-27]. Dostupné z: <https://ocw.mit.edu/ans7870/16/16.unified/propulsionS04/UnifiedPropulsion9/UnifiedPropulsion9.htm>
- [12] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Vyd. 2. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5.
- [13] A typical rotor blade showing twisted contour. In: Model aircraft [online]. [cit. 2018-07-03]. Dostupné z: <http://aeromodelbasic.blogspot.com/2011/12/typical-rotor-blade-showing-twisted.html>

- [14] JACK D. MATTINGLY a WITH A FOREWORD BY HANS VON OHAIN. *Elements of gas turbine propulsion*. Tata McGraw-Hill ed. New Delhi, Toronto: Tata McGraw-Hill, 2005. ISBN 9780070606289.
- [15] *GE9X Commercial Aircraft Engine: The world's next great engine*. In: GE Aviation [online]. [cit. 2018-07-10]. Dostupné z: <https://www.geaviation.com/commercial/engines/ge9x-commercial-aircraft-engine>
- [16] KARP, Aron, Steve COSTLEY a Guy NORRIS. *ENGINE 2020*. *Air Transport World*. 2014, 51(1), 45-47. ISSN 0002-2543.
- [17] GIANG, Ken. *PLA vs. ABS: What's the difference?*. 3D HUBS [online]. ©2018 [cit. 2018-07-30]. Dostupné z: <https://www.3dhubs.com/knowledge-base/pla-vs-abs-whats-difference>
- [18] *ABS(Acylnitrile Butadiene Styrene) Material*. VEXMA Technologies Pvt. Ltd. [online]. ©2018 [cit. 2018-07-30]. Dostupné z: <http://vexmatech.com/abs-material.html>
- [19] FAROKHI, Saeed. *Aircraft propulsion*. Second edition. Chichester, West Sussex, United Kingdom: Wiley, 2014. ISBN 978-1118806777.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 - Řez turbohřídelovým motorem Rolls-Royce Turbomeca RTM322	15
Obr. 2 - Schéma dvouproudového motoru Rolls-Royce RB211 s velkým obtokovým poměrem.....	16
Obr. 3 - Proudový motor General Electric J79 s přidavným spalováním.....	17
Obr. 4 - Sestava axiálního kompresoru proudového motoru GE J79	18
Obr. 5 - Schéma axiálního kompresoru	18
Obr. 6 - Zobrazení změny průběhu tlaku a rychlosti v prvním kompresorovém stupni	19
Obr. 7 - Změna průběhu tlaku a teploty vzduchu proudícího axiálním středotlakým kompresorem s rotorem diskobubnového typu s proměnným vnějším, vnitřním i středním průměrem.....	23
Obr. 8 - Základní parametry geometrie profilu lopatky	24
Obr. 9 - Rotorová lopatka axiálního kompresoru	25
Obr. 10 - Rychlostní trojúhelníky podzvukového kompresorového stupně.....	27
Obr. 11 - Měření rychlostní křivky kompresoru	31
Obr. 12 - Charakteristika kompresoru značící závislost tlakového poměru na korigovaném průtoku	32
Obr. 13 - Letecký motor GE9X	36
Obr. 14 - 3D model měřícího přípravku - CATIA	38
Obr. 15 - Boční pohled na 3D model s popisem komponent - CATIA	39
Obr. 16 - Detail spojení profilů 30x30 pomocí fixačního úhelníku - CATIA	40
Obr. 17 - Konstrukce základního rámu - CATIA	41
Obr. 18 - 3D model sestavy dmyhadla - CATIA.....	42
Obr. 19 - 3D model uchycení sestavy dmyhadla - CATIA	43
Obr. 20 - 3D model rotoru dmyhadla s připojeným motorem - CATIA	43
Obr. 21 - 3D model vstupního kanálu - CATIA	44
Obr. 22 - Detail 3D modelu zobrazující uchycení vstupního kanálu a odběry tlaků - CATIA	45
Obr. 23 - Detail 3D modelu příruby nasunuté na statoru dmyhadla - CATIA	46
Obr. 24 - Detail 3D modelu odběru statického tlaku - CATIA	47
Obr. 25 - Řez 3D modelem vstupního ústrojí k zobrazení sondy celkového tlaku - CATIA ..	47
Obr. 26 - 3D model výstupního kanálu - CATIA.....	48
Obr. 27 - Detail sestavy 3D modelu výstupního ústrojí - CATIA	49
Obr. 28 - Řez 3D modelem výstupního ústrojí k zobrazení sondy celkového tlaku - CATIA	50
Obr. 29 - Detail 3D modelu škrticí klapky - CATIA.....	50
Obr. 30 - Sestava měřícího přípravku připravena k měření	52
Obr. 31 - Sestava dmyhadla včetně příruby připevněná k základnímu rámu	53

Obr. 32 - Pohled na regulátor, přijímač a pospojování kabeláže	54
Obr. 33 - Detail rozpojených konektorů kabelů vedoucích od motoru k regulátoru	55
Obr. 34 - Rozdíl povrchu před a po broušení + vstupní kanál po operaci broušení a lepení	56
Obr. 35 - Nezapojená sestava měřicího zařízení bez ochranných krytů	57
Obr. 36 - Odběry statického tlaku a odběr tlaku celkového (vstupní kanál)	58
Obr. 37 - Detail mechanismu škrticí klapky	60
Obr. 38 - Pohled na zapojení baterií a měřicího přípravku	62
Obr. 39 - Pohled na sestavu měřicího přípravku tak jak je připravena k měření	63
Obr. 40 - Schématické zobrazení měřicího přípravku - CATIA	65
Obr. 41 - Polohy měření sond celkových tlaků - Inventor	66
Obr. 42 - Rovina měření 1, vyznačení poloh měření, vyznačení plochy A_i - Inventor	71
Obr. 43 - Rovina měření 2, vyznačení poloh měření, vyznačení plochy B_i - Inventor	71
Obr. 44 - Výsledná charakteristika dmyhadla - postup 1	74
Obr. 45 - Graf rychlostního pole	74
Obr. 46 - Rychlostní křivka měřená při konstantních otáčkách rotoru dmyhadla	80
Obr. 47 - Charakteristika modelového dmyhadla	80

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 - Klasifikace lopatkových strojů.....	12
Tab. 2 - Naměřené hodnoty při 0. měření s vodorovnou polohou škrticí klapky - postup 1 (1. den měření)	67
Tab. 3 - Stavové veličiny 1. den měření.....	68
Tab. 4 - Stavové veličiny 2. den měření	68
Tab. 5 - Tabulka s mezi-výpočty - postup 1 (1. den měření).....	69
Tab. 6 - Vypočtené hodnoty celkového stlačení a hmotnostního toku	72
Tab. 7 - Výsledná tabulka vypočtených hodnot - postup 1.....	73
Tab. 8 - Sepsané hodnoty potřebné k výpočtu koeficientů	75
Tab. 9 - Výsledná tabulka opravných koeficientů	76
Tab. 10 - Stavové veličiny	76
Tab. 11 - Tabulka naměřených hodnot s mezi-výpočty - postup 2 (25800 min ⁻¹)	77
Tab. 12 - Výsledné hodnoty - postup 2 (25800 min ⁻¹).....	79

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1

Výkresová dokumentace:	- výkres sestavy - měřící přípravek	BP-00-S00
	- kusovník	BP-00-S00-K
	- výkres podsestavy - rám	BP-00-S01
	- kusovník	BP-00-S01-K
	- výkres podsestavy - vstupní kanál	BP-00-S02
	- výkres podsestavy - výstupní kanál	BP-00-S03
	- výrobní výkresy	BP-00-(001-021)

PŘÍLOHA 2

Porovnání postupu 1 a postupu 2

PŘÍLOHA 3

Postup 2 - naměřené a vypočtené hodnoty