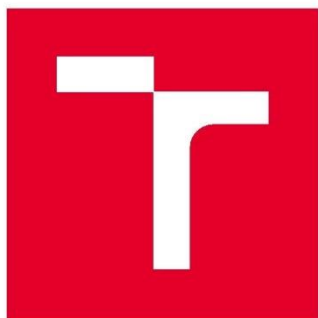




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**EXPERIMENTÁLNÍ VÝZKUM KRYOGENNÍCH ČERPADEL
PRO RAKETOVÉ POHONNÉ JEDNOTKY**

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE PUMPS FOR CRYOGENIC PROPELLANTS OF THE ROCKET
FUEL SYSTEMS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

David Šuráň

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Kozák

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **David Šuráň**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Kozák**
Akademický rok: 2017/18

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

Experimentální výzkum kryogenních čerpadel pro raketové pohonné jednotky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hlavní cíl nabízené bakalářské práce představuje vypracování podrobné rešerše současného stavu problematiky experimentálního výzkumu čerpání silně podchlazených kapalin pro potřeby raketové techniky. Nedílnou součástí práce bude představovat identifikace rizik vyplývajících z vlastností čerpaných kapalin, která kladou značné nároky na použitou techniku. Autor popíše postupy využívané při zkouškách čerpadel a zároveň provede základní teoretický návrh experimentální tratě.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše problematiky experimentálního výzkumu čerpadel se zaměřením na problematiku čerpání silně podchlazených kapalin.

Identifikace možných rizik vyplývajících z vlastností čerpaných kapalin a provozních podmínek.

Základní teoretický návrh experimentální tratě.

Seznam doporučené literatury:

PACIGA Alexander, STRÝČEK Odrich a GANČO Martin, Čerpacia technika, Alfa, 1984.

RAS Jim, Design of liquid propellant rocket engines, Lulu.com, 2016.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá problematikou čerpání kryogenních (silně podchlazených) látek. Konkrétním cílem práce je rešerše experimentálního výzkumu turbočerpadel pro raketový motory. Jsou popsány jednotlivé testy, jejich cíle, průběhy a výsledky včetně detailního popisu zkušebních tratí.

Primárně byla práce zaměřena na čerpání tekutého kyslíku. V průběhu rešerše se však ukázalo, že tekutý kyslík je při testování velmi často nahrazován vodou případně tekutým dusíkem. Jsou uvedeny podmínky, za kterých je možné tyto látky srovnávat. Důvodem této záměny je bezpečnost při manipulaci a úspora finančních nákladů.

Hlavními zdroji informací byly technické zprávy vypracované na základě jednotlivých experimentů a vědecké články.

Další části práce jsou zaměřeny na teorii hydrodynamiky, popis čerpadel a jejich parametrů, kavitaci, inducery, spalovací cykly raket a kapalná raketová paliva. V závěru práce autor navrhl vlastní testovací trať pro čerpání kryogenních látek.

Klíčová slova

Turbočerpadlo, inducer, kavitační nestability, kryogenika, tekutý kyslík (LOX), testovací trať

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the pumping of cryogenic substances. The main objective is a research of experimental investigation of rocket turbopumps. Specific experiments, their purposes, processes and final results including the detailed description of the test rigs are listed.

Originally, the work was aimed to pumping of the liquid oxygen (LOX), but it turned out that liquid oxygen simulants are used extensively during the experimental testing. The essential conditions for comparing those substances are stated.

Major references were obtained from the experimental investigation technical reports and scientific articles.

The rest of the work describes basics of hydrodynamics, pumps and their parameters, cavitation, inducers, rocket combustion cycles and liquid propellants. Finally, author designed a test rig for cryogenic substances pumping.

Key words

Turbopump, inducer, cavitation instabilities, cryogenics, liquid oxygen (LOX), test rig

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠURÁŇ, D. *Experimentální výzkum kryogenních čerpadel pro raketové pohonné jednotky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 74 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Kozák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Experimentální výzkum kryogenních čerpadel pro raketové pohonné jednotky** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Kozákovi za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

Chtěl bych také poděkovat své rodině a nejbližším, kteří mi neskutečně pomáhali v průběhu celého studia a byli vždy mojí oporou v nejtěžších chvílích.

podpis

OBSAH

ÚVOD.....	15
1. Teorie a základní pojmy	16
1.1 Základní vlastnosti kapalin	16
1.1.1 Ideální a reálné kapaliny	16
1.1.2 Vnitřní energie při změnách tlaku.....	16
1.1.3 Viskozita	16
1.1.4 Měrná tepelná kapacita	17
1.2 Zákony hydromechaniky v hydraulice strojů	17
2. Parametry hydraulických strojů a přidružené pojmy	19
2.1 Průtok, měrná energie a otáčky.....	19
2.2 Charakteristika hydraulických čerpadel.....	19
2.3 Fyzikální podobnosti hydraulických strojů a rychloběžnost.....	21
2.4 Účinnost a hydraulické ztráty	22
2.5 Kavitace a kavitační deprese.....	23
3. Čerpadla	27
4. Druhy raketových pohonných látek a spalovací cykly	30
4.1 Tuhé pohonné látky.....	30
4.2 Hybridní pohonné látky	31
4.3 Kapalné pohonné látky	32
4.3.1 Přetlakový systém	33
4.3.2 Spalovací cykly s turbočerpadlem	34
5. Vlastnosti kapalných raketových pohonných látek	37
5.1 Fyzikální a chemické vlastnosti kapalných paliv.....	37
5.2 Okysličovadla	38
5.3 Paliva.....	39
6. Experimentální výzkum kryogenních čerpadel pro raketové pohonné jednotky	40
6.1 An Experimental Investigation of Two-phase Liquid Oxygen Pumping	40
6.2 A New Cavitating Pump Rotordynamic Test Facility	43
6.3 Experimental Study on Rotating Cavitation of Rocket Propellant Pump Inducers.....	46
6.4 Cavitation Induced Vibration of LE-7A Oxygen Turbopump.....	49
6.5 Measurement of Temperature Effects on Cavitation in a Turbopump Inducer	

6.6	Cavitation Instabilities During the Development Testing of a Liquid Oxygen Pump	55
7.	Návrh testovací tratě pro kryogenní látky	62
7.1	Normy	62
7.1.1	Kryogenické nádoby – Čerpadla pro provoz s nízkými teplotami	62
7.1.2	Předpisy pro zkoušky hydraulických výkonových parametrů	63
7.2	Snímače	63
7.3	Materiály	64
7.4	Zdravotní a bezpečnostní rizika	64
7.5	Výrobci součástí pro kryogenní aplikace	64
7.5.1	Messer Group	64
7.5.2	Omega Engineering	65
7.5.3	Kulite	65
	ZÁVĚR	66
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	68
	SEZNAM OBRÁZKŮ	72
	SEZNAM TABULEK	74

ÚVOD

Turbočerpadla jsou často označována jako nejdůležitější součást raket na kapalné pohonné látky. Hlavním úkolem turbočerpadel, je doprava paliva a okysličovadla z nádrží do spalovací komory raketového motoru. Kromě dopravy pohonných látek je také důležité navýšení jejich tlaku tak, aby bylo dosaženo co největší efektivity a rychlostí raket. Pokud je turbočerpadlo schopno čerpat látky za vysokých průtoků a zároveň dostatečně navyšovat tlak, může být minimalizována hmotnost rakety.

Důsledkem takto velkých požadavků na čerpadla, se často objevuje kavitace. Pro její potlačení se zpravidla využívá inducer (lopatkové oběžné kolo s malými úhly náběhu), který umožňuje efektivnější čerpání a pozitivně ovlivňuje poměr tahu a hmotnosti. Následně se však objevují kavitační nestability na induceru, které mohou výrazně ovlivnit parametry čerpadla. Jedná se o poměrně složité, do jisté míry stále neprobádané a nepředvídatelné jevy. A právě proto je experimentální testování velmi důležité při vývoji turbočerpadel.

Kromě rešerše experimentálního testování kryogenních čerpadel jsou popsány fyzikální zákonitosti důležité pro pochopení této problematiky. Následně jsou definovány parametry hydraulických strojů a pojmy vhodné pro popis čerpadel a jejich testování (základní parametry a charakteristiky, kavitace, inducer, NPSH, koeficienty průtoku a dopravní výšky a kavitační číslo).

Dále je uvedeno rozdělení raketových pohonných látek se zaměřením na tekutá paliva. Jsou zde popsány spalovací cykly a konkrétní vlastnosti paliv a okysličovadel. Hlavní pozornost je věnována tekutému kyslíku.

Ve druhé části se autor zabývá rešerší experimentálních výzkumů, a nakonec je proveden návrh testovací tratě pro testování čerpadel kryogenních paliv.

1. Teorie a základní pojmy

Pracovní látkou hydraulických a pneumatických strojů jsou tekutiny. Pod pojem tekutiny se řadí kapaliny, plyny a páry. Popisem proudění tekutin se zabývá vědní obor mechanika tekutin. Mechanika tekutin se dělí na hydrostatiku zabývající se rovnováhou sil za klidu a hydrodynamiku zkoumající pohyb tekutin. Tato práce bude zaměřena na hydrodynamiku, konkrétně čerpání podchlazených kapalných látek hydrodynamickými čerpadly. [1]

1.1 Základní vlastnosti kapalin

1.1.1 Ideální a reálné kapaliny

Jako reálné kapaliny jsou označovány ty, které jsou stlačitelné a viskózní. Za ideální jsou považovány kapaliny nevazké a nestlačitelné. Při porovnání stlačitelnosti reálných kapalin a plynů je však stlačitelnost kapalin zanedbatelná. Z tohoto důvodu lze stlačitelnost kapalin v technické praxi zanedbat. [1]

1.1.2 Vnitřní energie při změnách tlaku

Za předpokladu, že v kapalině nedochází k výměně tepla z okolí, pak při změnách tlaku se prakticky nemění vnitřní energie a teplota kapaliny je konstantní. Platí zákon zachování vnitřní energie.

$$\Delta T \neq f(\pm \Delta p) \quad (1.1)$$

V praxi se tato vlastnost projevuje rozdílnou účinností strojů hydraulických oproti pneumatickým. Hydraulické stroje mají účinnost vyšší. Na rozdíl od kapalin pro plyny platí, že při změně tlaku dochází ke změně vnitřní energie. [1]

$$\Delta T = f(\pm \Delta p) \quad (1.2)$$

kde:

ΔT – změna teploty	K
Δp – změna tlaku	Pa

1.1.3 Viskozita

Viskozita (také vazkost) je fyzikální veličina popisující schopnost kapaliny přenášet tečné napětí. Je určena molekulární strukturou konkrétní látky. Při proudění vazkého média trubicí dojde k vzájemnému tření molekul a k tření molekul kapaliny o obtékané tuhé stěny. Projevuje se odporem kapaliny působícím proti směru posouvání sousedních vrstev o různých rychlostech. U ideálních kapalin je viskozita nulová.

Vrstva kapaliny, která se pohybuje pomaleji, je urychlována vrstvou rychlejší a analogicky. Na rozhraní těchto vrstev vzniká smykové napětí. Viskozita je nejvíce patrná u pevných stěn obtékaných kapalinou.

Viskozita je závislá na teplotě a tlaku proudícího média. S rostoucí teplotou viskozita klesá a s rostoucím tlakem roste. V praxi při zvyšující se teplotě dochází k růstu průsaků a ztrát mazacího účinku média. Naopak, za nízkých teplot je rozběh stroje energeticky náročnější.

Rozlišuje se viskozita dynamická a kinematická. **Dynamická viskozita** udává odpor, který kladou dvě sousední vrstvy kapaliny při vzájemném pohybu. **Kinematická viskozita** prostředí je dána poměrem mezi dynamickou viskozitou a hustotou:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.3)$$

kde:

ν – kinematická viskozita	$(m^2 \cdot s^{-1})$
μ – dynamická viskozita	$(Pa \cdot s)$
ρ – hustota proudícího média	$(kg \cdot m^{-3})$

Na základě kinematické viskozity ν , střední rychlosti proudění c ($m \cdot s^{-1}$) a průměru (charakteristický rozměr) průtočného profilu d (m) je definováno Reynoldsovo číslo Re (–):

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} \quad (1.4)$$

Reynoldsovo číslo vyjadřuje vliv vnitřního tření v důsledku viskozity konkrétní kapaliny při proudění. Používá se pro rozlišení laminárního a turbulentního proudění. Při **laminárním proudění** ($Re < 2320$) se částice pohybují po vrstvách a nedochází k jejich přesunu napříč průřezem. Při **turbulentním proudění** ($Re > 2320$) se částice pohybují i napříč průřezem. [1]

1.1.4 Měrná tepelná kapacita

Měrná tepelná kapacita c ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) je množství přijatého nebo odevzdaného tepla potřebného pro ochlazení případně ohřátí dané jednotky hmotnosti ($1 kg$) o jeden Kelvin. [1]

1.2 Zákony hydromechaniky v hydraulice strojů

V souvislosti s prouděním kapalin se mezi nejdůležitější zákony řadí rovnice kontinuity vyjadřující zákon zachování hmotnosti, Eulerova rovnice hydrodynamiky vyjadřující rovnováhu působících sil při proudění ideální kapaliny, impulzová věta (4.1) popisující zákon o změně hybnosti a Bernoulliho rovnice. [1] [2]

Obecný tvar **rovnice kontinuity** pro konstantní proudění nestlačitelné kapaliny v prostoru:

$$\operatorname{div} \vec{c} = \frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z} = 0 \quad (1.5)$$

Při časově neustálém proudění kapaliny s průtokem $\dot{Q}$ a průřezem proudové trubice S má rovnice kontinuity tvar:

$$\dot{Q} = S \cdot c \cdot dt \quad (1.6)$$

případně pro časově ustálené proudění nestlačitelné kapaliny:

$$Q = S \cdot c = \text{konst} \quad (1.7)$$

kde:

$\dot{Q}$ – okamžitý průtok daným průřezem S	(m^3)
Q – objemový průtok	$(m^3 \cdot s^{-1})$
c – střední rychlost proudění v daném průřezu	$(m \cdot s^{-1})$
S – plocha průřezu	(m^2)

Obecně při řešení časově proměnného a neproměnného proudění skutečných kapalin lze vycházet z Navier-Stokesovy rovnice, která vede na soustavu nelineárních parciálních

diferenciálních rovnice. Zanedbáním elastických sil a viskozity kapaliny je možné tuto rovnici zjednodušit na **Eulerovu rovnici hydromechaniky** ve vektorovém tvaru, která se označuje jako pohybová rovnice ideálních kapalin. Za předpokladu časově ustáleného proudění lze Eulerovy složkové rovnice zjednodušit a následnou integrací odvodit Bernoulliho rovnici. [1] [2]

Bernoulliho rovnice vyjadřuje nejjednodušší formu zákona zachování energie pro proudění. Při výpočtech pomocí Bernoulliho rovnice jsou proudícím médiem Newtonovské ideální kapaliny (nestlačitelné a nevazké) nebo reálné kapaliny (nestlačitelné a vazké). Při popisu jednosměrného a ustáleného proudění **nevazké a nestlačitelné kapaliny** proudovou trubicí má Bernoulliho rovnice tento tvar:

$$\frac{p}{\rho} + g \cdot h + \frac{c^2}{2} = \text{konst} = Y \quad (1.8)$$

kde:

p – absolutní statický tlak v dané kapalině	(Pa)
ρ – měrná hmotnost kapaliny	(kg.m ⁻³)
g – tíhové zrychlení	($g = 9,8066 \text{ m/s}^2$)
h – výška těžiště průtokového průřezu od základní vztážené roviny (m)	
c – střední rychlost proudění	(m.s ⁻¹)
Y – mechanická měrná energie kapaliny	(J.kg ⁻¹)

V případě použití tvaru výše, vektory rychlostí jednotlivých bodů průřezu S mají stejné velikosti (ideální kapalina). Tento tvar se skládá ze tří složek. Každá složka reprezentuje dílčí měrnou energii. Jejich součet se nazývá celková mechanická měrná energie Y . [1] [2]

p/ρ – tlaková měrná energie kapaliny	(J.kg ⁻¹)
$g \cdot h$ – polohová měrná energie kapaliny	(J.kg ⁻¹)
$\frac{1}{2}c^2$ – kinetická energie kapaliny	(J.kg ⁻¹)

Při popisu **kapaliny reálné**, se bere v potaz **vliv viskozity** projevující se třecími silami v kapalině. Kromě předchozích třech členů tedy přibude **ztrátová měrná energie Y_z** .

Ztrátová měrná energie (J.kg⁻¹) zmenšuje celkovou měrnou mechanickou energii kapaliny mezi dvěma konkrétními místy (např. úseky trubice) s protékající kapalinou. Je spotřebována na pokrytí veškerých hydraulických ztrát. Jako důsledek tření se ztrátová energie projevuje zvýšením teploty proudícího média. **Bernoulliho rovnice** pro jednorozměrné, ustálené proudění vazké a nestlačitelné kapaliny proudovou trubicí mezi dvěma konkrétními průřezy má následující tvar:

$$\frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + \frac{c_2^2}{2} + Y_z \quad (1.9)$$

kde indexy 1 určují počáteční průřez a indexy 2 koncový, jednotky odpovídají veličinám v rovnici (1.8). [1] [2]

2. Parametry hydraulických strojů a přidružené pojmy

Tato kapitola je sepsána hlavně pomocí zdrojů [1] [2] [3]. Zdroje [1] a [2] jsou od stejného autora a v některých částech si jsou podobné, obsahují jak teoretický úvod do hydrodynamiky, tak i parametry a druhy čerpadel. Zdroj [3] spíše popisuje aplikace a konkrétní typy čerpadel.

Mezi hlavní parametry hydraulických strojů se řadí průtok a měrná energie. Další přidružené parametry jsou otáčky, příkon (případně výkon), účinnost, rychloběžnost, specifické otáčky a kavitační deprese. Pro popis a porovnání parametrů se používají charakteristiky hydraulických čerpadel

2.1 Průtok, měrná energie a otáčky

Průtok hydraulického stroje Q ($m^3 \cdot s^{-1}$) je určen objemem kapaliny protečené daným průřezem stroje za jednotku času.

Měrná energie hydraulického stroje Y ($J \cdot kg^{-1}$) je určena rozdílem měrných energií kapaliny mezi dvěma vztažnými průřezy.

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} + g \cdot \Delta h + \frac{\Delta c^2}{2} \quad (2.1)$$

kde:

$$\Delta p = p_2 - p_1$$

$$\Delta h = h_2 - h_1$$

$$\Delta c = c_2 - c_1$$

Jednotky odpovídají veličinám v rovnici (1.8)

V zahraniční a starší tuzemské literatuře se místo měrné energie Y používá častěji **dopravní výška čerpadla** H (m). Jejich vztah definuje rovnice:

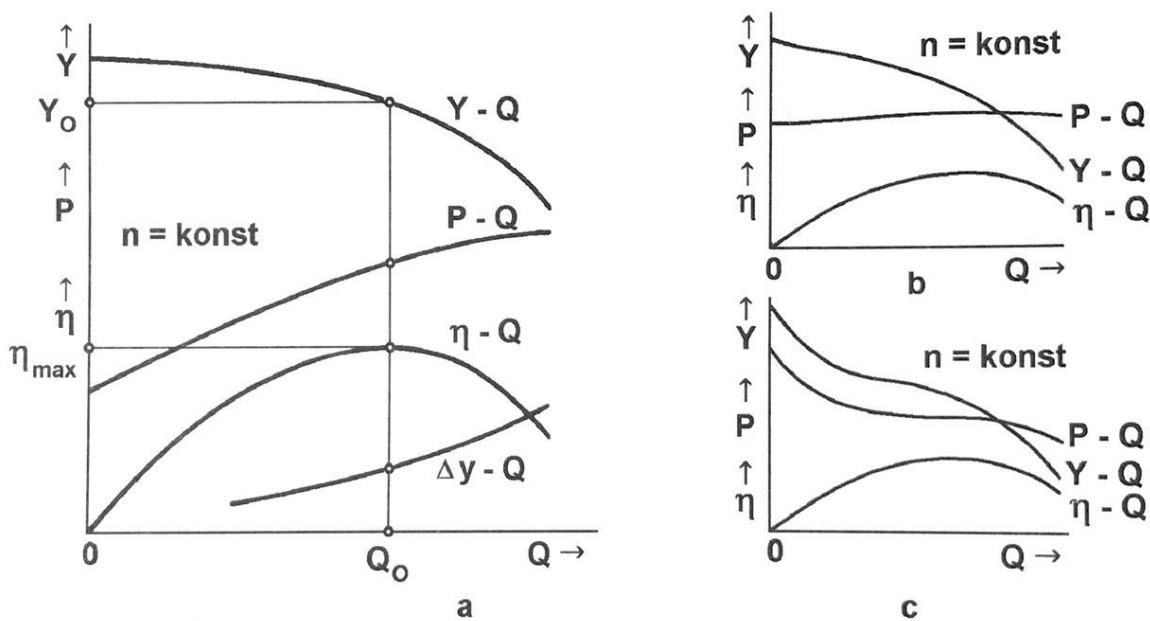
$$Y = g \cdot H \quad (2.2)$$

Otáčky (také frekvence otáčení) n (s^{-1}) udávají míru rychloběžnosti stroje charakteristickou hodnotou hnacího, případně hnaného stroje.

2.2 Charakteristika hydraulických čerpadel

Charakteristika hydraulických čerpadel je grafické vyjádření závislosti měrné energie Y (případně dopravní výšky H) na průtoku čerpadla Q za konstantních otáček n . Závislost $Y - Q$ se často doplňuje přidruženými závislostmi parametrů čerpadla, tj. celkové účinnosti η , příkonu P a kavitační deprese Δy na průtoku čerpadla Q za stejných otáček n .

Charakteristiky se zjišťují měřením v laboratořích a zkušebnách čerpadel. Takto změřené a zanesené hodnoty do grafů se nazývají skutečné charakteristiky. Tato data jsou velmi důležitá pro provoz a obvykle poskytována výrobcem konkrétního čerpadla



Obrázek 2.1: Charakteristiky základních typů hydrodynamických čerpadel [1]
(a – radiální, b – diagonální, c – axiální)

Hydrodynamická čerpadla mohou pracovat v jakémkoli bodě charakteristiky $Y - Q$. Ideální je však čerpadlo provozovat v okolí optimálního provozního bodu. V tomto bodě dosahuje křivka účinnosti svého maxima η_{max} . Pracovní bod je udáván výrobcem pomocí hodnot Y_0 a Q_0 . Průběh křivky $P - Q$ je závislý na druhu čerpadla. U radiálních čerpadel je příkon P minimální při $Q = 0$, s rostoucím průtokem roste. Naopak u axiálních čerpadel má příkon maximum při nulovém průtoku.

Často využívanými veličinami při testování čerpadel jsou také průtokový koeficient Φ a koeficient dopravní výšky ψ . [4]

$$\Phi_{1,2} = \frac{Q}{S_{1,2} \cdot r_{t1,2} \cdot \Omega} \quad (2.3)$$

$$\psi = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot r_{t2} \cdot \Omega^2} \quad (2.4)$$

kde:

$\Phi_{1,2}$ – průtokový součinitel na vstupu/výstupu čerpadla ¹	(–)
ψ – koeficient dopravní výšky	(–)
Q – průtok	($m^3 \cdot s^{-1}$)
$S_{1,2}$ – obsah příčného průřezu na vstupu/výstupu čerpadla ¹	(m^2)
$r_{t1,2}$ – radiální souřadnice na vstupu/výstupu čerpadla ¹	(m)
Ω – úhlová rychlost čerpadla	($rad \cdot s^{-1}$)
$p_{1,2}$ – vstupní/výstupní tlak do čerpadla ¹	(Pa)

¹ Index 1 platí pro vstupní část, index 2 pro výstupní část čerpadla

2.3 Fyzikální podobnosti hydraulických strojů a rychloběžnost

Hydrodynamická podobnost je analýza a porovnávání hydraulických strojů na základě fyzikálních jevů v nich probíhajících. Tohoto srovnání se využívá při návrhu optimální geometrie a parametrů hydraulických strojů. Hydrodynamická podobnost zahrnuje podobnost geometrickou, kinematickou a dynamickou.

Geometrickou podobnost dvou strojů se určuje na základě odpovídajících si rozměrů a parametrů daných částí, tj. světlost potrubí (vnitřní průměr), průměr oběžných kol, drsnost povrchů stěn nebo úhly konkrétních částí průtočného systému.

Kinematická podobnost popisuje rychlosti kapaliny v systému. Je splněna, pokud jsou směry a velikosti vektorů v daných bodech stroje podobné.

Dynamická podobnost má stejné podmínky jako podobnost kinematické, avšak namísto rychlostí se zjišťují síly působící v určitých bodech proudící kapaliny. Na základě poměru různých druhů sil v proudící kapalině se definují bezrozměrová kritéria. Nejvýznamnějšími je Eulerovo, Strouhalovo a Reynoldsovo kritérium. Eulerovo (Eu) kritérium zohledňuje tlakové síly. Síly působící při pohybu kapaliny popisuje Strouhalovo kritérium (Sh). Reynoldsovo (Re) kritérium porovnává vazkosti různých druhů kapalin.

Tato kritéria se často upravují na tvary používané v projekční praxi. V oboru hydraulických strojů se využívá kritérium rychloběžnost související s parametry hydraulického stroje, konkrétně s průtokem Q , měrnou energií Y a otáčkami n .

Rychloběžnost je souhrnné kritérium přibližné hydrodynamické podobnosti hydraulických strojů, reflektující nejdůležitější síly působící v kapalině. S rychloběžností úzce souvisí měrné otáčky. Měrné (specifické) otáčky n_b jsou měřítkem rychloběžnosti čerpadla. Udávají frekvenci otáčení, kterou by disponovalo čerpadlo geometricky podobné danému, kdyby při měrné energii $1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ a maximální účinnosti η dosahovalo průtoku $1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

$$n_b = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \quad (2.5)$$

kde otáčky i měrné otáčky jsou uvedeny v sekundách $n (\text{s}^{-1})$, respektive $n_b (\text{s}^{-1})$. V technické praxi a některé literatuře se také používá vztah s jednotkou (min^{-1}) :

$$n_q = 333 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \quad (2.6)$$

Pokud mají dva stroje přibližně stejné hodnoty měrných otáček, pak je lze označit za hydrodynamicky podobné.

Při návrhu čerpadel je rychloběžnost základem pro výběr vhodného typu stroje. Porovnávají se požadované parametry jako průtok Q a měrná energie Y za daných otáček n nebo také velikost oběžného kola. Dále lze rychloběžnost využít pro přepočty dvou konstrukčně podobných strojů odlišných velikostí (návrh většího stroje pomocí podobnosti stejného avšak menšího stroje a analogicky), určení přibližné charakteristiky ze známých jmenovitých hodnot (výkonových i kavitačních) nebo pro výpočet tvarů prostor stroje protékáných kapalinou.

2.4 Účinnost a hydraulické ztráty

Účinnost udává hospodárnost přeměny energie v hydraulickém stroji. Je vyjádřena poměrem energie užitečné a energie do stroje přiváděné (respektive poměr výkonu a příkonu).

$$\eta = \frac{P_h}{P} = \frac{Q \cdot \rho \cdot Y}{M \cdot \omega} \quad (2.7)$$

kde:

η – celková účinnost stroje	(–)
P – mechanický příkon (čerpadla)	(W)
P_h – hydraulický výkon čerpadla (případně P_u)	(W)
Q – průtok na výstupu stroje	($m^3 \cdot s^{-1}$)
ρ – hustota kapaliny	($kg \cdot m^{-3}$)
Y – měrná energie	($J \cdot kg^{-1}$)

Hydraulický výkon čerpadel P_h je vždy menší než mechanický příkon P . Účinnost η je tedy menší než 1. Rozdíl hydraulického příkonu a výkonu je spotřebován na pokrytí hydraulických ztrát mezi vstupním a výstupním průřezem hydraulického stroje, dále také na mechanické ztráty v čerpadle a objemové ztráty v podobě průsaků.

Hydraulické ztráty se dělí na třecí (délkové) a místní. Místní ztráty jsou způsobeny zejména změnou směru proudění média či průtočného průřezu. Třecí ztráty jsou ovlivněny viskozitou kapaliny a drsností stěn potrubí. Bezrozměrným vyjádřením hydraulických ztrát je hydraulická účinnost η_h .

$$\eta_h = 1 - \frac{Y_z}{Y_t} \quad (2.8)$$

kde Y_t ($J \cdot kg^{-1}$) je měrná energie stroje pracujícího s nevazkou kapalinou a Y_z ($J \cdot kg^{-1}$) je ztracená (disipovaná) měrná energie kapaliny v důsledku existence hydraulických ztrát

Mechanické ztráty neovlivňují mechanickou energii stroje a projevují se snížením (užitečného) výkonu čerpadla o hodnotu P_z . Definuje se mechanickou účinnost η_m :

$$\eta_m = 1 - \frac{P_z}{P} \quad (2.9)$$

Objemové ztráty představují vnitřní průsaky q , způsobené netěsnostmi činného prostoru strojů. Objemové ztráty lze vyjádřit objemovou účinností η_o .

$$\eta_o = 1 - \frac{q}{Q_t} \quad (2.10)$$

kde q ($m^3 \cdot s^{-1}$) jsou vnitřní průsaky a Q_t ($m^3 \cdot s^{-1}$) je teoretický průtok stroje (pokud $q = 0$).

Celková účinnost η lze tedy definovat jako součin výše zmíněných účinností.

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_o \quad (2.11)$$

2.5 Kavitace a kavitační deprese

Kavitace je fyzikální jev, který vzniká výhradně v kapalinách za určitých podmínek. Je to proces vzniku bublin (dutin) v kapalném prostředí, růstu a imploze (rychlý zánik). Ke kavitaci dochází v místech sníženého tlaku. Čím je nižší hodnota tlaku a větší teplota kapaliny, tím více je vznik kavitace pravděpodobnější. Při vzniku kavitace lze pozorovat malé bubliny nebo větší prostory zaplněné sytou vodní parou. Kavitační jev je ovlivněn fyzikálními vlastnostmi kapalin, a proto se její projevy liší v závislosti na druhu kapaliny. Hlavní příčinou vzniku kavitačních dutin je **místní pokles tlaku pod tlak nasycených par kapaliny** určité teploty. V případě, že se tlak v daném místě kapaliny přiblíží k tlaku nasycených par, dojde ke vzniku dutin vyplněných sytou vodní parou a vzduchem, který je rozpuštěn v okolní kapalině. Dostanou-li se bubliny do míst s vyšším tlakem, dochází k implozi. Páry obsažené v dutině prudce kondenzují a plyny difundují do okolní kapaliny.

Kavitace vzniká jak v proudící kapalině (hydrodynamická), tak i v klidné kapalině (akustická). Při provozu hydrodynamických strojů se projevuje kavitace hydrodynamická. Příčinou snížení tlaku je zvýšení kinetické energie kapaliny při průtoku strojem či potrubím. Ve většině případů se kavitační jevy projevují negativně. Při implozi se rychle zaplní prostor dutiny kapalinou a lze pozorovat velké změny místních tlaků. V průběhu zanikání dutin v blízkosti stěn obtékaných elementů může dojít k porušování povrchů tzv. kavitační eroze.

Kavitace způsobuje opotřebení hydraulických strojů, nejčastěji se projevuje na lopatkách oběžných kol u hydrodynamických strojů, v sedlech ventilů strojů hydrostatických a ve všech prvcích hydraulických systémů. Dalším důsledkem kavitace je významné narušení spojitosti kapaliny proudící hydraulickým strojem a následné snížení parametrů hydraulických strojů. Kavitační jev má také vliv na chod strojů, projevuje se výskytem nežádoucích vibrací a zvýšenou hlučností. Tyto projevy závisí na intenzitě kavitace.

Při konstrukci hydraulických strojů se musí dbát zvýšené pozornosti na části strojů, kde pracovní látka proudí velkými rychlostmi nebo při čerpání kapalin s vysokou hodnotou tlaku nasycených par. V případě přehlížení kavitace by mohlo dojít ke zbytečnému snížení parametrů stroje či kavitační erozi a následnému poškození stroje. [5]



Obrázek 2.2: Kavitační vír (tip vortex) na induceru [5]
Inducer turbočerpadla na tekutý kyslík použité v raketovém motoru Space Shuttle Main Engine.
Vstupní průtokový součinitel $\Phi = 0,07$ a kavitační číslo $\sigma = 0,42$

Kavitační deprese je významný parametr čerpadla, který reflektuje jeho kavitační vlastnosti. Vnik kavitace v čerpadlech se odvíjí od vlastností čerpaného média (tlak nasycených par, obsah plynů atd.) a hydrodynamických vlastností celého systému. Vznikem kavitace jsou nejvíce ohrožena místa na konci samovolného pohybu kapaliny. U hydrodynamických čerpadel se jedná hlavně o okolí vstupu do kanálů oběžného kola a u hydrostatických na vstupu do činného prostoru čerpadla.

Následující vztah vyjadřuje energetickou bilanci kapaliny v určitém vnitřním prostoru čerpadla mezi sacím hrdlem (vstupem) a vstupem na pracovní element (např. lopatka oběžného kola). Hodnota kavitační deprese je určena konstrukčním řešením daného stroje a udává hydraulické ztráty ve vymezeném prostoru čerpadla.

$$\Delta y = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} - \frac{p_v}{\rho} \quad (2.12)$$

kde:

Δy – kavitační deprese	$(J \cdot kg^{-1})$
p_1 – tlak v sání čerpadla	(Pa)
c_s – střední rychlost proudění	$(m \cdot s^{-1})$
p_v – tlak nasycených par dané kapaliny	(Pa)
ρ – hustota kapaliny	$(kg \cdot m^{-3})$

Při provozu čerpadla by měl být v rizikovém místě ohroženém kavitací (na vstupu oběžných lopatek) tlak kapaliny větší než tlak nasycených par. Aby nedošlo ke kavitaci v čerpadle, připouští se dovolená hodnota kavitační deprese y_{dov} .

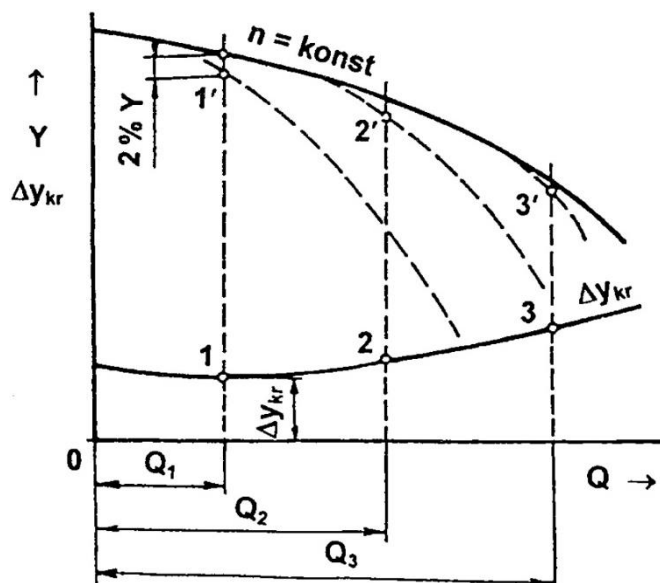
$$y_{dov} \approx 1,15 \cdot \Delta y_{kr} \quad (2.13)$$

Přičemž kritická hodnota měrné kavitace Δy_{kr} je příslušná smluvnímu poklesu měrné energie.

Místo vzniku kavitačních bublin je ovlivněno průtokem, který mění směr rychlosti proudící na oběžné lopatky, což způsobí vstupní ráz. Před nárazem kapaliny na protilehlou stranu oběžných lopatek dojde ke snížení tlaku a následně může dojít ke vzniku kavitačních dutin, které ovlivní parametry stroje.

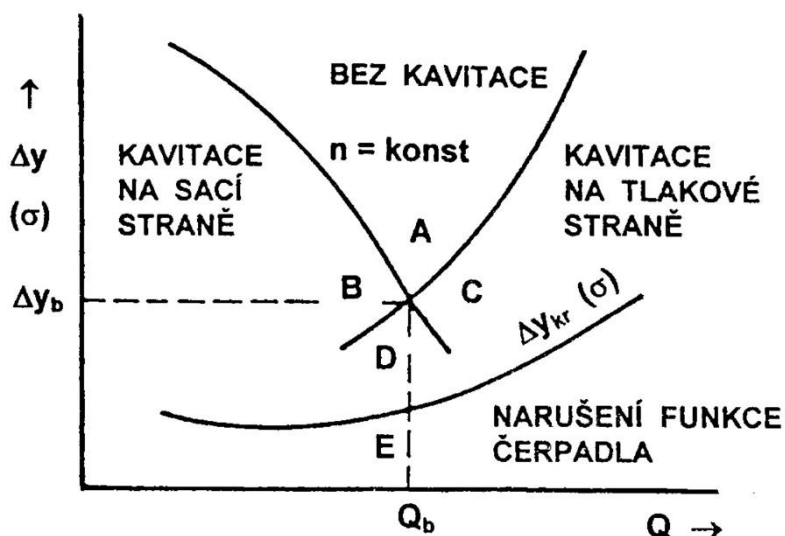
V následujícím grafu je uvedena změna $Y - Q$ charakteristiky. Při průtocích $Q_1 < Q_2 < Q_3$ je dosaženo kritické kavitační deprese Δy_{kr} . Například při dosažení průtoku Q_1 a odpovídající Δy_{kr1} (v bodě 1) se při průtoku projeví normou stanovené snížení měrné energie Y o 2 %. Charakteristika čerpadla tedy prochází bodem 1'. Pokud dojde ke snížení průtoku Q (při kterém dojde k tzv. stržení charakteristiky $Y - Q$), potom bude větší odchylka od původní charakteristiky bezkavitačního provozu čerpadla při otáčkách $n = konst$.

Stržení charakteristiky $Y - Q$ se projevuje ve větší míře u radiálních typů čerpadel než u axiálních a diagonálních.



Obrázek 2.3: Změna charakteristiky čerpadla vyvolaná kavitací [2]

Výsledky experimentů a měření kavitace se zobrazují do grafu kavitační charakteristiky čerpadla. Měření se provádí například pomocí optické indikace (stroboskopem). Oblast bez kavitace je vymezena tzv. odpařovacími křivkami. Tyto křivky odpovídají stavu, při kterém se začnou objevovat kavitační bubliny na oběžných lopátkách stroje.



Obrázek 2.4: Kavitační charakteristika hydrodynamického čerpadla [2]

- A – bezkavitační oblast s minimem Δy_{kr} v okolí bezrázového průtoku Q_b
- B – kavitace na podtlakové straně oběžné lopatky ($Q < Q_b$)
- C – kavitace na tlakové straně oběžné lopatky ($Q > Q_b$)
- D – kavitace na obou stranách lopatky
- E – oblast, kde jsou parametry čerpadla značně ovlivněny kavitací

Obvykle je volen provoz čerpadla při částečné kavitaci v oblasti D ($y_{dov} \approx 1,15 \cdot \Delta y_{kr}$), kdy se kavitace zatím neprojevuje snížením parametrů. Kavitační opotřebení na oběžném kole se však musí během provozu kontrolovat.

Čím nižší bude kritická hodnota měrné kavitace Δy_{kr} , tím je čerpadlo odolnější proti vzniku kavitace. Náchylnost ke kavitaci lze ovlivnit také konstrukčně, a to přidáním radiálního žebra do sací části čerpadla. Při $Q < Q_b$ dojde k tlumení zpětného (sekundárního proudění v oběžném kole a pozitivně ovlivní kavitační vlastnosti čerpadla. Dalšího vylepšení kavitačních vlastností čerpadla se dosahuje vpouštěním tlakového vzduchu nebo kapaliny do sání čerpadla.

Jiným způsobem zlepšení kavitačních vlastností je užití **induceru**. Jedná se o lopatkové oběžné kolo umístěné na vstupu odstředivého případně diagonálního čerpadla, kde navyšuje tlak kapaliny. Inducer má dlouhé úzké lopatky vinuté do šroubovice s malými úhly náběhu, aby došlo k minimalizaci vzniku kavitace způsobené inducerem. [4]

Ke **kavitačnímu opotřebení** dochází v místě imploze kavitačních bublin. Důsledkem je poškození povrchu či oddělení částic materiálu v oblastech zanikání kavitačních dutin. Odolnost daného materiálu se vyjadřuje mírou úbytku hmotnosti zkušební vzorku v závislosti na čase $\Delta m/t$ ($kg \cdot h^{-1}$). Počáteční fáze vzniku kavitačních dutin nemá vliv na kavitační opotřebení. Ovlivňuje však proudění kapaliny, například v oběžném kole.

Kavitační opotřebení vzniká na základě mechanických, elektrických a tepelných účinků. Mechanické účinky jsou dány rázy vniklé při implozi. Tyto rázy působí na velmi malé plochy materiálu a napomáhají ke vzniku mikrotrhlin, pružných i trvalých deformací, vnitřního napětí i únavy materiálu. Elektrické účinky se projevují rozdílem potenciálu na hranicích různých strukturních složek materiálu. Tepelné účinky jsou vyvolány ohřevem povrchové vrstvy materiálů při implozi bublin. V důsledku tepelné dilatace je ovlivněna struktura materiálu.

V čerpadlové praxi a anglické literatuře se místo kavitační deprese často uvádí veličina označována jako NPSH (zkratka anglického názvu Net Positive Suction Head). Převodní konstantu mezi těmito dvěma veličinami popisuje tento vztah:

$$NPSH (m) = \Delta y (J \cdot kg^{-1}) \cdot g (m \cdot s^{-2}) \quad (2.14)$$

Pro rozlišování kavitačních stavů se používá zkratka R (required) a A (available). Pro bezkavitační provoz tedy platí:

$$NPSH_A > NPSH_R \quad (2.15)$$

Další veličina používaná jako kritérium kavitace je kavitační číslo σ , které lze přiřadit každému proudění nezávisle na to, zdali kavituje nebo ne. Pokud je kavitační číslo dostatečně velké (rozdíl tlaků je dostatečně velký a rychlost dostatečně malá), kavitace se neobjeví. [5]

$$\sigma = \frac{p_1 - p_v}{\frac{1}{2} \rho \cdot c^2} \quad (2.16)$$

kde:

σ – kavitační číslo	(–)
p_1 – tlak na vstupu do čerpadla	(Pa)
p_v – tlak nasycených par dané kapaliny	(Pa)
ρ – hustota proudícího média	($kg \cdot m^{-3}$)
c – střední rychlost proudění v daném průřezu	($m \cdot s^{-1}$)

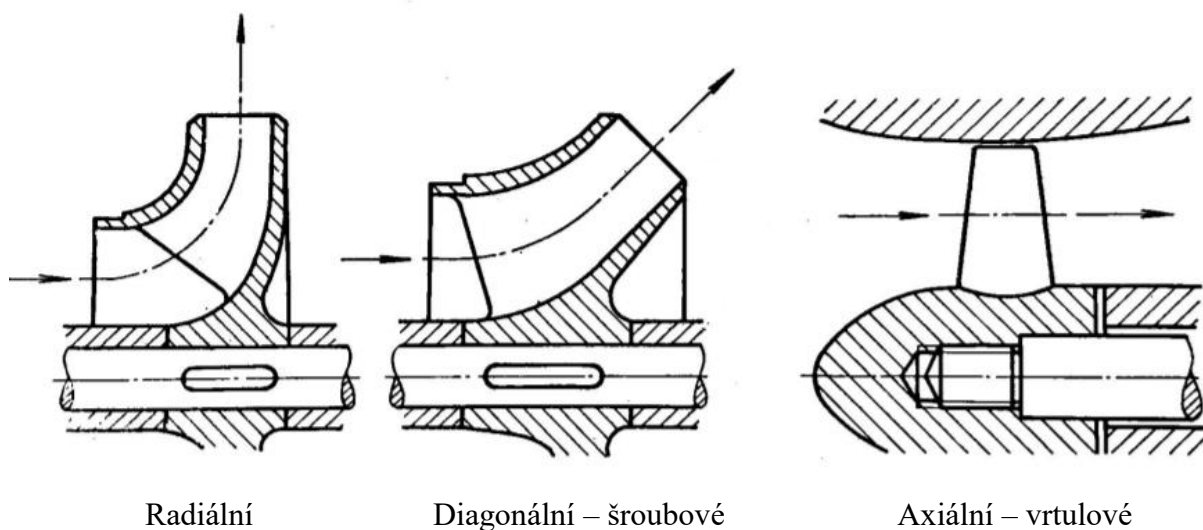
3. Čerpadla

Čerpadla jsou energetické stroje transformující mechanickou energii v hydraulickou (energie dopravované kapaliny). Pro čerpání pohonných látek v raketových pohonech se používají tzv. **turbo čerpadla** – vysokotlaké, rotační a velmi přesné hydraulické stroje. Hlavní částí je pohánějící plynová turbína a jedno či více odstředivých čerpadel (případně axiální) obvykle umístěny na stejné hřídeli. [1] [3]

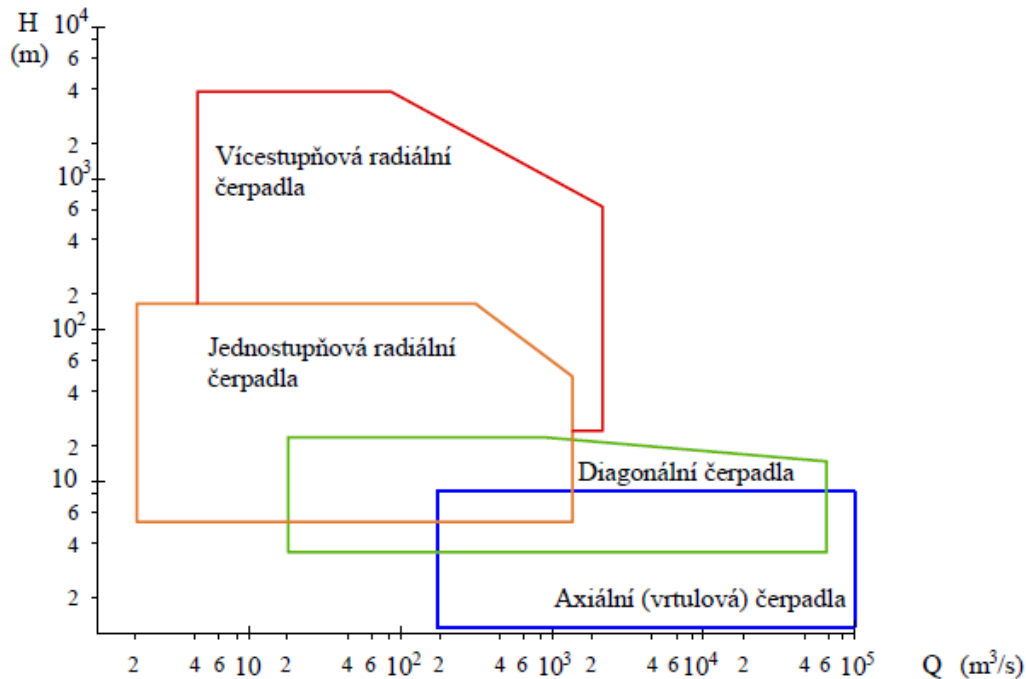
Obecně se čerpadla dělí dle jejich hlavního principu, a to na hydrodynamická, hydrostatická a speciální (ostatní). **Hydrostatická čerpadla** (objemová) pracují na principu přímé přeměny mechanické práce na potenciální energii, kinetická je zanedbatelná. Účelem těchto čerpadel je buď zvyšování polohy nebo tlaku kapaliny. V technické praxi převládají typy hydrostatických čerpadel, která pracují na principu přímé transformace mechanické energie na tlakovou. Hydrostatická čerpadla se dále dělí na pístová, membránová a rotační (lamelová, zubová, šroubová, vřetenová...). Tato čerpadla se však pro raketové pohonné jednotky nevyužívají, a proto zde nebudou popsány podrobněji. [1] [3]

V **hydrodynamických čerpadlech** (lopatková) se mění energie pohonu jednak na potenciální (tlakovou) a na kinetickou energii. K přeměně mechanické energie na hydraulickou dochází pouze v lopatkovém prostoru oběžného kola. Ve statorové části probíhá jenom přeměna z jedné formy hydraulické energie na jinou. Lopatkové čerpadlo dává stabilní proud čerpané kapaliny, který lze snadno škrtit, aniž by došlo k poškození čerpadla. Čerpání reálných kapalin je spojeno s disipací energie. Hospodárnost je dána účinností, která se ověřuje garančními zkouškami. U hydrodynamických čerpadel dominují hydraulické ztráty, a to třecí i místní. Objemové ztráty jsou relativně malé. Celková účinnost hydrodynamických čerpadel je menší v porovnání s hydrostatickými. Hydrodynamická čerpadla pracují s mnohem většími otáčkami než hydrostatická, takže mohou být napojena na elektromotor na stejné hřídeli bez převodů. Obecně konstrukce hydrodynamických čerpadel je menší a levnější než čerpadla hydrostatická. [1] [3]

Hydrodynamická čerpadla lze rozdělit na axiální (vrtulové) a odstředivá – radiální a diagonální (šroubové) hydrodynamická čerpadla.



Obrázek 3.1: Druhy hydrodynamických čerpadel [3]



Obrázek 3.2: Orientační graf určující druh čerpadla v závislosti na průtoku a dopravní výšce [3]

Nejpoužívanější lopátková **čerpadla** jsou **radiální** (běžně označována pouze jako odstředivá). Čerpané médium vtéká rovnoběžně s hnací hřídelí přes oběžné kolo a vytéká kolmo na ni. Kapalina se dostává vtokovým hrdlem do středu oběžného kola, odkud je vrhána směrem k jeho obvodu. Lopatky na oběžném kole jsou zakřiveny směrem dozadu vzhledem ke směru otáčení. Kapalina je tlačena ke stěně skříně čerpadla, čímž vzniká podtlak v ose hřídele a na obvodu oběžného kola přetlak. Oběžné kolo je uloženo ve spirálové skříni, po jejímž obvodu proudí kapalina vystupující z oběžného kola. Dochází ke zvýšení průtočného profilu a postupnému snížení rychlosti kapaliny. V důsledku klesá kinetická energie a úměrně, dle Bernoulliho rovnice, vzrůstá tlaková energie. Tato konstrukce vykazuje vysokou účinnost a je vhodná pro čerpání čistých látek. Odstředivá čerpadla nejsou samonasávací, takže se musí spuštět již plně zaplavené kapalinou včetně sacího potrubí. [1] [3] [6]

Běžně se používají pro průtoky Q od 1 do 20 000 litrů za sekundu a pro dopravní výšky H od 1 do 150/250 metrů na jedno oběžné kolo při otáčkách od 250 do 6 000 za minutu. Jejich měrné otáčky n_b se pohybují mezi 35 až 300 otáček za minutu. Při extrémních požadavcích průtoku Q a měrné energie Y dochází dle vztahu (2.5) pro měrné otáčky k dosažení krajních hodnot rychloběžnosti a následně značnému snížení účinnosti η . V těchto případech je nutné rozčlenit parametry Q a Y na více vzájemně propojených oběžných kol. V případě, že by nebylo možné dosáhnout požadované měrné energie Y za daného průtoku Q v jednom stupni, použije se vícestupňové provedení s oběžnými koly a difuzory řazenými do série. Pokud by za dané měrné energie Y nebylo možno dosáhnout požadovaného průtoku Q , využije se paralelního zapojení více oběžných kol. [3]

Radiální čerpadla jsou hojně rozšířena z důvodu snadné konstrukce, minimální poruchovosti, nízkých provozních nákladů či schopnosti čerpání agresivních kapalin. Radiální čerpadla jsou v podstatě opačně pracující Francisovy vodní turbíny. [1] [3]

Pro větší průtoky při větším počtu otáček a pro menší pracovní výšky se používají **čerpadla diagonální**. Kapalina vtéká do oběžného kola v axiálním směru a vytéká z něho šikmým směrem k hřídeli. Diagonální čerpadla mají vyšší hodnotu měrných otáček n_b , a to od 300 do 600 otáček za minutu. [1] [3]

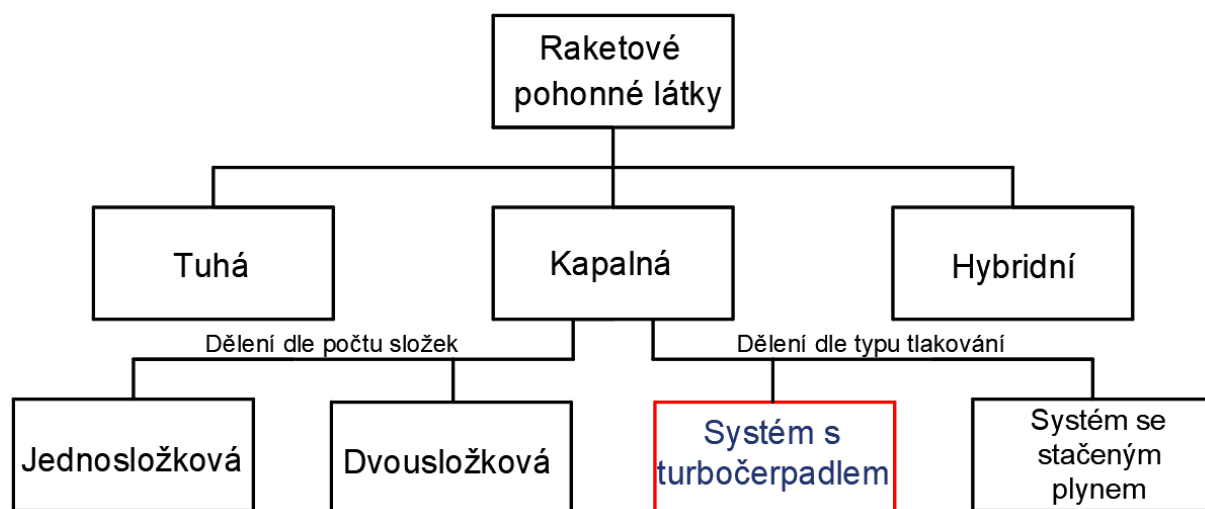
Pro čerpání kapalin velkých průtoků a malých dopravních výšek se používají **axiální čerpadla**. Měrné otáčky n_b se pohybují od 600 do 1 200 otáček za minutu. Při nižších otáčkách mají rozměrný náboj. Axiální čerpadla mohou disponovat oběžnými koly s natáčivými lopatkami, což umožňuje určitou variabilitu parametrů (změny optimálního průtoku či dopravní výšky). Axiální čerpadla jsou opačně pracující Kaplanovy turbíny. [1] [3]

4. Druhy raketových pohonných látek a spalovací cykly

Základním principem raketových motorů je zákon akce a reakce. K hlavnímu průlomu došlo na konci 19. století, kdy Konstantin Eduardovič Ciolkovskij definoval, že rychlost rakety je závislá na rychlosti plynů vypouštěných z motoru a tím položil teoretické základy kosmonautiky a letů do vesmíru. Od té doby probíhá experimentální výzkum s cílem vyvinutí co nejefektivnější metody. Pro dosažení největších výfukových rychlostí spalín (a zároveň tahu motoru) jsou nutné vysoké tlaky a teploty ve spalovací komoře motoru a zároveň nízká hmotnost rakety. Tyto parametry jsou z velké části dány druhem pohonných látek, od kterého se odvíjí konstrukce rakety. Základní rozdělení raketových pohonných systémů je dáno právě druhem pohonných látek. Jedná se o rakety na tuhé, kapalné a hybridní pohonné látky (souhrnné označení pro paliva a okysličovadla).

Hlavním faktorem při výběru pohonných látek pro raketovou jednotku je charakter mise, pro kterou bude raketa sloužit. Při tomto výběru se zohledňuje trajektorie a délka letu, užitný náklad, počet vyrobených jednotek atd.

K hoření paliva je potřebný kyslík, který se sice v atmosféře nachází, ale s rostoucí nadmořskou výškou jeho koncentrace klesá a ve vesmíru není vůbec. Okysličovadla jsou tedy nedílnou součástí pohonných látek. V této kapitole budou uvedeny stěžejní výhody a nevýhody paliv. Kapalným palivům, okysličovadlům a jejich vlastnostem bude věnována další kapitola. [7] [8]



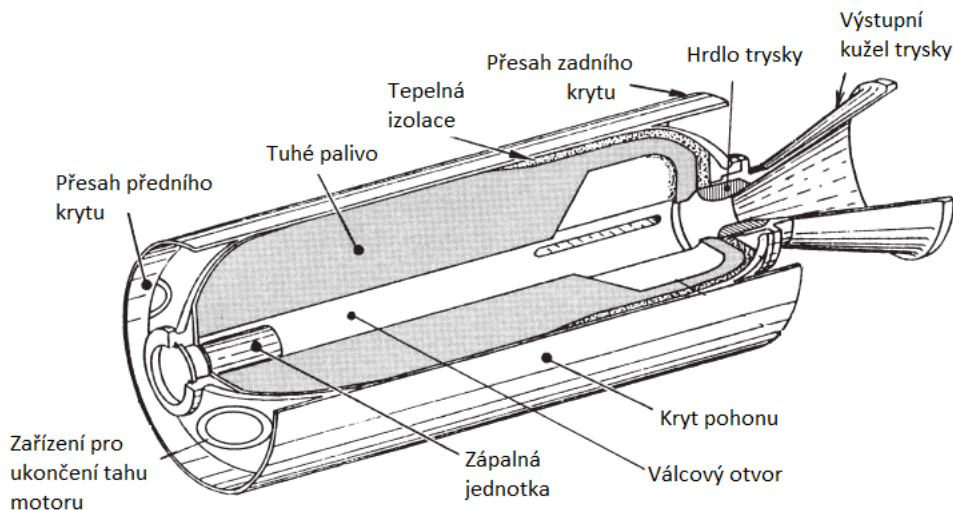
Obrázek 4.1: Základní rozdělení raketových paliv [8]

4.1 Tuhé pohonné látky

Směsi tvořící tuhé pohonné látky jsou složeny z velkého množství látek. Kromě samotného paliva a okysličovadla se přidávají také plnidla, plastifikátory nebo vytvrzovací činidla. Některé látky mají i více funkcí. V minulosti bylo experimentováno s více než 200 druhy konkrétních látek a hledání nejefektivnějšího složení stále probíhá. Základní princip spočívá ve spalování tuhého paliva, uvolnění tepla v podobě spalín a následný výstup z trysky produkující tah motoru. Nádrž zde současně funguje jako spalovací komora.

Největší výhodou raket poháněných tuhými palivy je relativní jednoduchost jejich konstrukce, skládají se z výrazně menšího počtu součástí než rakety na kapalné pohonné látky. Cena výroby je nižší. Příprava rakety na start je mnohem jednodušší a rychlejší, není potřeba palivo tankovat, čímž se eliminují rizika úniků.

Na druhou stranu, výroba tuhých pohonných látek je velmi drahá, riziko vzplanutí či exploze je celkově vyšší a transport z továrny na odpalovací plošinu vyžaduje speciální ekologická a bezpečnostní povolení. Jakmile je palivo zažehnuto, tah motoru lze regulovat pouze omezeně. Pokud je požadováno opětovné využití, motor musí být kompletně zrekonstruován. [8] [9]



Obrázek 4.2: Zjednodušené zobrazení řezu typického raketového pohonu na tuhé palivo [8]

4.2 Hybridní pohonné látky

Hybridní pohonné látky jsou kombinací tuhých a kapalných pohonných látek. Palivo je uloženo v tuhé části a okysličovadlo je tekuté. Okysličovadlo může být dopravováno k tuhému palivu buď čerpadlem, anebo vlastním tlakem. Výhodou obou metod je schopnost ovlivnit rychlost spalování a následně tahu motoru. Jedná se také o mnohem bezpečnější variantu. Nevýhodou je opět opakovaný start rakety, který vyžaduje rozsáhlé opravy. Obě varianty hybridních pohonů byly intenzivně testovány pouze na Zemi (např. UAH Propulsion Research Center). [9]



Obrázek 4.3: Koncept velké hybridní rakety s tuhým palivem a okysličovadlem řízeným tlakovým systémem [8]

4.3 Kapalně pohonné látky

Kapalně pohonné látky se dělí na jednosložkové a dvousložkové. Pro **jednosložkové pohonné látky** stačí v raketě pouze jedna nádrž, ve které je již smícháno okysličovadlo s palivem. Výhodou je zjednodušená konstrukce. Omezujícím faktorem je však chemická a tepelná stabilita, nutná pro bezpečné uložení v nádrži. Konkrétními zástupci jednosložkových paliv jsou ethylenoxid, nitrometan, koncentrovaný vodík a hydrazin. Po experimentálním výzkumu těchto jednosložkových paliv se v leteckém průmyslu využívá hydrazin, ostatní okrajově. Hydrazin je nejčastěji využíván jako palivo pro řízení satelitů, krátké lety nebo také palivo do plynového generátoru turbočerpadla. Předností této pohonné látky jsou vlastnosti umožňující jednoduché a bezpečné skladování a také jednoduchost rozkladu příslušným tuhým katalyzátorem, který je nutný pro iniciaci chemické reakce. Jednosložková pohonné látky se obecně využívají pouze zřídka. [8] [9]

Rakety konstruované pro **dvousložkové kapalně pohonné látky** mají dvě oddělené nádrže pro okysličovadlo a palivo. Obě složky jsou dopravovány z nádrží a následně vstřikovány do spalovací komory, kde začnou hořet, za daného směšovacího poměru. Ve spalovací komoře dojde ke zvýšení tlaku a dále k výfuku horkých plynů přes trysku, která zajišťuje nárůst výfukové rychlosti. Stěžejní výhodou dvousložkových kapalných paliv je jejich vysoká efektivita. Palivová účinnost je udávána hodnotou specifického impulzu, který je jedním z nejdůležitějších parametrů raketových a proudových motorů. **Specifický impulz** je definován jako podíl celkového impulzu na jednotkovou hmotnost pohonné látky [8] (též poměr tahu k množství spotřebovaného paliva za sekundu [10]):

$$I_t = \int_0^t F dt \quad (4.1)$$

$$I_{sp} = \frac{\int_0^t F dt}{g \int \dot{m} dt} \quad (4.2)$$

kde:

I_t – celkový impulz	(N. s)
F – tahová síla (časově proměnná veličina)	(N)
I_{sp} – specifický impulz ²	(s)
g – tíhové zrychlení na povrchu Země	($g = 9,8066 \text{ m/s}^2$)
$\dot{m}$ – hmotnostní průtok	($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

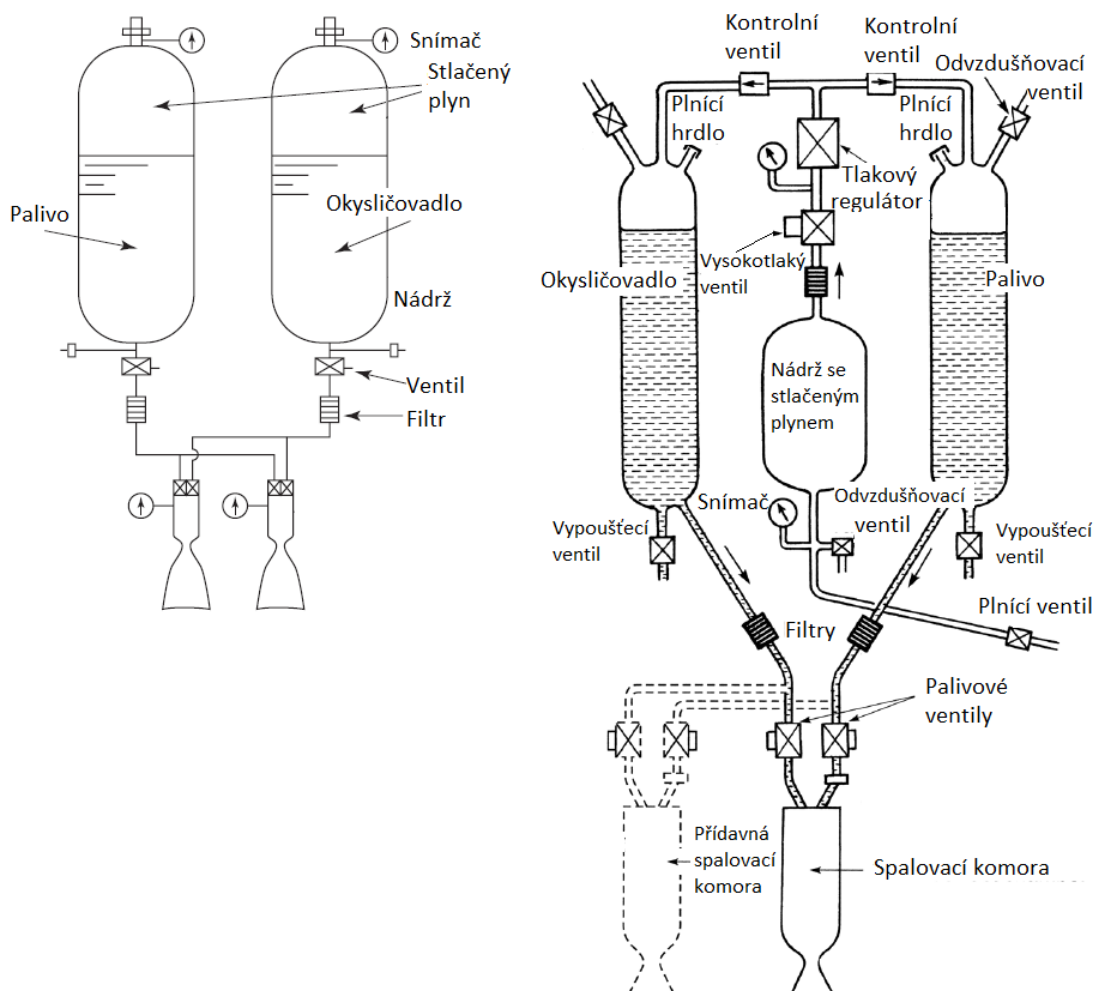
Maximální hodnoty výtokových rychlostí jsou značně ovlivněny druhem pohonných látek. Pro tuhé se hodnoty pohybují v rozmezí 2,1– 3,2 km/s. U jednosložkových kapalných pohonných látek jsou rychlosti mezi 1,7– 2,9 km/s a u **dvousložkových 2, 9– 4, 5 km/s**. [8]

² V evropské neanglicky psané literatuře se vyskytuje jednotka specifického impulzu ($\text{N} \cdot \text{s/kg}$), která je ekvivalentní velikosti efektivní výtoková rychlost (teoretická rychlost proudu plynu protékajícího výstupním průřezem trysky za předpokladu, že tlak tohoto plynu se na výstupním průřezu právě rovná tlaku okolního prostředí). Pro vyjádření specifického impulzu v ($\text{N} \cdot \text{s/kg}$) je nutné vydělit vztah výše tíhovým zrychlením g .

4.3.1 Přetlakový systém

Paliva a okysličovadla jsou dopravována do spalovací komory dvěma způsoby, a to přetlakovým systémem nebo turbočerpadly. Přetlakový systém (často uváděn jako samostatný cyklus) funguje na principu regulovaného vpouštění vysokotlakého plynu (helium, dusík nebo vzduch) do nádrží s palivem a okysličovadlem (lze použít i pro jednosložkové pohonné látky). Jedná se o konstrukčně jednoduchou a spolehlivou metodu (první testy probíhaly v roce 1926). Kvůli velkým tlakům (až 20 MPa [10]) je však nutné dimenzovat nádrže na velké tloušťky stěn, z čehož plyne významné navýšení hmotnosti motoru. Dalším limitujícím faktorem je také tlak ve spalovací komoře, který by neměl přesáhnout 2–2,5 MPa [10]. Využívá se hlavně pro menší a střední pohonné jednotky (například manévrovací trysky a poslední stupně rakety). Konkrétně je přetlakový systém využit v kosmické lodi Dragon 2 primárně určené pro dopravu amerických astronautů na mezinárodní vesmírnou stanici (ISS). První testovací let je plánován koncem léta 2018, let s posádkou koncem roku 2018.

Další alternativou je plyn stlačený přímo v nádržích, což výrazně snižuje hmotnost. Negativním prvkem tohoto systému je klesající přetlak uvnitř nádrží během letu. [8] [9]



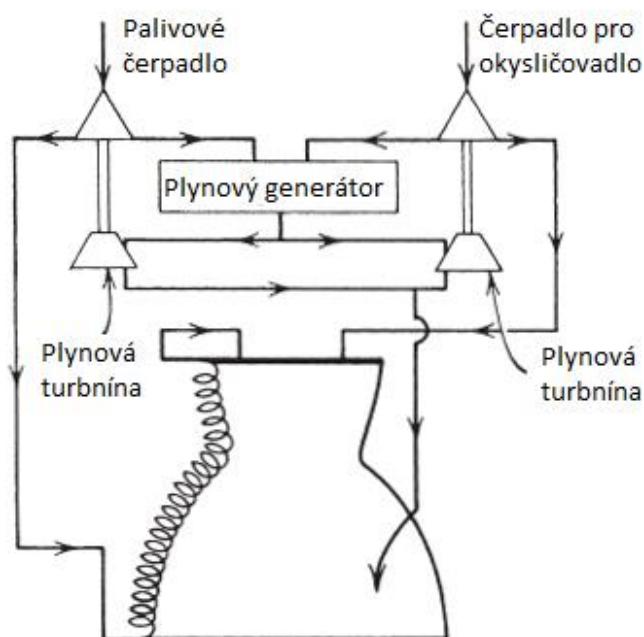
Obrázek 4.4: Schéma dvojsložkového systému se stlačeným plynem [8]
Vlevo je zjednodušený systém se stlačeným plynem v nádržích. Vpravo je zobrazen systém s regulovaným vpouštěním plynu

4.3.2 Spalovací cykly s turbočerpadlem

Systém s turbočerpadlem je nejrozšířenější metodou pohonu raket (hlavně pro největší pohonné jednotky). O navýšení tlaku vstřikovaného paliva a okysličovadla do spalovací komory se starají čerpadla, což umožňuje snížení tloušťky a zároveň hmotnosti nádrží. Jako výsledek nižší hmotnosti a vysoké efektivity pohonných látek (specifického impulzu) se jedná o nejvýkonnější typ pohonu, s kterým lze dosáhnout největších rychlostí a zrychlení. Raketový motor poháněný turbočerpadlem lze snadno regulovat, restartovat nebo zastavit. Je to nejvhodnější varianta pro opakované starty. Může být testován přímo před startem na odpalovací rampě. Tepelně namáhané části jako například spalovací komory a trysky mohou být chlazeny kryogenními pohonnými látkami. Mezi hlavní nevýhody se řadí složitost konstrukce, z čehož také plyne navýšení ceny. Kryogenní pohonné látky se musí tankovat na odpalovací rampě těsně před startem a skladovací nádrže musí být dobře izolovány. Rozlití a úniky mohou způsobit vzplanutí. Dalším úskalím jsou extrémně nízké teploty kryogenních látek. [8] [9]

Pokud je pro daný vesmírný let zvoleno kapalné palivo s turbočerpadlovým systémem, dalším úkolem pro konstruktéry je volba cyklu motoru. **Cyklus motoru určuje konkrétní schéma tratě**, která dopravuje kapalná pohonné látky z nádrží do spalovací komory. Základní typy cyklů jsou otevřené a uzavřené v závislosti na odvodu spalin z turbíny. Nejpoužívanějšími cykly jsou s plynovým generátorem (často nazývaný pouze jako otevřený), s postupným spalováním (nazývaný uzavřený) a expanzivní (uzavřený). Existuje mnoho dalších variací a druhů, využívají se ale pouze okrajově a některé nebyly sestaveny ani testovány. [8] [11]

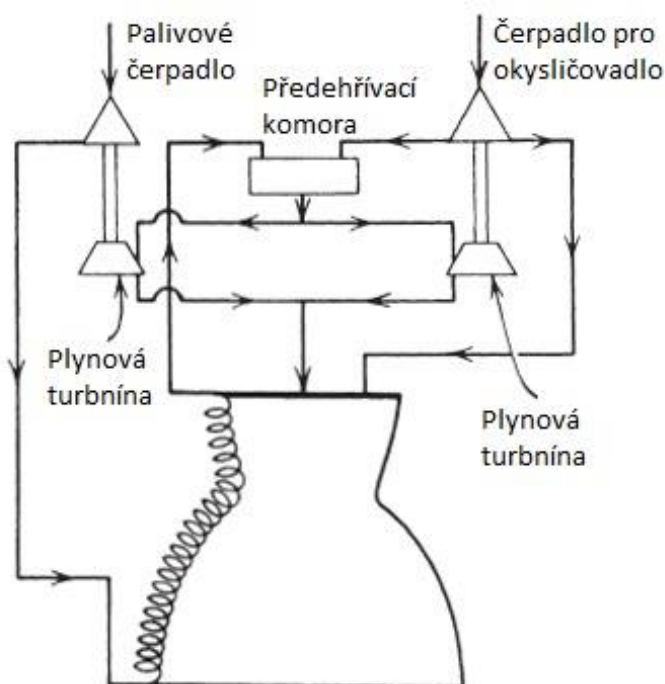
Otevřený cyklus s plynovým generátorem je charakteristický odvodem spalin z turbíny vedlejší tryskou do okolí případně do výstupní části hlavní trysky. Trasa paliva i okysličovadla se rozdvojuje za čerpadly. Menší část pohonných látek (1,5–7 %) směřuje do plynového generátoru (za optimálního spalovacího poměru), který roztáčí turbíny. Větší část paliva a okysličovadla je přiváděna přímo do spalovací komory. Palivo je často vedeno kolem trysky, což zajišťuje její chlazení a zároveň predehřev paliva. [8] [11]



Obrázek 4.5: Zjednodušené schéma otevřeného cyklu s plynovým generátorem [8]

Hlavní předností tohoto cyklu je relativně jednoduchá konstrukce, nižší hmotnost i cena. Na druhou stranu, při odvodu spalin z generátoru se snižuje efektivita (nižší specifický impuls) o několik procent (2–8 %). I přes tuto nevýhodu, otevřený cyklus je využíván velmi často. Příkladem jsou motory Merlin vyvíjené společností SpaceX pro rakety Falcon 1, Falcon 9 a Falcon Heavy. Další aplikací jsou motory Vulcain pro rakety Ariane od Evropské kosmické agentury (ESA). [8] [11]

Uzavřený cyklus se vyznačuje odvodem spalin z turbíny do spalovací komory, takže se tato energie využije efektivněji. V porovnání s ostatními cykly je efektivita uzavřeného cyklu největší. Trasa paliva se nerozdvojuje jako u otevřeného cyklu, ale směřuje do přehřívací komory (opět přes tepelný výměník vinutý kolem trysky a spalovací komory). Trasa okysličovadla je stejná jako v prvním případě. Ve výsledku dojde ke spalování v přehřívací komoře za neoptimálního poměru. Zplodiny s velkým obsahem paliva a energie vstupují do turbíny, kde expandují a roztáčí ji. Turbínou prochází 60–80 % celkového množství pohonných látek. Následně je směs vedena do spalovací komory, kde se smísí s větším množstvím okysličovadla a začne hoření. Uzavřený cyklus využívají například motory RS-25 (rakety Space Shuttle, společnost Rocketdyne), známý také pod zkratkou SSME (z anglického sousloví Space Shuttle Main Engine). [8] [11]

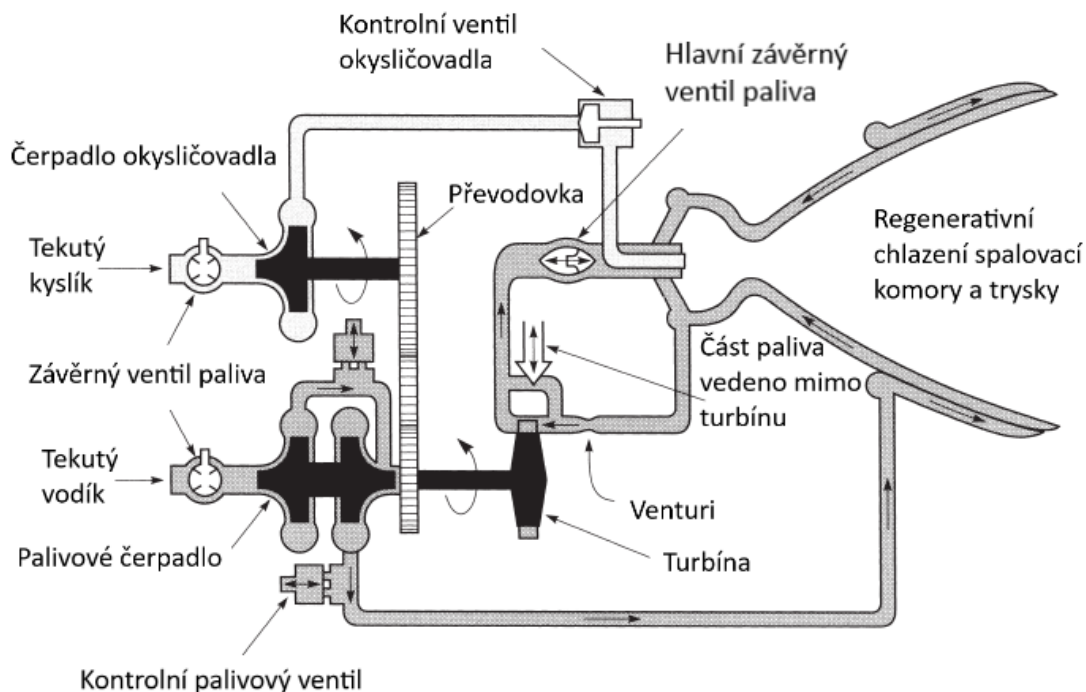


Obrázek 4.6: Zjednodušené schéma uzavřeného cyklu [8]

Expanzivní cyklus funguje na principu vypařování paliva, které zároveň zprostředkovává chlazení. Palivová trať je vedena kolem trysky a spalovací komory. Zde dojde k vypaření a následně je větší část paliva (85–95 %) odváděna do turbíny, kde koná práci a tím ji roztáčí. Zbytek paliva obtéká turbínu a za ní se připojí k hlavní palivové trati směřující do spalovací komory, kde dojde ke smíchání s okysličovadlem a hoření.

Tato varianta zaručuje solidní specifický impulz, který se téměř vyrovná uzavřenému cyklu. Není potřebný plynový generátor, čímž se snižuje složitost a hmotnost. Expanzivní cyklus je vhodný především pro kryogenní paliva (primárně vodík). Konkrétně je použit v raketovém

motoru RL10 a jeho modifikacích (okysličovadlem je kapalný kyslík). Tento motor od americké společnosti „Pratt & Whitney Rocketdyne“ absolvoval první let v roce 1961 a od té doby byl použit více než 500krát, například v raketách Atlas (I, II, III, V), Saturn I, Delta IV, Titan atd. [8] [11]



Obrázek 4.7: Schéma expanzivního cyklu [8]

5. Vlastnosti kapalných raketových pohonných látek

Existuje velké množství kapalných pohonných látek s různými vlastnostmi. Finální volba je obvykle kompromisem rozličných faktorů, které jsou popsány v této kapitole. Cena pohonných látek je oproti nákladům na vývoj a výrobu relativně malá (udává se méně než 1 %). S trendem raket pro opakované použití se však celková cena letů podstatně sníží o výrobu, takže podíl ceny pohonných látek na jednotlivý start bude navýšen.

Důležitým faktorem je výkon pohonné látky, který lze snadno porovnávat pomocí specifického impulsu (4.2). Specifický impuls závisí na tlakovém poměru (poměr tlaku ve spalovací komoře a tlaku v okolí), Poissonově konstantě, teplotě ve spalovací komoře, molární hmotnosti a poměru spalovaných pohonných látek. Zajímavým faktem je, že ideální spalovací poměr není obvykle stechiometrický. U většiny dvousložkových pohonných látek se využívají poměry s větším obsahem paliva v porovnání se stechiometrickým. Důvodem je nižší molární hmotnost výsledné směsi.

Důležité je také znát bezpečnostní rizika. Velké množství pohonných látek je toxické, jedovaté, chemicky velmi reaktivní nebo výbušné. Práci s těmito látkami může vykonávat pouze kvalifikovaný personál za přísných bezpečnostních podmínek. Zvýšená pozornost musí být věnována také materiálové kompatibilitě. Hlavními hrozbami je reaktivnost pohonných látek s vnitřní konstrukcí pohonného systému, koroze a v případě kryogenních látek křehkost materiálu. Tato bezpečnostní opatření navyšují celkové náklady. [8] [10]

5.1 Fyzikální a chemické vlastnosti kapalných paliv

Další důležitou charakteristikou pohonných látek jsou jejich konkrétní fyzikální a chemické vlastnosti jako například nízký bod tuhnutí, vysoká měrná tíha, reakční stabilita, tepelná vodivost, vlastnosti při čerpání, stálost vlastností při změnách teplot a schopnost vznícení dané kombinace.

Nízký bod tuhnutí pohonných látek zaručí kapalně skupenství pohonných látek za nízkých teplot a umožní tak funkci pohonného systému.

Vysoká měrná tíha umožní uložení větší hmotnosti pohonných látek do nádrží. V důsledku jsou použity menší nádrže, což pozitivně ovlivní hmotnost a aerodynamický odpor.

Dobrá tepelná vodivost je požadována z důvodu chlazení spalovací komory a trysky, aby docházelo k efektivnímu odvodu tepla. Při této tepelné výměně je také potřeba zajistit, aby nedošlo k vypaření pohonných látek ještě před vstupem do spalovací komory, pokud to není požadováno. **Vysoká teplota varu** je také vhodná fyzikální vlastnost.

Další důležitou vlastností je **nízký tlak nasycených par**, který je vhodný nejen pro manipulaci s pohonnými látkami, ale hlavně ovlivňuje riziko vzniku kavitace. Pohonné látky s vysokým tlakem nasycených par (např.: tekutý kyslík a vodík) vyžadují speciální design čerpadel a neobvyklé manipulační techniky.

Proměnnost vlastností v závislosti na teplotě by měla být malá a velmi podobná pro palivo a okysličovadlo. Například velký rozdíl teplot vypařování nebo podstatná změna viskozity při změně teploty vytváří velmi obtížné podmínky pro kalibraci raketového motoru a znemožňuje přesnou predikci výkonu za různých teplot.

Jako výhoda se také jeví **schopnost samovznícení** dané kombinace paliva s okysličovadlem. Dojde-li ke spontánnímu vznícení, není potřeba implementovat zápalný systém do konstrukce raketového motoru. Tyto kombinace pohonných látek se nazývají **hypergolická**.

Je důležité, aby všechny zmíněné vlastnosti byly dodrženy i v případě různého data výroby nebo různých výrobců. Z toho důvodu jsou pohonné látky dodávány včetně certifikace zajišťující přesné složení, maximální obsah nečistot, fyzikální vlastnosti, laboratorní a chemické analýzy atd.

Tyto vlastnosti se do jisté míry dají ovlivnit přidáním aditivních látek. Například do látek bez schopnosti samovznícení se přidávají reaktivní přísady, aby vznikla hypergolická směs. Dalším příkladem je přidání tuhého materiálu (např. jemný prášek hliníku) pro zvýšení hustoty a snížení nestabilit při spalování. [8] [10] [12]

5.2 Okysličovadla

Nejefektivnějším (největší specifický impulz) okysličovadlem je **tekutý fluor** s teplotou varu $-188\text{ }^{\circ}\text{C}$, vysokou hustotou a extrémně toxickými a korozními vlastnostmi. Jeho využití bylo testováno v několika raketových motorech, nicméně z důvodu obrovských rizik byl vývoj zastaven. Tato látka byla také využita pro výrobu okysličovadel ve sloučeninách s borem, kyslíkem a dusíkem, ale všechny jsou opět velmi toxické a korozivní. Fluorové okysličovadla a jeho modifikace se tedy v současnosti používá pouze minimálně. [8] [10]

Dalším okysličovadlem jsou **směsi kyseliny dusičné**, hojně používané v minulosti (mezi lety 1940 a 1965). Hlavní nevýhodou tohoto okysličovadla je koroze materiálu a jedovatost spalin. Odolné jsou pouze speciální typy nerezové oceli a některé vzácné kovy (zlato, platina). Pro snížení reaktivnosti s kovy byly v malé míře přidávány fluoridové ionty (do 1%). I přes toto opatření, se kyselina dusičná v současnosti nepoužívá ve větší míře. [8] [10]

V minulosti se často využíval také **peroxid vodíku**, který má relativně dobré vlastnosti pro skladování a manipulaci. Je kapalný za běžných teplot a téměř nezpůsobuje žádnou korozi. Další výhodou je velká hustota. V raketovém průmyslu se vyskytuje obvykle v 70–99% koncentracích s vodou, nejčastěji 90%. Peroxid vodíku se používá také jako součást jednosložkového paliva. Jeho aplikace je ale minimální, nahradily ho efektivnější okysličovadla. Nyní se však o něm začíná znovu uvažovat, a to hlavně z ekologických důvodů, protože neprodukuje toxické zplodiny. [8] [10]

Poněkud rozšířenějším okysličovadlem je **dimer oxidu dusičitého**. V kombinaci s asymetrickým dimethylhydrazinem (UDMH) je používán v ruských raketových motorech. Kombinace s palivem monomethylhydrazin (MMH) se využívá u amerických menších pohonných jednotek jako například orbitální manévrovací systémy nebo pohonné jednotky kosmických lodí. Oxid dusičitý je za normálního tlaku kapalný v rozmezí teplot od -11 do $22\text{ }^{\circ}\text{C}$, což je velmi vhodné pro skladování. Pokud je čistý, není korozivní. Nevýhodou je velká toxicita spalin. [8] [10]

Nejpoužívanějším okysličovadlem velkých raketových motorů je **tekutý kyslík** (často označován **LOX** z anglického názvu liquid oxygen). Je to bledě modrá, průzračná, kryogenní látka s teplotou vypařování $-183\text{ }^{\circ}\text{C}$ a teplotou tání $-219\text{ }^{\circ}\text{C}$ při tlaku $101,325\text{ kPa}$. Tekutý kyslík má hustotu mírně vyšší hustotu než voda, konkrétně $1141\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Měrné skupenské

teplo vypařování je 216 kJ/kg . Za normálních podmínek má expanzivní poměr³ 1:861. Po fluoru se jedná a druhé nejefektivnější okysličovadlo. Nejčastěji se používá v kombinaci s palivem RP-1 (kerosin) nebo tekutým vodíkem, při spalování vzniká zářivě bíložlutý plamen. [8]

Tekutý kyslík není korozivní a toxický, reaguje však s mnoha organickými látkami a oleji. Nutným předpokladem pro bezpečné skladování a manipulaci je čisté prostředí. Při dodržení čistoty nedochází k degradaci materiálu. Jelikož se tekutý kyslík vypařuje velmi rychle, nemůže být skladován v nádržích delší dobu. Často se vyrábí v blízkosti jeho aplikace, v raketovém průmyslu tedy u odpalovacích plošin. Vyrábí se převážně frakční destilací zkapalněného vzduchu, což lze považovat za nevyčerpatelný a poměrně levný zdroj (v atmosféře je zastoupen 21 objemovými procenty). Nádrže rakety se tankují jen několik hodin před startem a musí být dobře izolovány včetně dalších jednotek pohonného systému (potrubí, ventily atd.), aby nedocházelo k přenosu tepla z okolí. [8]

Kryogenní teploty⁴ jsou velmi náročné pro materiály, ve kterých se tekutý kyslík uchovává jak v raketě, tak i ve skladovacích nádržích. Při těchto teplotách dochází u kovů k výraznému zvýšení pevnosti v tahu a zvýšení křehkosti. Skladovací nádrže jsou obvykle vyrobeny ze slitin hliníku, mědi nebo nerezových ocelí. Nejvhodnějším materiálem jsou slitiny hliníku z důvodu nízké hustoty a nízké měrné tepelné kapacity (pro ochlazení nádrží se musí odebrat méně tepla). [8]

5.3 Paliva

Ropné deriváty zahrnují širokou škálu uhlovodíků, které mohou být využity jako raketová paliva. Obecně se jedná o látky s dobrou efektivností při spalování. Skladování a manipulace není složitá a cena relativně nízká. Jsou kapalná za běžných teplot a vyrábí se frakční destilací ropy v rafinériích. [13]

Konkrétním příkladem je palivo **RP-1** (zkratka z anglického názvu Rocket Propellant number 1) vyvinutého speciálně pro raketový průmysl. Jedná se o směs uhlovodíků s podobným složením jako petrolej (kerosin). Toto se používá pouze v Americe, avšak v Rusku existuje velmi podobné palivo pouze s jiným označením. Před několika lety bylo palivo RP-1 nahrazeno jeho druhou verzí RP-2. Největším rozdílem je snížený obsah síry, která za určitých podmínek způsobovala korozi. [8]

Tekutý vodík je kryogenní palivo (teplota varu -253 °C) s nízkou hustotou. Nízká hustota vyžaduje objemné nádrže, které mají za důsledek velký aerodynamický odpor. Kryogenní teploty opět limitují výběr materiálu pro potrubní systém, nádrže a čerpadla. Při porovnání s RP-1 (případně RP-2) je tekutý vodík ještě efektivnější. Při spalování s tekutým kyslíkem hoří téměř neviditelným plamenem. Tekutý vodík je vyráběn z plynného vodíku postupným stlačováním, ochlazením a následnou expanzí. V případě smíchání se vzduchem exploduje za různých poměrů. [8]

³ Expanzivní poměr je poměr objemů dané látky v kapalném a plynném skupenství za konstantního tlaku. Například 1 litr kapalného tekutého kyslíku bude mít po vypaření objem 861 litrů při normálním tlaku. [13]

⁴ Teplotní hranice kryogenní látek není striktně stanovena plošně. Za kryogenní látky jsou vědeckými pracovníky obvykle považovány ty, které mají bod varu pod hodnotou -150 °C za normálního tlaku. Například americký Národní institut standardů a technologie definuje kryogenní látky s bodem varu pod -180 °C . [13]

6. Experimentální výzkum kryogenních čerpadel pro raketové pohonné jednotky

Turbočerpadlo je považováno za stěžejní součást všech raketových jednotek na kapalná paliva. Kryogenní raketová čerpadla jsou provozována často za velkých otáček, průtoků, tlaků a jsou vystaveny extrémnímu zatížení. V případě selhání či nesprávného chodu je katastrofa velmi pravděpodobná, a proto je vyžadována vysoká přesnost a spolehlivost.

Jednou z první možností validace chodu čerpadla a navrhovaných parametrů je výpočtové modelování dynamiky tekutin, často označovaného zkratkou CFD z anglického názvu Computational fluid dynamics. Kvalita CFD výpočetních programů se s narůstajícím výpočetním výkonem počítačů stále zlepšuje a je čím dál tím více využívaným nástrojem pro modelování proudění, nicméně potvrzení výsledků experimentem je často nezbytné a pro raketový průmysl to platí dvojnásob. CFD výpočetní programy jsou zde velmi užitečným nástrojem, ale u raketových čerpadel je nutné analyzovat celý systém včetně sací a výstupní části a induceru, který je téměř vždy součástí turbočerpadla. [15] [16]

Experimentální testování kryogenních čerpadel je tedy nedílnou součástí vývoje raketového motoru. Náplní této kapitoly bude analýza a srovnání konkrétních testů, které proběhly v minulosti. Hlavní pozornost bude věnována výzkumu čerpání tekutého kyslíku a jeho simulantů. Důvody užití simulantů je především dostupnost a bezpečnost. Jako náhrada tekutého kyslíku se nejčastěji využívá voda případně tekutý dusík. Kromě ceny a jednoduché manipulace jsou hlavní výhodou vody její termodynamické vlastnosti umožňující škálování kavitačních vlastností kryogenních látek. Toho může být dosaženo regulováním teploty pro dosažení simulace konkrétní kryogenní látky. [17]

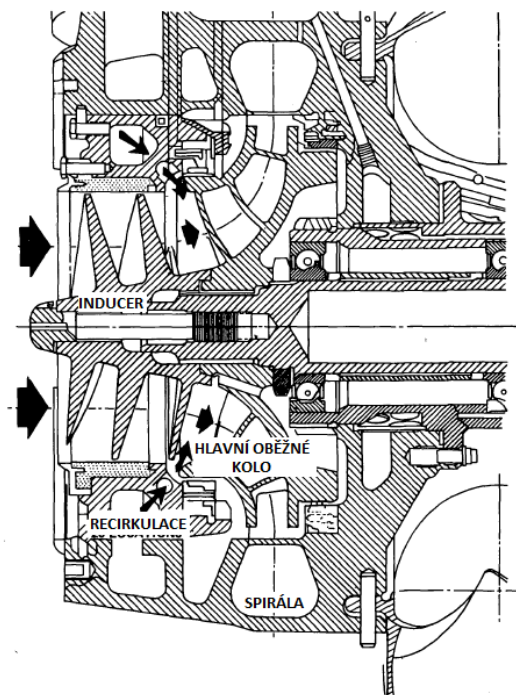
6.1 An Experimental Investigation of Two-phase Liquid Oxygen Pumping

(Marshall Space Flight Center, Alabama, NASA, 1973) [18]

Jedná se o jeden z nejstarších nalezených zdrojů popisující testování čerpadla na tekutý kyslík. Tato zkušební trať byla sestavena primárně pro testování raketového motoru rakety J-2 (výrobce Rocketdyne) operujícího při 8 600 otáčkách za minutu a generující tlak 7,44 MPa [19].

Bylo uskutečněné celkem 21 testů za různých podmínek. Při testování se nezkoušelo pouze turbočerpadlo, ale celý stupeň rakety. Turbočerpadlo bylo poháněné plynovým generátorem spalující tekutý kyslík a vodík. Nádrž s tekutým kyslíkem měla objem $87,1 \text{ m}^3$ a spodní dno bylo umístěno 3,48 m nad turbočerpadlem. Test byl proveden s kyslíkem o teplotách 5 až 10 °C nad normální teplotou varu při snížených nominálních otáčkách. Cílem bylo zajištění podmínek umožňující simulaci dvoufázového toku kyslíku.

Testovaným turbočerpadlem bylo standartní J-2 okysličovací turbočerpadlo, sériové číslo 6662344 z motoru J2061. Skládá se z plně uzavřeného odstředivého čerpadla s předřazeným axiálním inducerem. Čerpadlo je řízeno dvoustupňovou turbínou, která je umístěna na stejné hřídeli. Unikátem tohoto systému je vstřikování části průtoku (v případě plně otevřeného regulačního ventilu 25 – 30 %) zpět do systému 20 porty ústící mezi inducer a oběžné kolo čerpadla. Měření této recirkulace poskytuje kontrolu směšovacího poměru pro motor. Během měření bylo zjištěno, že přítomnost recirkulace má minimální efekt na kavitační vlastnosti čerpadla.

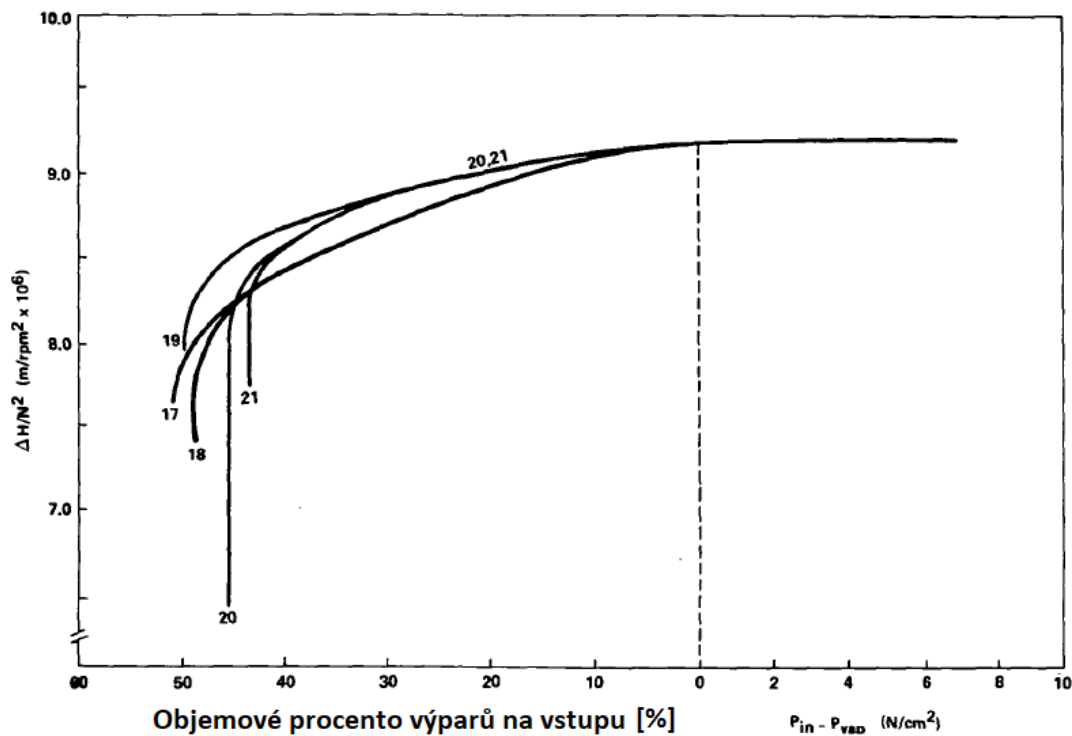


Obrázek 6.1: Podélný příčný průřez čerpadla J-2 pro tekutý kyslík [18]

Průběh testování byl rozdělen do dvou částí: vysoko a nízko-rychlostní kavitační testy. Počáteční podmínkou pro všechny testy byla minimální hodnota $NPSH = 12\text{ m}$. Následně po docílení stacionárního průtoku došlo ke snížení tlaku v nádrži až do okamžiku objevení kavitace ve větší míře. Při prvních deseti testech byly **otáčky** čerpadla kolem **7 500 za minutu** (s výjimkou čtvrtého a pátého testu kdy otáčky byly zredukovány na 6 800 za minutu), zbylé testy byly provedeny s otáčkami kolem hodnoty **4 400 otáček za minutu**. Otáčky čerpadla byly konstantní během celého konkrétního testu, čehož bylo dosaženo škrcením ventilu plynového generátoru. Průtok nebyl během testu měřen, k výraznému snížení došlo až při poklesu dopravní výšky důsledkem kavitace. Všechny testy probíhaly, dokud nedošlo k poklesu dopravní výšky alespoň o 10 %. Teplota tekutého kyslíku byla u všech testů v rozmezí $-178,7$ až $-172,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Pro sběr dat byly použity **snímače** tlaku, teploty, průtoku a otáček. K měření **tlaku** byly využity úzce spojené tlakové tenzometrické snímače kalibrované před započítím testu. Garantovaná přesnost byla $\pm 1\%$ celkové hodnoty. Výzkumníci se však domnívali, že reálná přesnost byla mnohem větší. **Teplota** byla měřena odporovými kulovými snímači, přesnost byla opět $\pm 1\%$ celkové hodnoty. Minimální přesnost na vstupu do čerpadla byla $\pm 0,11\text{ }^{\circ}\text{C}$. **Průtok** se měřil průtokoměrem turbínového typu s magnetickým sběrem dat. Otáčky turbočerpadla byly měřeny snímáním rotace zubů v hřídeli. Všechna data se zaznamenávala na magnetickou pásku.

Výsledkem bylo 19 úspěšně naměřených testů (z celkových 21). Bylo dokázáno, že čerpadlo při 7 600 otáčkách za minutu není schopné dosáhnout dvoufázového toku se zachováním dopravní výšky. Při snížení otáček na hodnoty kolem 4 400 otáček za minutu se ukázalo, že i po snížení tlaku na vstupu čerpadla pod hodnoty nasycených par kyslíku, se parametry čerpadla snižují pozvolně. K radikálním poklesům dopravní výšky docházelo až mezi 40 až 50 % objemového průtoku výparů.



Obrázek 6.2: Ilustrační graf naměřených hodnot posledních pěti testů [18]
Vertikální osa zobrazuje poměr dopravní výšky a druhé mocniny otáček. Pravá část horizontální osy definuje rozdíl tlaků na vstupu do čerpadla a tlaku nasycených par kyslíku.

Při testu s číslem 17 byla teplota $-173\text{ }^{\circ}\text{C}$ a během dalších testů se postupně snižovala, test 21 proběhl při teplotě $-177,9\text{ }^{\circ}\text{C}$. Poměrný průtok byl $\frac{Q}{n} = 1,05 \times 10^{-3} \text{ (m}^3/\text{otáčka)}$.

Z grafu je patrné, že pokud je rozdíl tlaku na vstupu a tlaku nasycených par větší než nula, hodnota dopravní výšky se mění zanedbatelně. Jakmile dojde k dosažení tlaku nasycených par, dopravní výška pozvolna klesá, a to až do momentu, kdy je na vstupu do čerpadla 40 % plynného skupenství. Ke značnému poklesu dopravní výšky došlo nejdříve při testu 21.

Dále z testu plyne, že tekutý kyslík, díky jeho termodynamickým vlastnostem, projevuje velkou změnu NPSH v závislosti na teplotách a tlacích v blízkosti normální teploty varu. Termodynamický efekt snižuje požadované NPSH s rostoucí teplotou kapaliny.

Posledním bodem technického reportu z testování je porovnání tekutého kyslíku s vodou. Autor se odkazuje na zdroj [20] a upozorňuje, že rozdíly v NPSH jsou větší, než byly předpokládány. Uvádí, že termodynamický efekt (zvýšení teploty vody) není dostačující, a proto by měly být zváženy další metody simulací.

6.2 A New Cavitating Pump Rotordynamic Test Facility

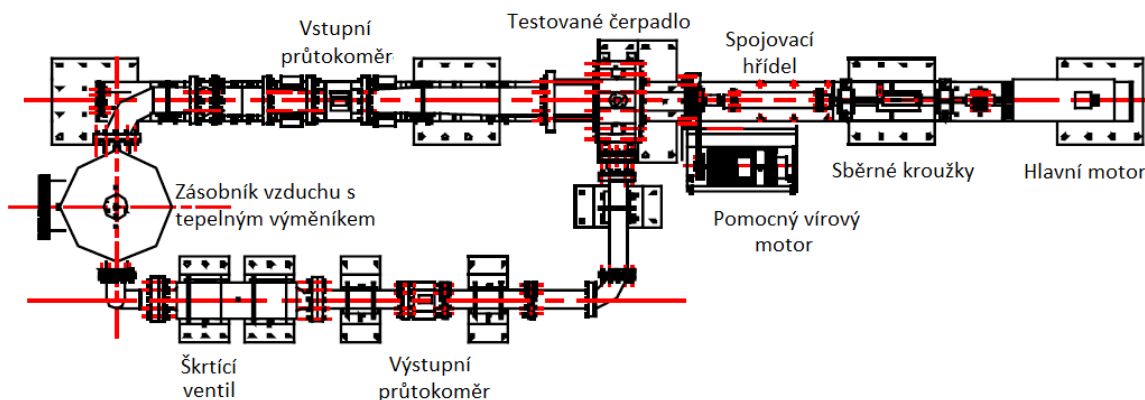
(Università di Pisa, Italy, 2002) [15]

Tato publikace popisuje experimentální výzkumné zařízení **dynamického** (axiálního a radiálního) **zatížení induceru** raketového turbočerpadla. Testovací trať s názvem CPRTF (Cavitating Pump Rotordynamic Test Facility) je **flexibilní, univerzální a relativně levný aparát**, připravený pro simulace různých druhů dynamických jevů a kavitace. Provozním médiem je **voda**. Na této trati je možné měřit časově proměnné dynamické zatížení za různých, kavitačních nebo nekavitačních průtoků turbočerpadlem.

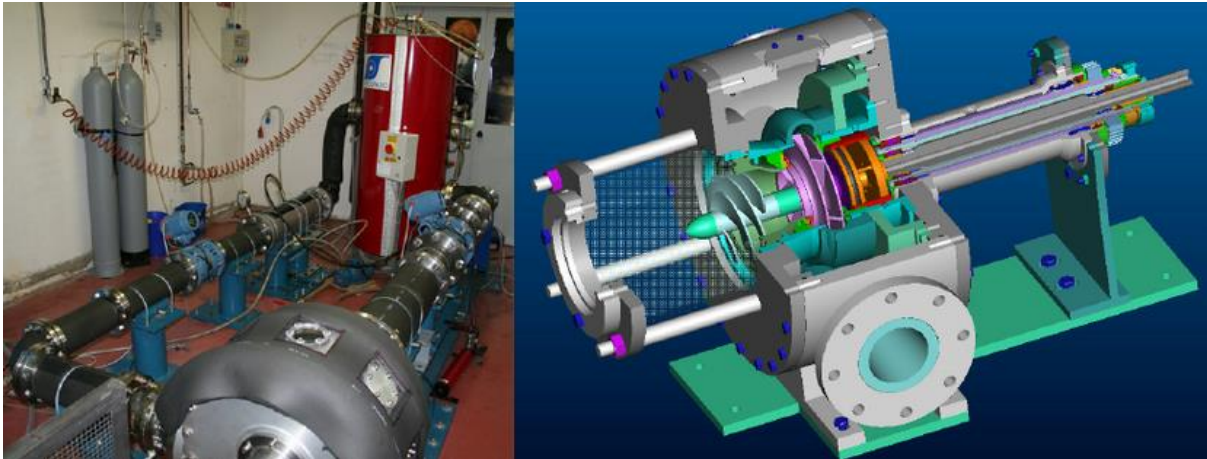
Autoři na začátku článku zmiňují, že turbočerpadlo je stěžejním prvkem všech raket na kapalná paliva a jsou kladeny vysoké požadavky na spolehlivost. Dynamické zatížení od tekutiny a kavitace reprezentují dva dominantní jevy, které nepříznivě ovlivňují dynamickou stabilitu a hlavní parametry čerpadla [4]. Kavitace je hlavní příčinou snížení sacích vlastností, spolehlivosti, výkonu, životnosti čerpadla nebo podstatného navýšení hluku a vibrací. Pro vesmírné aplikace je nejdůležitější dodržení požadovaného průtoku okysličovadla případně paliva, jinak by mohlo dojít ke změně tahu rakety a následnému riziku zřícení. Existuje však i případ únavového porušení lopatky induceru vodíkového turbočerpadla v raketě LE-7, která se zřítila v listopadu roku 1999. Příčinou byla právě kavitace v kombinaci s dynamickými silami od tekutiny na inducer.

V článku je uveden odkaz na publikaci z roku 1994 od Christophera Brennena [4], který definuje **tři typy nestabilit** proudění v turbočerpadlech: **globální kolísání průtoku** (rotační, částečná a nestacionární kavitace), **lokální kolísání průtoku** (rozpad víru) **nebo dynamické zatížení způsobené pohyby vírů** a nerovnostmi v obvodovém směru toku. Nejčastější nestabilitou je rotační kavitace, která závisí na úhlu lopatek a šíří se z jedné lopatky na další. Vyskytla se a byla reportována při vývoji mnoha turbočerpadel pro vesmírný průmysl, například SSME (Ryan, 1994), Ariane 5 (Goirand, 1992) nebo LE-7 (Kamijo, Yoshida a Tsujimoto, 1993).

Testovací trať se skládá z čerpadla poháněného hlavním motorem, rotačního dynamometru pro měření sil na oběžné kolo čerpadla, excentrického mechanismu generující pohyby vírů požadované excentricity a úhlové rychlosti, sběrných kroužků pro elektrické propojení rotačních částí s vybavením laboratoře, škrtící ventil pro regulaci zatížení čerpadla, vstupní a výstupní průtokoměry a tepelný výměník se zásobníkem vzduchu pro teplotní a tlakovou regulaci.



Obrázek 6.3: Schéma testovací trati [15]

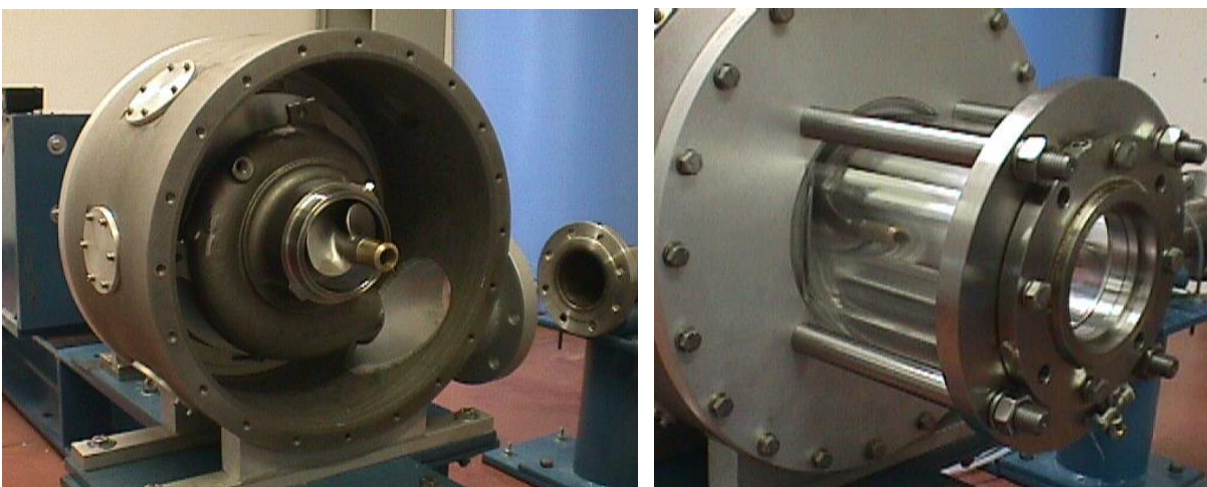


Obrázek 6.4: Vlevo fotografie testovací tratě, vpravo detailní řez čerpadla [15]

Toto uspořádání tratě bylo dokončeno v červnu roku 2001, její úprava měření dynamického zatížení v listopadu roku 2002.

Podpurná konstrukce je připevněna k podlaze laboratoře nosníkem s I-profilem, chemickými kotvami a sérií nastavitelných držáků krytu čerpadla, motorů a potrubí. Zásobník vzduchu s kapacitou 500 l a elektrický ohřívač s výkonem 5 kW jsou schopny ohřát vodu až na 90 °C a upravit tlak vody v sání čerpadla o 5 až 1 000 Pa nad hodnotu tlaku nasycených par. Potrubní systém je vyroben z nerezové oceli AISI 316 (ekvivalent ČSN 17346) s nominálním průměrem 4 a 6 palců (10,16 a 15,24 mm). Hlavní motor má šest pólů, maximální výkon 30 kW, krouticí moment až 100 Nm a maximální otáčky 6000 za minutu. Vedlejší vírový motor má také 6 pólů, 5,6 kW maximální výkon, krouticí moment 18 Nm a otáčky až 3 000 za minutu.

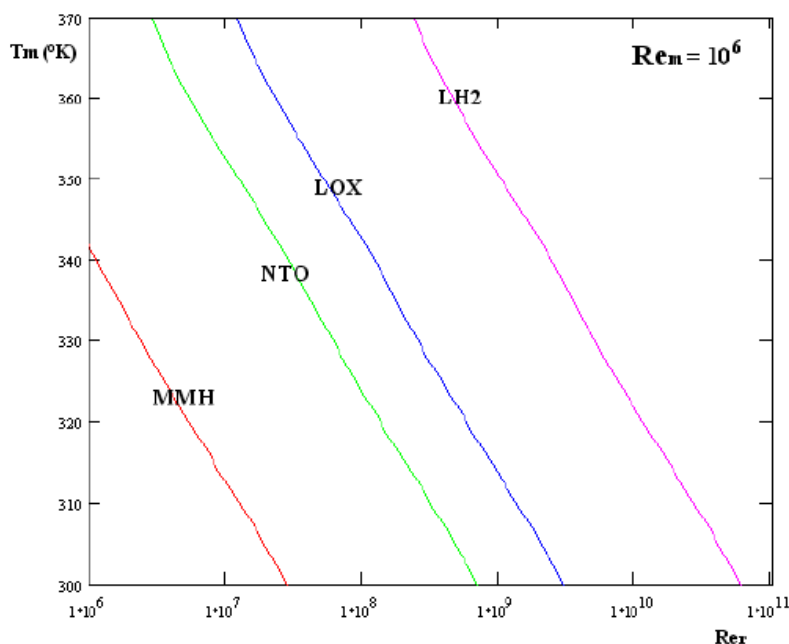
Kryt čerpadla je složen z dutého hliníkového válce o průměru 500 mm. Zadní část je napojena na mechanismus hnací hřídele, přední část je spojena s transparentní vstupní trubicou poskytující přístup pro rekonfiguraci. Maximální přípustný tlak je 11 MPa. Tyto parametry poskytují široký rozsah turbočerpadel, které se na této trati dají testovat.



Obrázek 6.5: Vlevo kryt testovací části s inducer a čerpadlem uvnitř, vpravo vstupní transparentní část průřezem pro sledování induceru [15]

Dále je v krytu uložen **kruhový dynamometr** vyrobený ze dvou přírub spojených čtyřmi pilíři se čtvercovým průřezem. Jejich deformace je snímána 40 polovodičovými tenzometry. Průtok je měřen dvěma elektromagnetickými průtokoměry (výrobce Fisher-Rosemount, model 8705). Tlak na vstupu se měří absolutním tlakovým snímačem (Druck, model PMP 1400). Tlak na výstupu je měřen přetlakovým snímačem (Kulite, model BMD 1P 1500 100). Pro sběr dat (tlak, teplota, průtok, úhlové a vírové rychlosti) se používají speciální signální moduly s 8, 16 a 32 kanály umístěné na vstupní a výstupní části testovaného čerpadla.

Jelikož se jedná o testovací zařízení přizpůsobené pouze pro vodu, je proto důležité předem definovat srovnávací parametry s konkrétními látkami čerpanými turbočerpadly. Základním předpokladem je dynamická podobnost, která se zajistí stejnými tvary, specifickými otáčkami, kavitačním číslem a rovností Reynoldsova čísla. První překážka však nastává při podobnosti Reynoldsova čísla, které u turbočerpadel běžně přesahuje deset milionů, čehož by bylo obtížné dosáhnout na tratích tohoto typu. Za předpokladu, že proudění při hodnotách $Re > 10^6$ je zcela turbulentní, lze toto kritérium podobnosti zmírnit. Dalším důležitým parametrem při srovnání vody s jinými čerpanými látkami je teplota. Následující graf přiřazuje teplotu vody, která je vhodná pro simulaci konkrétní pohonné látky rakety čerpané za daného Reynoldsova čísla. Například pokud má být simulováno čerpání tekutého kyslíku při $Re = 10^8$ v turbočerpadle, je potřeba test provést s vodou o teplotě asi 340 °K ($\cong 67\text{ °C}$). Tento přepočít pro testovací trati s vodou platí při $Re = 10^6$.



Obrázek 6.6: Podobnost vody s pohonnými látkami na základě teploty a Reynoldsova čísla [15]
MMH – monomethylhydrazin, NTO – dimer oxidu dusičitého, LOX – tekutý kyslík, LH2 – tekutý vodík

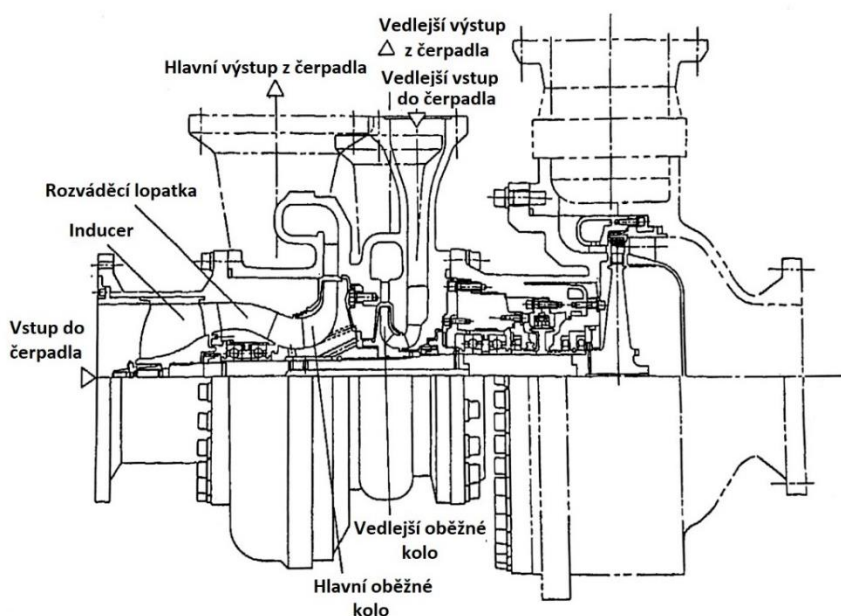
Článek je ukončen popisem zkušebního testu demonstrující termální efekt vody při kavitačních testech a následným zdůraznění potenciálu této zkušební trati, která by měla být efektivním nástrojem pro budoucí vývoj turbočerpadel. Tento projekt byl realizován Italskou kosmickou agenturou (Agenzia Spaziale Italiana) ve spolupráce s Evropskou kosmickou agenturou (ESA).

6.3 Experimental Study on Rotating Cavitation of Rocket Propellant Pump Inducers

(Kakuda Research Center of the National Aerospace Laboratory, Japan, 1997) [21] [22]

Kakuda Research Center je výzkumný komplex japonské vesmírné agentury (JAXA, Japan Aerospace Exploration Agency), kde se zabývají výzkumem a vývojem raket. Disponuje velkým množstvím testovacího zařízení jako například laboratoř vedení tepla, testovací tratě pro motor prvního stupně na tekutý vodík a trať pro motor druhého stupně se simulací sníženého tlaku ve vysokých nadmořských výškách, kryogenní zařízení a také zkušební trať pro kyslíková turbočerpadla simulované pomocí vodou.

Tento článek se primárně zabývá kavitací v induceru turbočerpadla pro motor LE-7 z japonské rakety H-II. Impulzem pro tento výzkum byly super-synchronní vibrace hřídele. Experimentem bylo zjištěno, že vibrace byly způsobeny rotační kavitací a následně provedena úprava induceru pro její eliminaci.



Obrázek 6.7: Částečný řez LE-7 LOX turbočerpadla [21]

Turbočerpadlo LE-7 se skládá z hlavního a vedlejšího čerpadla. Vedlejší čerpadlo napájí předehřívací komoru. Hlavní čerpadlo je spolu s inducerem uloženo na hřídeli, která je roztáčena plynovou turbínou. Turbočerpadlo má 20 000 otáček za minutu, průtok $229,1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, vytváří tlakový nárůst $20,9 \text{ MPa}$ a pracuje s účinností 75 %. Požadované $NPSH_R = 30 \text{ m}$.

Experiment probíhal na **uzavřeném zkušebním okruhu** speciálně sestaveného pro testování inducerů. Inducer byl poháněn D-C motorem s převodovkou o výkonu 185 kW . Konstantní otáčky jsou regulovány elektrickým snímacím systémem. Zařízení je schopno redukovat obsah rozpuštěných plynů ve vodě, což ovlivní průběh kavitace.

Průtok je snímán pomocí Venturi trubice. Dynamický tlak je měřen tlakovými snímači využívající piezo-resistanční efekt. Jsou umístěny 100 mm před a 40 mm za inducerem. Posuvy hřídele jsou měřeny snímači na principu vířivého elektrického proudu (eddy current) instalovanými za kuličkovým ložiskem. Tlak a vibrace hřídele byl nahráván FM rekordérem.

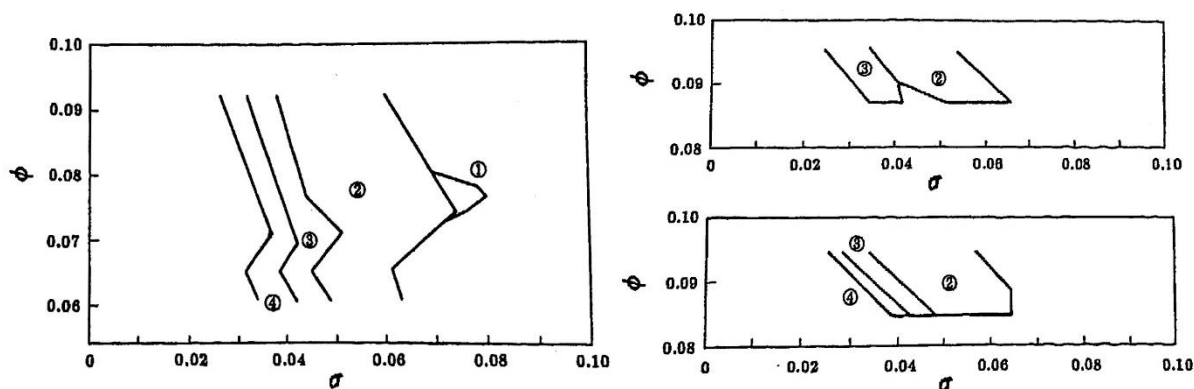
Byly testovány tři podobné inducery se třemi šroubovými lopatkami, rozměrově odpovídající induceru turbočeridla LE-7, čerpající tekutý kyslík. Parametry byly následující: vstupní průtokový koeficient $\Phi_1 = 0,0775$, výstupní průtokový koeficient $\Phi_2 = 0,094$, vstupní i výstupní průměr $d_t = 127,4 \text{ mm}$ (inducer se nerozsířuje), úhel náběhu je $\beta_{1bt} = 7,25^\circ$ na vstupu a $\beta_{2bt} = 9,25^\circ$ na výstupu induceru. Inducery byly vyrobeny z transparentního plastu pro lepší vizuální pozorování. První inducer byl kopií induceru čerpadla LE-7, druhý inducer byl mírně zvětšený a měl tvarově upravený kryt a u třetího byl kryt rovný.



Obrázek 6.8: Ilustrační, typově podobný inducer [23]

Před každým **testem** byla voda odplyněna a teplota držena stejná po celou dobu konkrétního testování. Měření probíhala při otáčkách 7 000 a 10 000 za minutu. Během testu byl udržován konstantní průtok a vstupní tlak byl měněn pomocí tlakového regulátoru. Světlo stroboskopu se spouštělo magnetickým signálem na hřídeli, tak aby byl pohyb induceru zachycen vždy ve stejné poloze. Obraz byl snímán vysokorychlostní kamerou (7 000 snímků za sekundu).

Výstupem z testů jsou snímky, a především grafy popisující různé kavitační módy nebo frekvence a amplitudy posuvů hřídele. Z následujících grafů je patrné, že se u modifikovaných inducerů posunuly nestálé kavitační módy (přilehlá a rotační kavitace) směrem nahoru do oblasti vyšších průtoků.



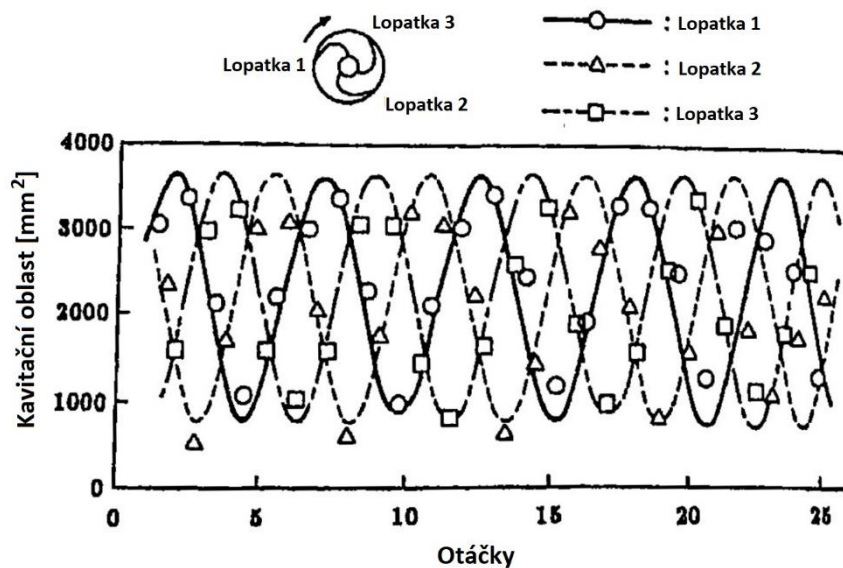
Obrázek 6.9: Kavitační módy inducerů při 7 000 za sekundu [21]

Vlevo původní inducer, vpravo nahoře s tvarově upraveným krytem, vpravo dole s rovným krytem.

- ① zpětná (backflow) rotační kavitace, ② přední rotační kavitace (forward rotating cavitation),
③ přilehlá (attached) kavitace, ④ nízkocyklové oscilace

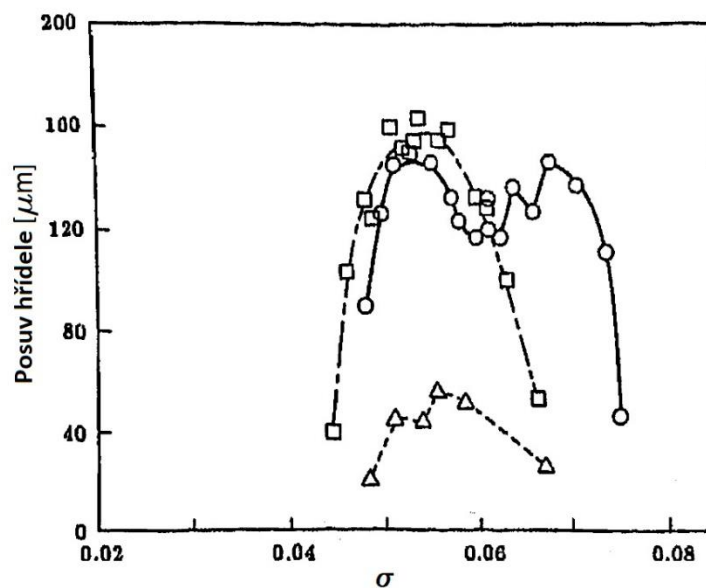
Další graf zobrazuje fluktuaci obvodového kavitačního víru třech lopatek induceru v závislosti na čase. Tato nestabilita odpovídá módu ② přední rotační kavitace, která při vývoji turbočerpadla LE-7 byla nejvíce problematická. Pomocí snímků z vysokorychlostní kamery

bylo možné pozorovat dominantní kavitační oblast rotující kolem okraje induceru konstantní rychlostí, mírně větší, než byla jeho rychlost rotace. Frekvence této nestability byla 138 Hz.



Obrázek 6.10: Velikost fluktuční kavitační oblasti při kavitační nestabilitě [21]

Důsledkem této nestability v turbočerpadle LE-7 byla dynamická radiální síla, která vyvolávala super-synchronní vibrace hřídele.



Obrázek 6.11: Posuv hřídele v závislosti na kavitačním čísle σ [21]
○ – původní inducer, Δ – tvarově upravený inducer, □ – přímý inducer

Při testování byly získány mapy zobrazující módy kavitačních nestabilit (Obrázek 6.9). Porovnání map inducerů ukázalo, že modifikované inducery dokázaly potlačit jev rotační kavitace. U tvarově upraveného induceru došlo k významnému zmírnění super-synchronních vibrací hřídele (Obrázek 6.11). Vizuální pozorování ukázalo nárůst zpětného kavitačního proudění (backflow cavitation) kavitace u modifikovaného a přímého krytu induceru. Tento jev byl považován za úzce souvisící s potlačením rotační kavitace, nicméně autoři nedokázali kompletně vysvětlit vliv modifikací inducerů na rotační kavitaci.

6.4 Cavitation Induced Vibration of LE-7A Oxygen Turbopump

(Kakuda Research Center of the National Aerospace Laboratory, Japan, 2003) [24]

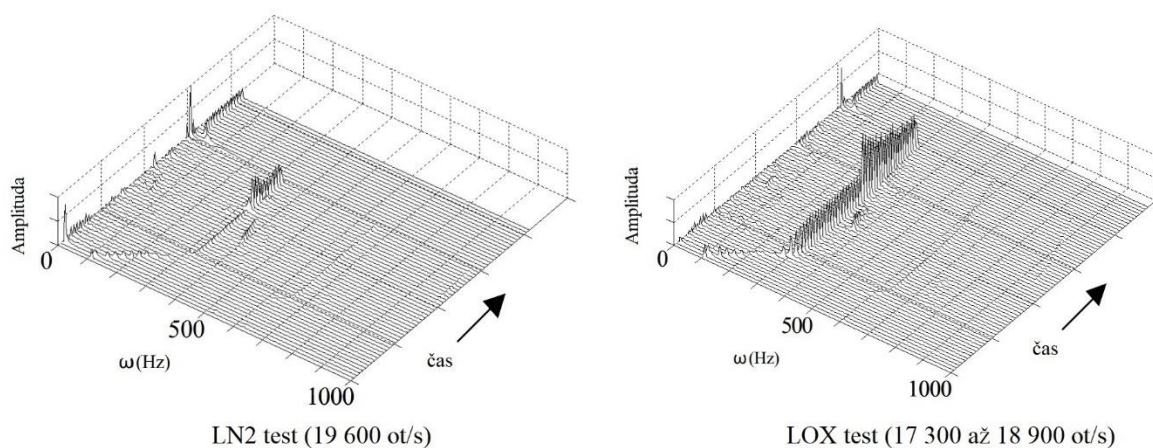
Článek popisuje testování turbočerpadla LE-7A, který je vylepšenou verzí předchozího LE-7A. Na rozdíl od předchozí kapitoly (6.3) se při **testování** používá **tekutý kyslík (LOX)** a **tekutý dusík (LN2)**.

Tomuto experimentu předcházela zážehový test celého motoru, kde se ukázalo, že sací schopnosti turbočerpadla LE-7A jsou horší než u LE-7. Při dalším testu se zjistilo, že **vibrace** rotoru **přesahují akceptovatelnou hranici**. Testy popsané v tomto článku byly provedeny za účelem eliminace těchto vibrací.

Testování probíhalo ve speciální laboratoři s názvem „High-pressure Liquid Oxygen Turbopump Test Facility“. Tato laboratoř je kromě čerpací tratě vybavena turbínou, která pohání čerpadlo. Turbína je součástí samostatného okruhu, který se skládá z nádrží s tekutým kyslíkem, nádrží s plynným vodíkem a plynového generátoru, který roztáčí turbínu. Plyny jsou vyvedeny ventilací. Čerpadlová trať je tvořena zásobní nádrží o objemu 10 m^3 , která dodává čerpanou látku do čerpadla. Čerpadlo obsahuje inducer, hlavní a vedlejší oběžná kola. Za oběma výstupy z oběžných kol následuje turbínový průtokoměr. Dále se potrubí spojuje a míří do zachytivé nádrže.

Během tohoto testu byla však turbínová trať upravena. Z důvodu zvýšení spolehlivosti a bezpečnosti byl plynový generátor odstaven a turbínu poháněl pouze zvýšený průtok vodíku v plynném skupenství.

Výsledkem prvního testu turbočerpadla byly grafy znázorňující rozdílné vlastnosti tekutého kyslíku a dusíku. Tento test probíhal za sníženého tlaku na vstupu. Otáčky při čerpání tekutého dusíku byly mírně zvýšeny z důvodu kompenzace vlivu různých hustot⁵ čerpaných látek.

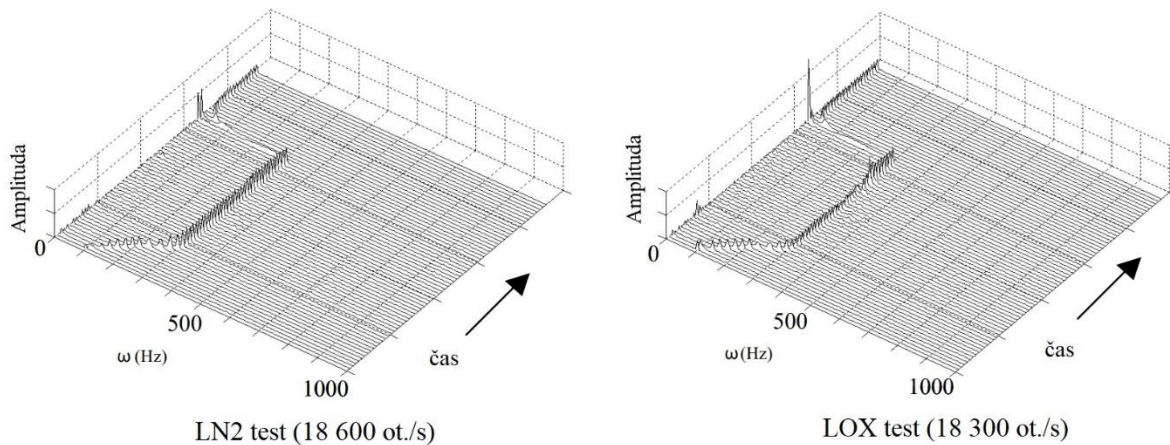


Obrázek 6.12: Průběh amplitudy vibrací v čase [24]

Při nastavení konstantních otáček se objevila super-synchronní vibrace s frekvencí 1,2krát větší, než je synchronní frekvence. Při náhlém snížení tlaku v sání čerpadla došlo k okamžitému navýšení vibrací u obou testů (LOX i LN2). Tento jev byl velmi pravděpodobně způsoben přilehlou kavitací (synchronní rotační kavitace).

⁵ Hustota tekutého kyslíku je $\rho = 1141\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, hustota tekutého dusíku je $\rho = 1251\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

Z důvodu poměrně velkých odchylek amplitud při testování bylo nabyto podezření, že testovací zařízení ovlivňuje výsledky. Testovací část tratě byla vylepšena. Jako důsledek došlo k zpřesnění výsledků a celkově ke snížení amplitud vibrací.



Obrázek 6.13: Průběh amplitudy vibrací v čase (testováno po úpravě tratě) [24]

Jelikož byl potvrzen vliv **synchronní rotační kavitace** na velikost amplitud vibrací, byla navržena úprava induceru turbočerpadla. Došlo ke geometrické optimalizaci a vylepšení designu. V důsledku změny byla potlačena rotační kavitace a zlepšení sacích vlastností. Na druhou stranu se však při čerpání tekutého kyslíku objevila jiná nestabilita, a to **pumpáž**. Bylo usouzeno, že se jedná o nestabilitu vycházející z charakteristiky potrubního systému.

Následně bylo modifikované turbočerpadlo testováno při zážehovém testu. Pumpáž se již neobjevila, čímž byl potvrzen předchozí předpoklad, pumpáž je závislá na charakteristice systému.

Rozdíly při čerpání tekutého kyslíku a dusíku byly potvrzeny. Ukázalo se, že při testu s tekutým kyslíkem jsou amplitudy vibrací mnohem větší. Rotační kavitace byla úspěšně potlačena úpravou induceru.

6.5 Measurement of Temperature Effects on Cavitation in a Turbopump Inducer

(School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, South Korea, 2015) [25]

V úvodu jsou shrnuty důležité poznatky dosud získané během experimentálního výzkumu turbočerpadel a kavitace. Z důvodu minimalizace rozměrů a hmotností raket, turbočerpadla operují ve vysokých otáčkách. Důsledkem tohoto požadavku, se téměř nevyhnutelně objevuje kavitace. Pro eliminaci kavitace před vstupem na oběžné kole se téměř vždy používá inducer. Ten však může kavitovat také, což často vede na snížení výkonu a výskytu kavitačních nestabilit.

Autoři obecně dělí **kavitační nestabilitu** na rotační kavitaci, asymetricky přilehlou kavitační pumpáž. **Rotační kavitace** je místní kavitační nestabilita, ve které se kavitační oblast šíří super-synchronními (rychleji než úhlová rychlost induceru) nebo někdy i sub-synchronními rychlostmi (pomaleji) ve směru rotace induceru. Při **asymetrické přilehlé**

kavitaci kavitační oblast (přilehlá k lopatce) rotuje stejnou rychlostí jako inducer. **Kavitační pumpáž** je systémová nestabilita, při které průtok osciluje sub-synchronními rychlostmi v axiálním směru.

Dále jsou uvedena jména vědeckých pracovníků včetně odkazů na jejich publikace zaměřené na kavitační nestability a termální efekt. Například **Tsujimoto a Semenov** [26] definovali nové typy kavitačních nestabilit, jako **vysokorychlostní rotační kavitace** a **vysokorychlostní kavitační pumpáž**. Obě nestability se objevují ve vyšších frekvencích než konvenční typy. Vzhledem k jejich vysokým frekvencím, mohou způsobit rezonanci lopatek induceru.

Podle **Brennena** [4] je kavitační růst potlačen nárůstem teploty. Tento jev se nazývá termální efekt. Ve vyšších teplotách je míra vypařování daného objemu bublin vyšší než při nižších. Tudiž, při vyšších teplotách kapaliny je celkové teplo potřebné pro vypařování na hranici bublin a pokles teploty nižší. S poklesem teploty tlak nasycených par uvnitř bubliny klesá. Takže s nárůstem teploty kapaliny efektivní kavitační číslo je navýšeno a kavitační růst je opožděn. Dále Brennen při tepelné analýze růstu kavitačních bublin navrhl termální parametr Σ , který popisuje přenos energie z kapalného do plynného skupenství.

$$\Sigma = \frac{(\rho_v \cdot L)^2}{\rho_1^2 \cdot C_{pl} \cdot T_\infty \cdot \sqrt{\alpha_1}} \quad (6.1)$$

Z tohoto vztahu **Franc** [27] následně odvodil bezrozměrný termální parametr Σ^* .

$$\Sigma^* = \Sigma \cdot \sqrt{C/U^3} \quad (6.2)$$

kde:

Σ – termální parametr	$(m \cdot s^{-3/2})$
Σ^* – bezrozměrný termální parametr	$(-)$
L – měrné skupenské teplo varu	$(J \cdot kg^{-1})$
ρ_1 – hustota kapaliny	$(kg \cdot m^{-3})$
ρ_v – hustota plynu	$(kg \cdot m^{-3})$
C_{pl} – tepelná kapacita vody	$(J \cdot K^{-1})$
T_∞ – teplota proudící kapaliny	(K)
α_1 – součinitel teplotní vodivosti kapaliny	$(\sqrt{m^2 \cdot s^{-1}})$
C – charakteristická délka čerpadla	(m)
U – referenční rychlost	$(m \cdot s^{-1})$

Ruggeri a Moore [28] experimentovali s kavitačními vlastnostmi induceru při čerpání různých kapalných látek za různých teplot a navrhli empirickou korelaci pro teplotní efekt.

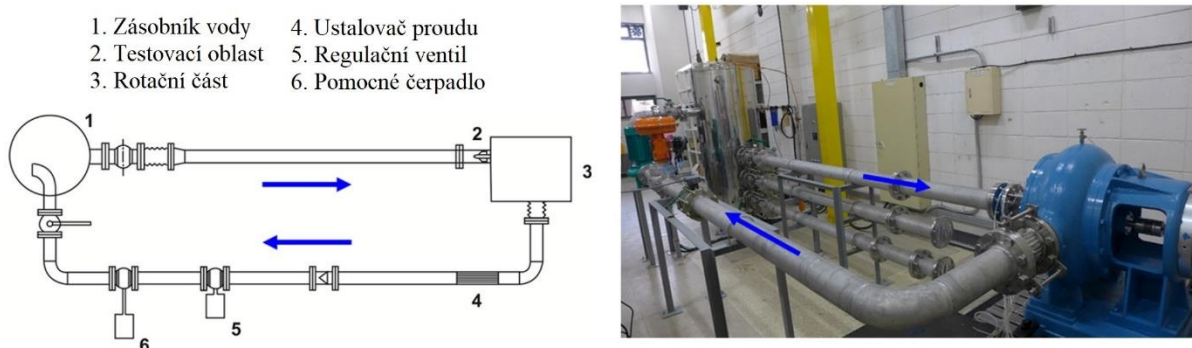
Yoshida [29] zjistil, že narůstající teplota tekutého dusíku zpomaluje tempo růstu kavitační délky po obvodu induceru a snižuje kavitační číslo, při kterém začíná asymetrická přilehlá kavitace.

Dále definoval [30][31], že narůstající teplota potlačuje počátek rotační a asymetrické kavitace, rotační kavitace se objevuje při stejných kavitačních délkách nezávisle na teplotě a zvýšená teplota zeslabuje intenzitu asymetrické přilehlé kavitace.

Cervone [32] provedl experimenty s vlivem teploty vody na kavitačních nestabilit v induceru se třemi lopatkami. Určil, že intenzita kavitační pumpáže byla slabší při vyšších teplotách (343 K) než při nižších (297 K) a narůstající teplota nezměnila typ ani frekvenci kavitačních nestabilit.

I přes relativně velké množství experimentů kavitačních nestabilit, nikdo dosud nedefinoval zřejmý vztah mezi kritickým kavitačním číslem a teplotou vody ani jak teplota vody ovlivňuje rotační kavitaci. Hlavním cílem tohoto výzkumu byla detailní studie a měření kavitačních vlastností a nestabilit induceru při různých teplotách. Pro porovnání vody s kryogenními látkami se použil bezrozměrný termální parametr Σ^* (6.2).

Experiment byl proveden na zkušební trati Soul National University, vytvořené přímo pro testování turbočerpadlových inducerů operujících v kavitačních i nekavitačních podmínkách.



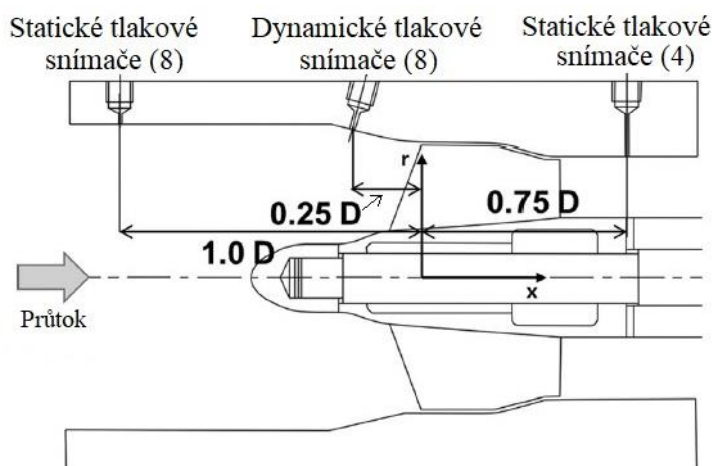
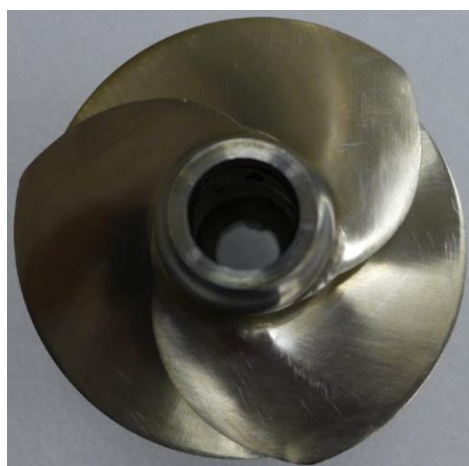
Obrázek 6.14: Soul National University zkušební laboratoř pro inducery turbočerpadel [25]

Rotační části zahrnují testovaný inducer, hřídel a motor s výkonem 60 kW a maximálními otáčkami 10 000 za minutu (přesnost $\pm 0,02$ %). Filtrovaná voda je uložena v zásobníku z nerezové oceli, který má objem 0,9 m³. Tlak v nádrži je regulovaný vakuovým čerpadlem nebo stlačeným vzduchem uvnitř nádrže. Vstup do nádrže je zakřivena pro vyvolání výru, který eliminuje vzduchové bubliny ve vodě. Dále je instalovaný elektrický ohřívač 20 kW pro regulaci teploty vody. Za výstupem rotační části se nachází usměrňovač proudění⁶ a následně kulový regulační ventil pro řízení průtoku. V případě objevení kavitace v induceru dopravní výška může výrazně klesat a průtok je také menší. Proto je instalováno pomocné čerpadlo, které kompenzuje průtok během kavitace.

Experiment byl proveden při 5 000 otáčkách za minutu (± 1 otáčka) pro všechna měření. Střední průtok byl měřen elektromagnetickým průtokoměrem ($\pm 0,25$ % z plného rozsahu 20 kg·s⁻¹). Pro měření tlaku bylo použito osm statických snímačů před vstupem na inducer ($\pm 0,04$ % plného rozsahu 200 kPa) a za inducerem čtyři ($\pm 0,04$ %, rozsah 400 kPa). Těsně před inducerem se nachází dalších osm dynamických snímačů tlaku ($\pm 0,1$ % plného rozsahu 350 kPa) pro identifikaci kavitačních nestabilit (viz. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**).

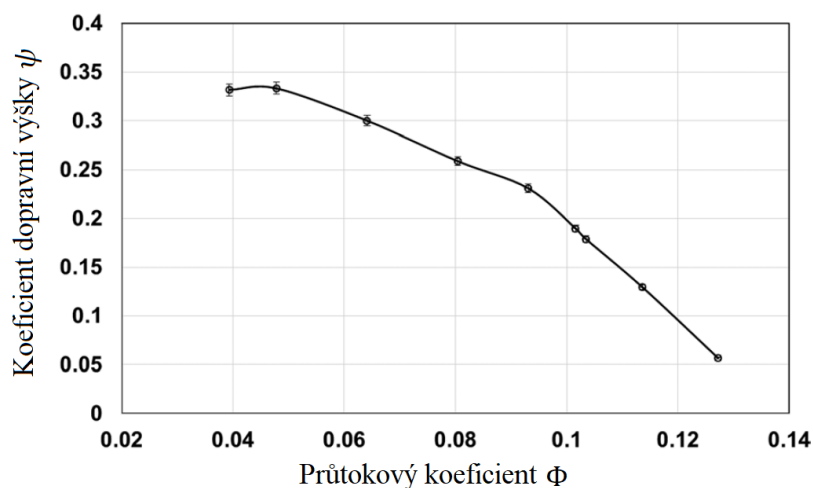
Inducer má tři lopatky, průměr $d = 0,094$ m, návrhový průtokový koeficient $\Phi = 0,096$, úhel náběhu lopatek vstupní části je $\beta_{1bt} = 9,6^\circ$ a výstupní části $\beta_{2bt} = 15^\circ$.

⁶ Usměrňovač proudění se používá ke zkrácení přímých délek před snímači

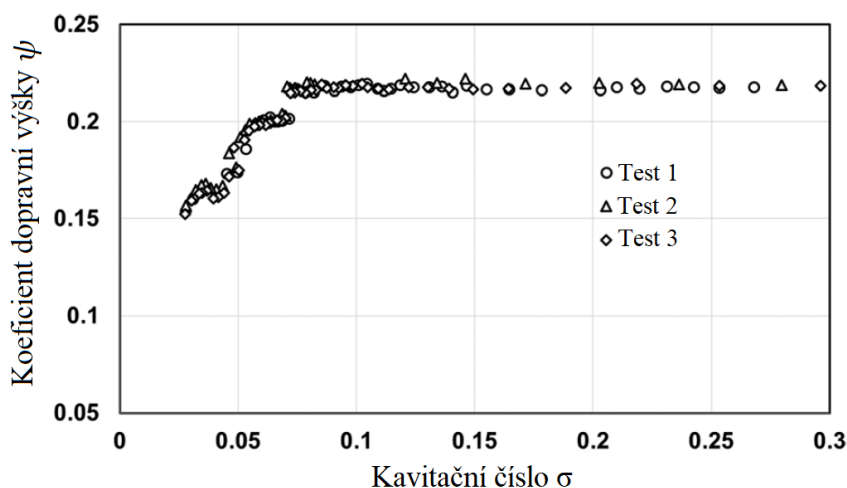


Obrázek 6.15: Zkušební inducer a umístění snímačů [25]

Byla získána charakteristika nekavitujícího induceru (Obrázek 6.16). Pro průtokové koeficienty $\Phi > 0,0456$ má křivka charakteristiky záporný sklon, pro nižší koeficienty je sklon křivky kladný nebo nulový. Návrhový koeficient ($\Phi = 0,096$) odpovídá koeficientu dopravní výšky $\psi = 0,215$. Reynoldsovo číslo je $Re = 2,58 \times 10^6$.



Obrázek 6.16: Charakteristika nekavitujícího induceru, 298 K ($\Sigma^* = 0,0116$) [25]



Obrázek 6.17: Kavitační testy při teplotě 298 K, $\Phi = 0,096$ [25]

Z kavitačních testů (Obrázek 6.17) bylo zjištěno, že pro kavitační čísla od 0,3 do 0,0702 je koeficient dopravní výšky ψ konstantní. Kavitační číslo $\sigma = 0,0702$ bylo označeno za **kritické**. Při nižších hodnotách kavitačního čísla, koeficient dopravní výšky klesá.

Pro srovnání vody a tekutého kyslíku byl použit bezrozměrný parametr. Následující tabulka udává vypočtené hodnoty termálních parametrů pro vodu o různých teplotách a tekutý kyslík. Jako charakteristická délka a rychlost byl použit poloměr induceru $r = 0,047 \text{ m}$ a obvodová rychlost induceru $v = 24,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

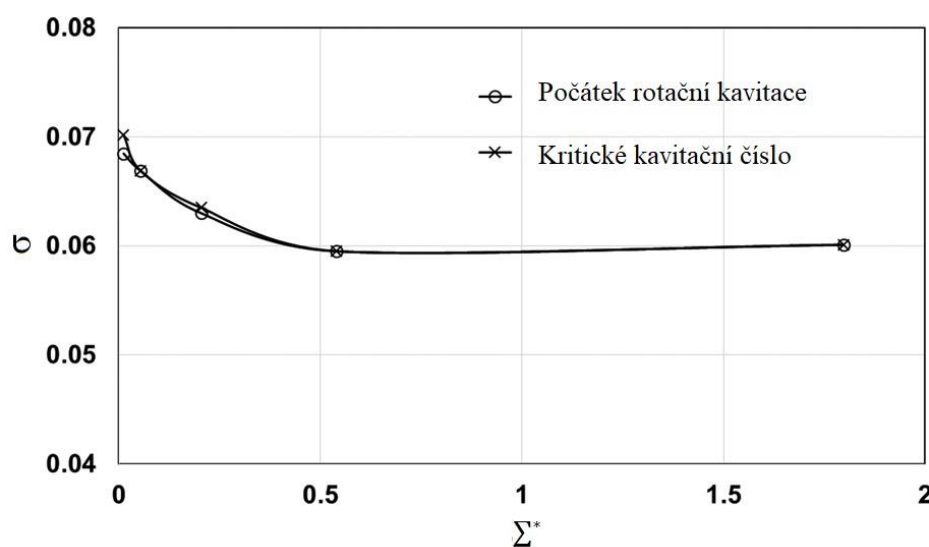
Tabulka 6.1: Srovnání termálních parametrů [25]

	Teplota [K]	Rotační rychlost (ot./min)	$\Sigma^* = \Sigma \cdot \sqrt{C/U^3}$
Voda	298	5 000	$1,16 \times 10^{-2}$
	313	5 000	$5,39 \times 10^{-2}$
	328	5 000	$5,04 \times 10^{-1}$
	340	5 000	$5,40 \times 10^{-1}$
	357	5 000	1,80
Tekutý kyslík	87	20 000	1,81

Z porovnání bezrozměrných termálních parametrů vychází, že ekvivalentem pro inducer operující při 20 000 ot./s. je voda o teplotě 357 K (5 000 ot./s).

Při testování vlivu teplotního efektu na kavitační vlastnosti a nestability induceru bylo zjištěno, že kritické kavitační číslo klesá se zvyšujícím se bezrozměrným termálním parametrem Σ^* . Avšak pro hodnoty kavitačního čísla nižší než kritické, koeficient dopravní výšky je na bezrozměrném termálním parametru nezávislý.

Byly vytvořeny grafy, které zobrazují nestabilní tlakové kolísání způsobené rotační kavitací. Výsledkem zpracování těchto grafů byl popis závislosti bezrozměrného kavitačního parametru Σ^* a rotační kavitace (Obrázek 6.18).



Obrázek 6.18: Počátek rotační kavitace a kritické kavitační číslo v závislosti na Σ^* [25]

Z předchozího grafu (Obrázek 6.18) vyplývá, že se zvyšujícím se Σ^* intenzita rotační kavitace klesá spolu s kritickým kavitačním číslem. Platí to však pouze pro Σ^* od 0,0116 do 0,540. Pro hodnoty Σ^* od 0,540 do 1,8 (ekvivalentní kryogenním podmínkám, viz. Tabulka 6.1) se kritické kavitační číslo nemění. Nyní lze tedy říci, že **přibližná podobnost vody s kryogenními podmínkami** může být dosažena při hodnotách $\Sigma^* > 0,540$. Graf dále ukazuje pokles kavitačního čísla, při kterém začíná rotační kavitace, spolu s nárůstem Σ^* z hodnoty 0,0116 na 0,540 o 15 %. Naopak asymetrická přilehlá kavitace není změnami Σ^* ovlivněna.

Experiment korespondoval s tvrzením, že rotační kavitace se začíná objevovat v okamžiku, kdy kavitační délka dosáhne přibližně 65 % vzdálenosti mezi lopatkami (Horiguchi [33]). Experiment také potvrdil, že za konstantního kavitačního čísla je délka kavitace kratší při vyšších Σ^* (Yoshida [30]). V důsledku je pak hodnota kavitačního čísla pro počátek rotační kavitace posunuta do vyšších Σ^* . Počátek rotační kavitace je tedy opožděn s rostoucím Σ^* .

Důležitými závěry experimentu jsou:

- Při rotační rychlosti 5000 ot./min hodnota Σ^* v kryogenních podmínkách (LOX) může být simulována vodou o teplotě 357 K a více.
- Počátek výskytu rotační kavitace koresponduje s poklesem dopravní výšky vynucené změnou Σ^* .
- Se zvyšujícím se Σ^* amplituda oscilací způsobené rotační kavitací klesá a zároveň kavitační číslo, při kterém začíná rotační kavitace, také klesá (platí pouze pro hodnoty $\Sigma^* < 0,540 \sim 340\text{ K}$). V důsledku narůstajícího Σ^* je potlačena rotační kavitace a zlepšuje hydrodynamickou stabilitu testovaného induceru.
- Pro hodnoty Σ^* od 0,540 do 1,8 se kavitační číslo, při kterém začíná rotační kavitace nemění.
- Kritické kavitační číslo koresponduje s kavitačním číslem, při kterém začíná rotační kavitace.

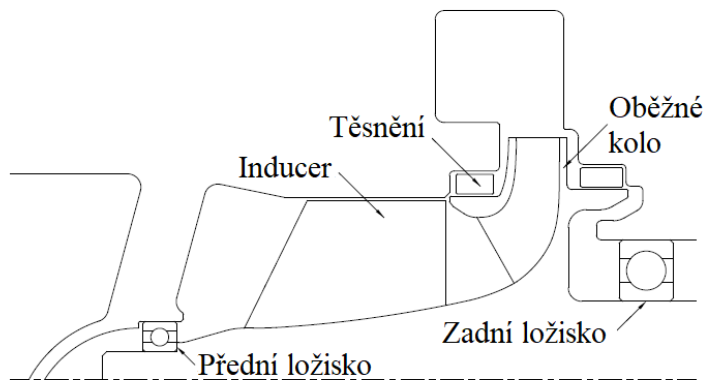
6.6 Cavitation Instabilities During the Development Testing of a Liquid Oxygen Pump

(Korea Aerospace Research Institute, Daejeon, South Korea, 2016) [34]

Úvodní část opět pojednává o důležitosti inducerů, které způsobují kavitační nestability. Super-synchronní a asymetrická kavitace se uvádí jako už dostatečně prozkoumané jevy. Je uvedeno, že **super-synchronní rotační kavitace** se objevuje u inducerů se třemi a čtyřmi lopatkami z důvodu nerovnoměrnosti kavitačních oblastí při relativně vysokých kavitačních číslech. Frekvence této nestability je vyšší než frekvence otáčení induceru. **Asymetrická rotační kavitace** vniká také při různých velikostech kavitačních oblastí, ale tyto oblasti již neoscilují a charakteristická frekvence tohoto jevu odpovídá frekvenci induceru. Objevuje se při nižších kavitačních číslech.

Následně je uveden přehled předešlých výzkumů zabývajících se kavitačními nestabilitami včetně stručného popisu výsledků. Například se zde objevují i již dříve zmíněná jména (Kamijo, Tsujimoto, Yoshida) nebo také články ([26], [30], [31]). Závěrem této části je, že většina kavitačních testování inducerů se provádí s vodou jako náhrada kryogenních látek. Kavitační

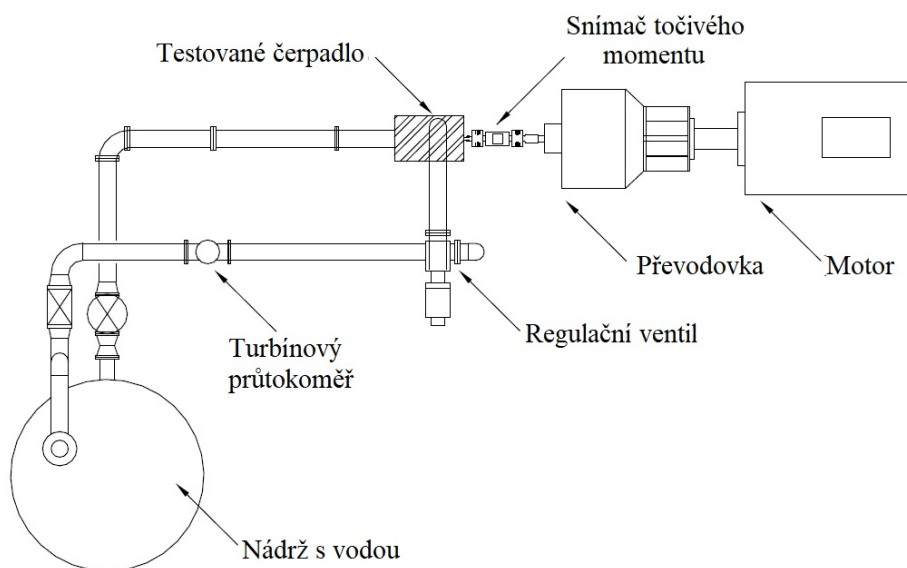
nestability byly tedy relativně rozsáhle testovány při čerpání vody, ale již méně s kryogenními látkami. Kavitační vlastnosti čerpadel operujících s kryogenními látkami by měly být zlepšeny z důvodu potlačení kavitace termodynamickým efektem. Tímto autoři poukazují na rozdílné vlastnosti kryogenních látek a vody a upozorňují, že i přes použití různých porovnávacích vztahů, může dojít k nepřesnostem způsobené touto záměnou. Z tohoto důvodu se rozhodli provést porovnávací test čerpadla (pro čerpání tekutého kyslíku) s vodou, a potom otestovat turbočerpadlo komplexně včetně palivového čerpadla a plynové turbíny.



Obrázek 6.19: Nákres řezu turbočerpadlem [34]

Předmětem testování bylo turbočerpadlo pro otevřený cyklus raketového motoru spalující tekutý kyslík a kerosin. Čerpadlo pro tekutý kyslík bylo složeno z induceru se třemi lopatkami a z oběžného kola s dvanácti lopatkami. Navrhovaný průtokový koeficient byl $\Phi = 0,098$. Inducer má relativně velký poměr výstupního ke vstupnímu průměru a díky specificky zahnutým lopatkám je schopen pracovat při vysoké hydraulické účinnosti. Je využito speciální pohyblivé těsnění, které sice těsní hůře, ale zato minimalizuje vibrace hřídele.

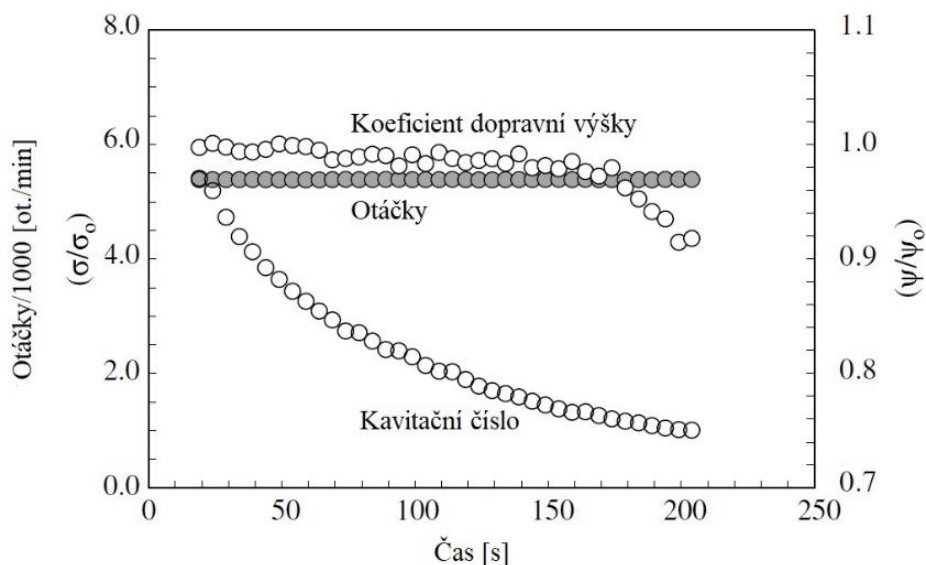
Podobnostní test s vodou byl proveden na uzavřené zkušební trati. Cílem bylo získat čerpadlové charakteristiky. Pro řízení čerpadla byl použit elektromotor. Test byl proveden za konstantní rotační rychlosti. Průtok byl ovládán regulačním ventilem a měřen turbínovým průtokoměrem.



Obrázek 6.20: Testovací trať [34]

Pro snímání požadovaných parametrů byly použity termočlánky (teplota), tlakové snímače a jednoosý akcelerometr (PCB Piezotronics Inc., Model 353B14), který byl nainstalován v blízkosti ložiska.

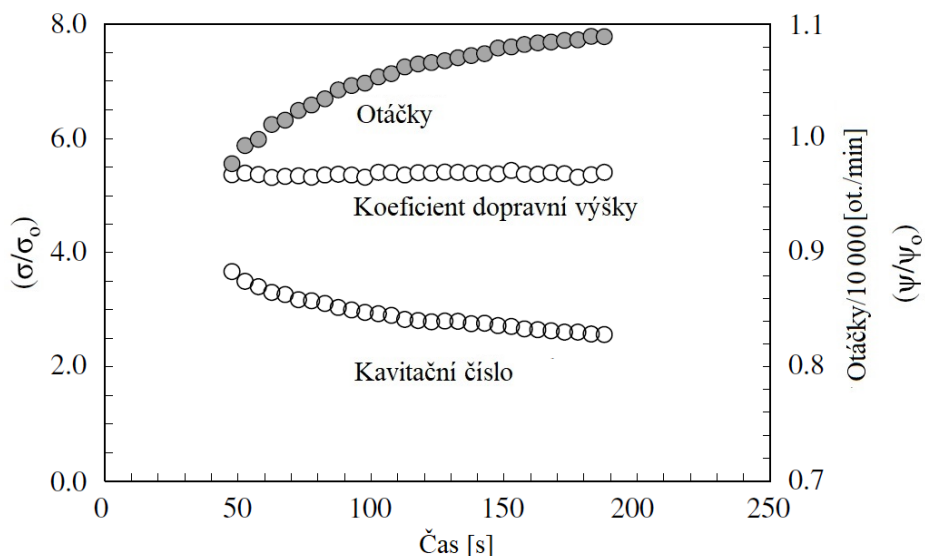
Charakteristiky čerpadla byly vyhodnocovány během postupného snižování tlaku v nádrži s vodou pomocí vakuového čerpadla. Výsledky tohoto měření byly vyneseny do následujícího grafu.



Obrázek 6.21: Čerpadlové charakteristiky [34]

σ/σ_0 – kavitační číslo normalizované kritickou hodnotou, při které dochází k výraznému poklesu dopravní výšky, ψ/ψ_0 – koeficient dopravní výšky normalizovaný hodnotou bezkavitačního provozu

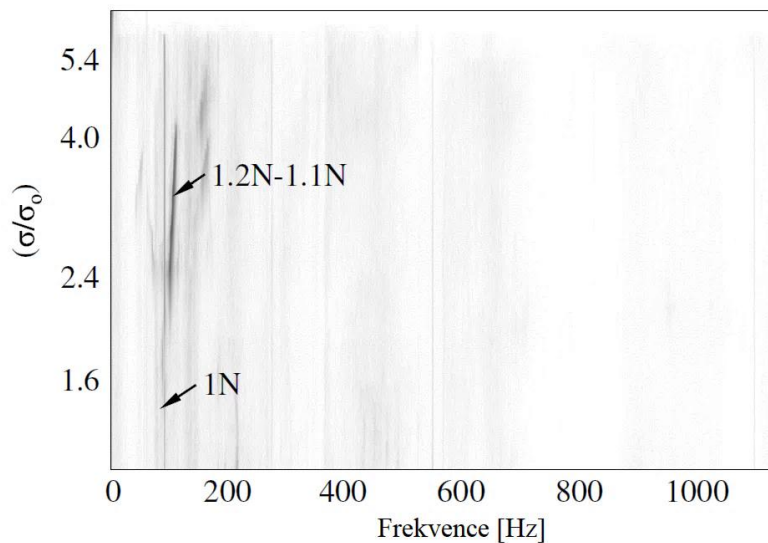
Při komplexním testu turbočerpadla bylo použito stejné čerpadlo na tekutý kyslík jako v podobnostním testu. Obě čerpadla (palivové i okysličovací) byla umístěna na stejné hřídeli, kterou roztáčí plynová turbína poháněná plynovým generátorem na alkohol. Pro snímání vibrací (radiální, axiální i tangenciální) byl instalován na spirálu čerpadla tříosý akcelerometr (PCB Piezotronics Inc., Model 356A70). Během testu byly mírně navyšovány otáčky (důsledkem byl také pokles kavitačního čísla).



Obrázek 6.22: Charakteristika LOX čerpadla při komplexním testu turbočerpadla [34]

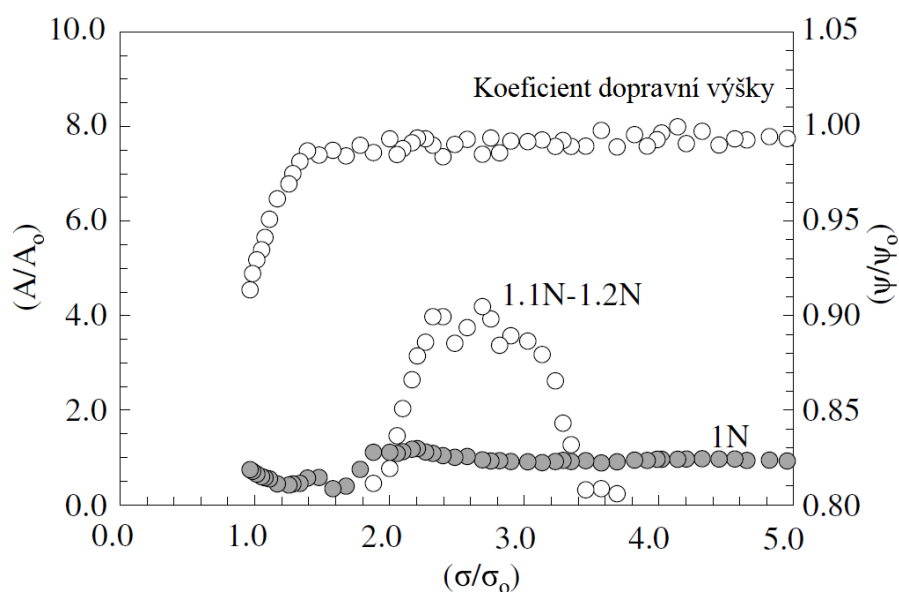
Pro vyhodnocování testu byly použity čerpadlové charakteristiky v kombinaci s údaji z akcelerometrů pro přesné popsání kavitačních nestabilit.

První graf ukazuje závislost frekvence kmitání snímaného akcelerometrem při vodním testu. Tmavší oblasti zobrazují vyšší amplitudy korespondující s danou frekvencí. **Super-synchronní komponenta** (1,1 – 1,2 násobek otáček rotoru) se spojitě zobrazuje uprostřed kavitačního testu. S poklesem kavitačního čísla dochází ke snižování frekvence. Při nejnižší kavitačních číslech byla frekvence kmitání **synchronní**. Tato měření jsou ve shodě s předešlým výzkumem (Tsujimoto, 1997 [35]).



Obrázek 6.23: Frekvenční mapa v závislosti na kavitačním čísle, vodní test [34]

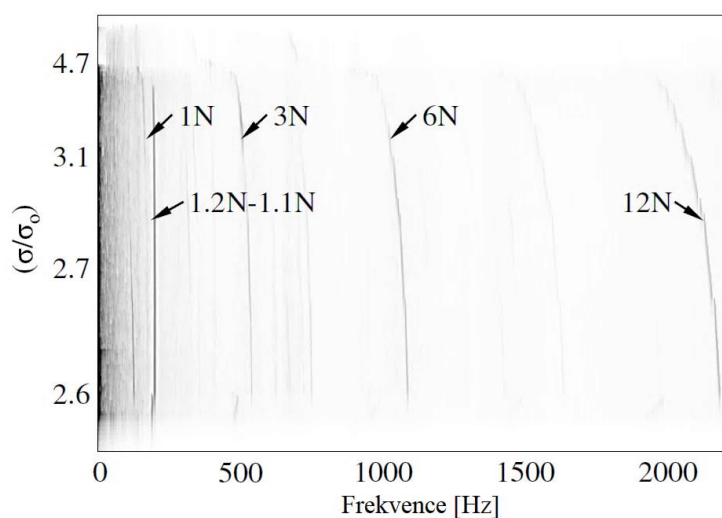
Další graf zobrazuje vliv těchto vibrací způsobených kavitací na dopravní výšku čerpadla. Zobrazena je také amplituda frekvencí těchto kavitačních nestabilit (normalizována referenční amplitudou A_0 , která je se projevuje při synchronní operaci za vyšších kavitačních čísel). Maximální hodnota amplitudy je čtyřnásobek referenční hodnoty.



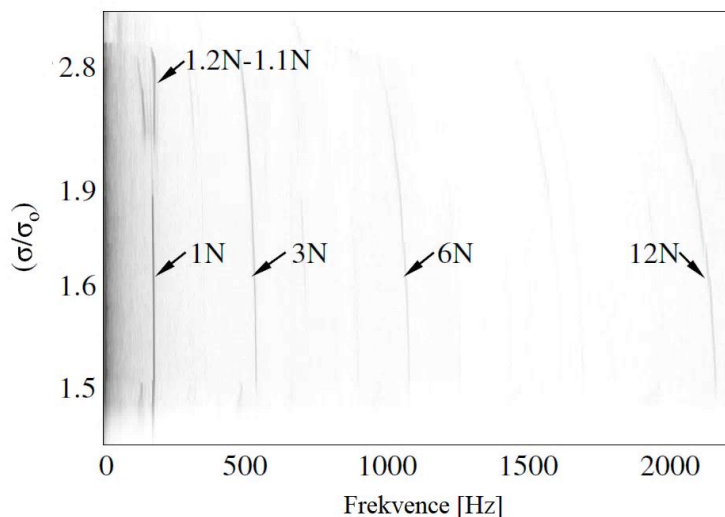
Obrázek 6.24: Dopravní výška v závislosti na frekvenci a amplitudě vibrací, vodní test [34]

Amplituda roste v rozmezí 3,2 – 4,2 kavitačního čísla a následně klesá při hodnotách 1,9 – 2,4. Tato závislost koresponduje také s předchozí studií (Yoshida, 2009 [30]). Následuje zánik super-synchronní složky, který je doprovázen náhlým poklesem amplitud synchronní složky. Při dalším snížení kavitačního čísla synchronní složka vibrací opět narůstá. Různé testy provedené v minulosti ([30] a další) ukázaly, že po zániku super-synchronní rotační kavitace se objevuje asymetrická kavitace, což opět navýší amplitudy synchronní frekvence. Při tomto testu nebyl nárůst amplitudy dostatečný pro určení výskytu asymetrické kavitace.

V grafech níže jsou zobrazeny stejné závislosti jako v předchozích získané však při testu s tekutým kyslíkem.



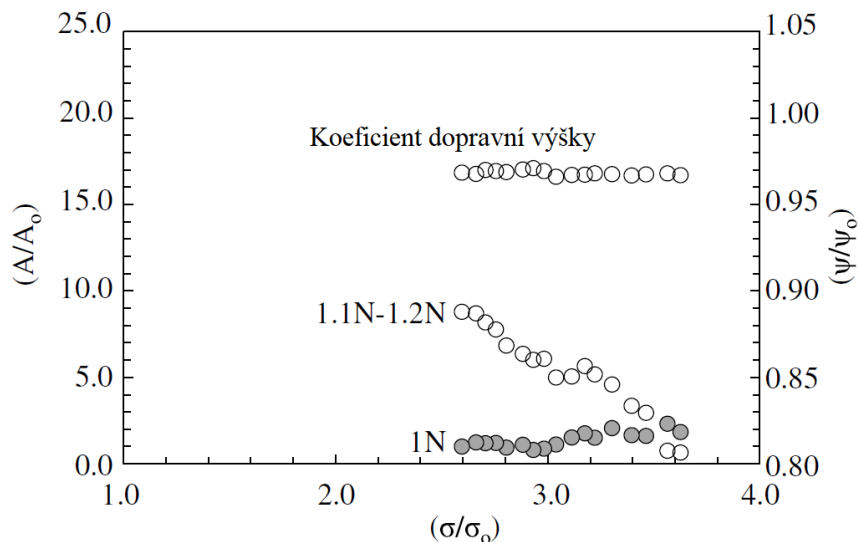
Obrázek 6.25: Frekvenční mapa v závislosti na kavitačním čísle $\sigma/\sigma_0 = 2,5 - 3,6$, LOX test [34]



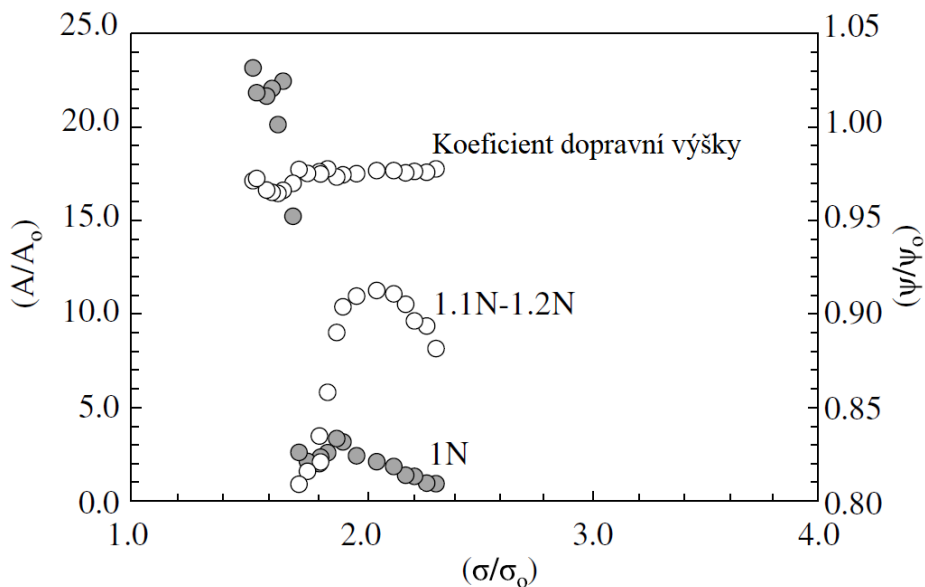
Obrázek 6.26: Frekvenční mapa v závislosti na kavitačním čísle $\sigma/\sigma_0 = 1,5 - 2,4$, LOX test [34]

Super-synchronní rotační kavitace (vibrace o frekvencích 1,1 – 1,2 násobku otáček rotoru) je opět evidentní během testu. Se snižujícím se kavitačním číslem začíná dominovat synchronní složka vibrací (Obrázek 6.26). Dále jsou viditelné první harmonické frekvence rotační rychlosti dané počtem lopatek induceru (3 lopatky – 3N) a oběžného kola čerpadla (12 lopatek – 12N) a druhá harmonická frekvence induceru (6N).

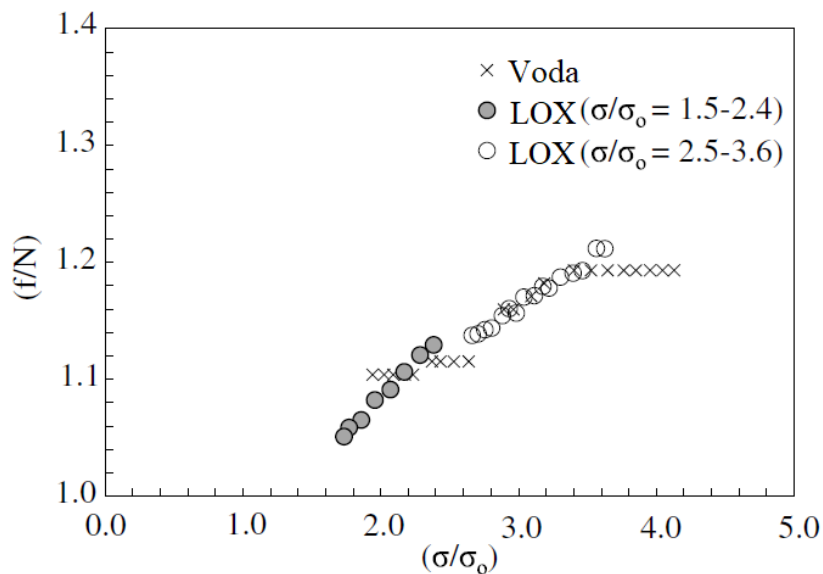
Následující grafy ukazují závislost dopravní výšky na vibracích daných frekvencí. Na první pohled je viditelné, že super-synchronní vibrace mají mnohem větší amplitudy, a to až desetinásobek referenční hodnoty A_0 , která zůstává stejná jako při vodním testu. V rozmezí $\sigma/\sigma_0 = 1,8 - 1,9$ amplitudy obou složek (synchronní i super-synchronní) klesají, což připomíná vodní test. Tento pokles se však objevuje v užším rozmezí kavitačních čísel. Největší rozdíl v porovnání s vodním testem je značný nárůst amplitudy synchronní kavitace po překročení hodnoty $\sigma = 1,7$ a zároveň pokles dopravní výšky asi o 1 %. Tento jev je charakteristický pro asymetrickou kavitaci. Je uvedeno, že příčinou asymetrické kavitace mohou být externí vibrace hřídele, které se mohly projevit výrazněji s narůstající rotační rychlostí.



Obrázek 6.27: Dopravní výška v závislosti na frekvenci a amplitudě vibrací, $\sigma/\sigma_0 = 2,5 - 3,6$, LOX [34]



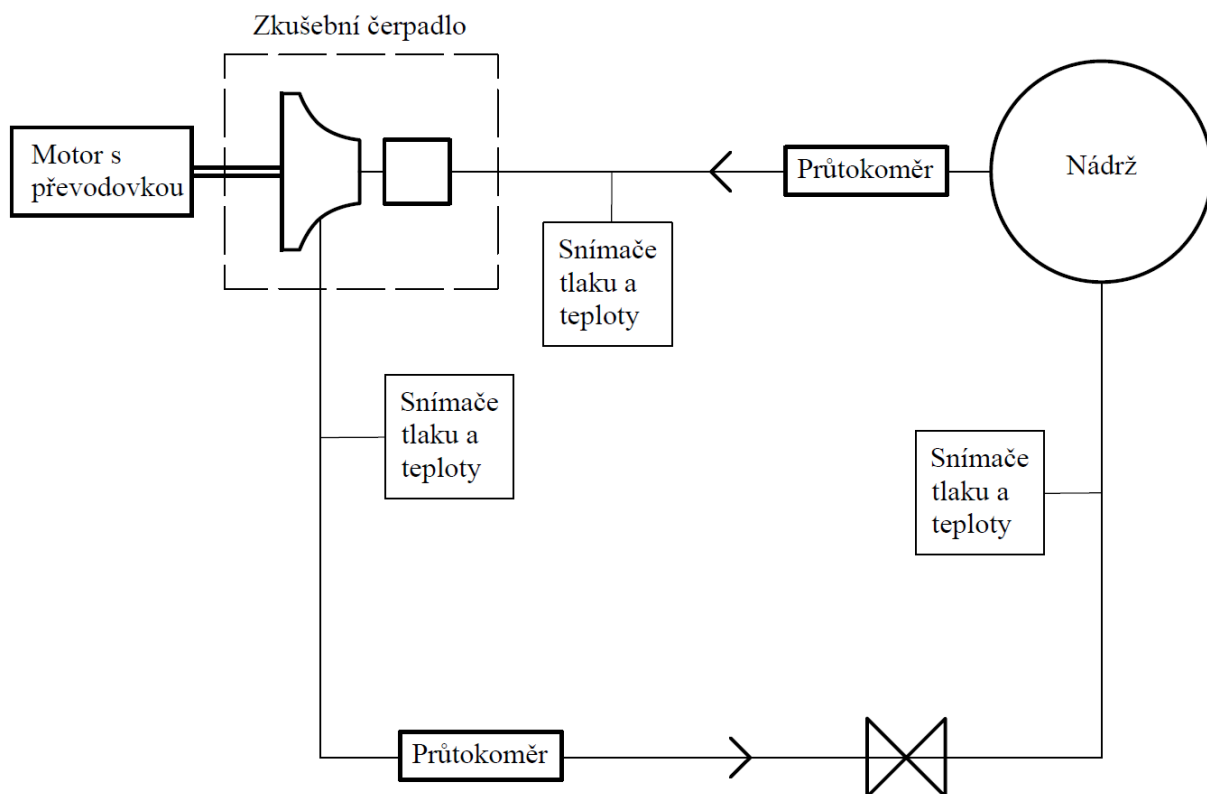
Obrázek 6.28: Dopravní výška v závislosti na frekvenci a amplitudě vibrací, $\sigma/\sigma_0 = 1,5 - 2,4$, LOX [34]



Obrázek 6.29: Frekvence super-synchronní rotační kavitace [34]

Předchozí graf zobrazuje frekvence super-synchronní kavitace při obou testech v závislosti na kavitacním čísle. Frekvence vibrací měly sestupnou tendenci spolu se snižujícím se kavitacním číslem. Hodnoty kavitacních čísel super-synchronní kavitace byly podobné. I přes to, že si body v grafu úplně neodpovídají, lze tyto charakteristiky označit za podobné. Měření opět souhlasí s již zmíněným výzkumem (Yoshida, 2009 [30]), konkrétně test induceru s tekutým dusíkem o teplotách 74 K a 83 K.

7. Návrh testovací tratě pro kryogenní látky



Obrázek 7.1: Navrhovaná testovací trať

Navrhovaná uzavřená testovací trať se skládá ze zásobní Dewarové nádrže⁷, vstupního průtokoměru a snímačů teploty a tlaku, zkušebního čerpadla a induceru, které pohání elektromotor s převodovkou. Následují výstupní snímače s průtokoměrem, škrťací ventil pro regulaci průtoku a před vstupem opět snímače teploty a tlaku.

V závislosti na druhu výzkumu, může být trať vybavena i dalšími prvky. V předchozích experimentech byly využity akcelerometry, tenzometry, vírové mechanismy, vysoko-rychlostní kamery, dynamometry, pomocné čerpadla pro kompenzaci průtoku při kavitaci, usměrňovače proudění nebo prvky pro regulaci tlaku v nádržích (vakuová čerpadla, stlačený vzduch) atd.

7.1 Normy

7.1.1 Kryogenické nádoby – Čerpadla pro provoz s nízkými teplotami

(ČSN EN ISO 24490) [36]

Materiály s tranzitními vlastnostmi (feritické oceli) musí mít minimální houževnatost v souladu s normou ISO 21028-1 [37]. Kovové materiály, u kterých se neprojevuje snížení houževnatosti při nízkých teplotách se používají bez omezení. Použité materiály musí být dostatečně korozivzdorné. Pro čerpání tekuté kyslíku jsou doporučeny následující materiálové vlastnosti: vysoká teplota vzplanutí, dobrá tepelná vodivost a vysoké spalné teplo. Pokud je

⁷ Dewarová nádoba je vakuová nádoba s otevřeným nebo netěsnícím víkem pro kryogenní látky. Kryogenní látky se vypařují velmi rychle, takže by v uzavřené nádobě vznikl velký přetlak, který by nádobu roztrhl.

použit tekutý dusík riziko rozkladu materiálu musí být zváženo. Vhodné materiály pro konstrukce čerpadla jsou niklové sloučeniny, Monel a Inconel.

Čerpadla pro tekutý kyslík musí být konstruována tak, aby nedošlo ke kontaktu tekutého kyslíku s uhlovodíkovými oleji pro mazání ložisek. Pokud tomuto nejde s jistotou zabránit, musí být použity kompatibilní maziva s tekutým kyslíkem (norma ČSN EN 1797 [38]), a to i přes to, že tyto látky mají výrazně horší mazací schopnosti.

Čerpadla operující s kapalinami o teplotách vyšších než 77 K musí být testovány při anebo pod minimální teplotou čerpaného média. Čerpadla operující s kapalinami o teplotách nižších než 77 K mohou být testovány při vyšších teplotách (ne však větších než 77 K). Při teplotách 77 K je tolerována odchylka při měření ± 20 K. Odstředivá čerpadla by měla být testována minimálně při pěti různých rychlostech včetně nejvyšší, nejnižší a normální operační rychlosti. Běh čerpadla při normální rychlosti by měl trvat alespoň jednu hodinu. Je doporučeno, aby testované čerpadlo bylo desetkrát vypnuto a zapnuto během testování.

7.1.2 Předpisy pro zkoušky hydraulických výkonových parametrů (ČSN EN ISO 5198) [39]

Tato norma detailně popisuje obecné požadavky pro testování hydrodynamických čerpadel, postupy pro měření průtoku, dopravní výšky, rotační rychlosti a účinnosti čerpadel.

Za zmínku stojí pojednání o tlakových snímačích. Je doporučeno, že v každém bodě, v kterém se měří tlak, by měly být umístěny alespoň čtyři snímače rovnoměrně umístěné po obvodu a zároveň natočeny tak, aby se žádný z nich nenacházel v nejvyšší nebo nejnižší části potrubí. Válcové otvory pro snímače zabudované do stěny potrubí mají být široké 3 – 6 mm nebo rovny 0,08 D (vnitřní průměr potrubí), podle toho, který rozměr je menší. Délka tohoto otvoru má být minimálně 2,5násobek průměru otvoru pro snímač. Vnitřní povrch potrubí by měl být dostatečně hladký 400 mm (nebo 2 D) před snímači a 150 mm (nebo 1 D) za snímači. Snímače mají být umístěny co nejdále od jakýchkoliv nerovností (např. svařů).

Měřením průtoků čerpadel se zabývají také další normy. Například ČSN EN ISO 5167-1 [40] (obecné principy a požadavky), 5167-2 [41] (Clony), 5167-3 [42] (Dýzy a Venturiho dýzy), 5167-4 [43] (Venturiho trubice), 5167-5 [44] (kuželové průtokoměry).

7.2 Snímače

Pro **snímání teplot** kryogenních látek lze použít termočlánky typu K a E, které jsou určeny pro teploty nad 73 K nebo typ T, který lze použít ještě pro nižší. Při měření nižších teplot kolem 20 K musí být použity křemíkové diody nebo RTD (resistance temperature detectors) odporové teplotní senzory. Nejlepší přesnost mají RTD senzory ($\pm 0,01$ K), potom následují křemíkové diody ($\pm 0,25$ až $\pm 0,50$ K) a termočlánky (± 1 až ± 2 K). Obecně nejčastější volbou pro kryogenní účely jsou křemíkové diody. [45]

Tlaky se často měří kapacitními snímači (měření absolutního tlaku i přetlaku). Přesnost těchto snímačů je $\pm 0,11$ % plného rozsahu stupnice. Dále se používají snímače tlaku na bázi tenzometru. Nevýhodou je horší přesnost $\pm 0,5$ % plného rozsahu [45]. V předchozích článcích (např. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**) jsou uvedeny i piezo-elektrické snímače tlaku.

Pro **měření průtoků** kapalných kryogenních látek se využívají buď turbínové průtokoměry, Venturi trubice (venturimetr) nebo clony. Principem **turbínového průtokoměru** je roztáčení

axiální turbíny a následného přepočítání otáček na rychlost proudění a průtoku (1.7). **Venturi trubice a clona** jsou škrtkovými prvky, měří se tlakový rozdíl před a za měřidlem, z kterého se pomocí Bernoulliho rovnice (1.9) vypočítá rychlost a průtok. Clona má jednodušší konstrukci a je levnější, naopak však při průtoku dochází k velkým ztrátám. [40] [45]

7.3 Materiály

Nejpoužívanějšími materiály pro kryogenní účely jsou kovy a jejich sloučeniny s **FCC** krystalickou mřížkou. Jedná se hlavně o austenitické nerezové oceli a slitiny s příměsí hliníku, mědi a niklu. Tyto kovy nepodléhají tranzitnímu chování a nejsou extrémně křehké při kryogenních teplotách. Například Youngův model pružnosti je u těchto látek při kryogenních teplotách o 5 až 20 % vyšší. [46]

U kovů a sloučenin s **BCC** mřížkou (martenzitické oceli, nízkouhlíkové oceli, molybden, niob) se při nízkých teplotách projevuje výrazně křehké chování. Pro kryogenní účely nejsou vhodné. [46]

Mechanické vlastnosti kovů s hexagonální **HCP** mřížkou se nachází mezi FCC a BCC mřížkou. Například zinek je podstatně ovlivněn tranzitním chováním a je nevhodný. Naopak slitiny se zirkonem a titanem jsou při nízkých teplotách stále tvárné a používají se hlavně při potřebě snížení váhy nebo redukce tepelných ztrát. [46]

Konkrétními zástupci nejčastěji používanými materiály austenitických nerezových ocelí pro kryogenní účely jsou: AISI 304, 304L, 316, 316L a 321 (ČSN 17240, 17 249, 17 352, 17 350, 17 248). [47]

Jelikož kryogenní látky se vypařují velmi intenzivně, je nutné celý kryogenní systém utěsnit. Nejrozšířenějším těsnicím materiálem je Teflon, který NASA vyvinula přímo pro kryogenní aplikace. Konkrétním příkladem těsnicího materiálu jsou oceli s vysokým obsahem niklu pokryté vrstvou Teflonu případně zlata, stříbra, india, paladia, olova, niklu nebo hliníku, které mají také těsnicí schopnosti, a to i při vysokých teplotách. [48] [49]

7.4 Zdravotní a bezpečnostní rizika

Extrémně nízká teplota kryogenních látek a jejich výparů nepůsobí na pokožce žádnou bolest, ale při delším působení způsobuje popáleniny. Kryogenní látky mají velký expansivní poměr³, z jednoho litru kapaliny se vypaří několik set litrů plynu. Výpary jsou studené a obvykle těžší než vzduch. Takovýto plyn se usadí na spodu místnosti a začne vytěsňovat vzduch. Důsledkem může být udušení. [49]

Tekutý kyslík objemově obsahuje 4 000krát více kyslíku než normální vzduch, a proto velkým rizikem je **vzplanutí** materiálů, které jsou obvykle považovány za nehořlavé (nerezová a odlévaná ocel, hliník, teflon atd.). Oblečení kontaminované kyslíkem zůstává vysoce hořlavé několik hodin. [49]

7.5 Výrobci součástí pro kryogenní aplikace

7.5.1 Messer Group

Messer Group je společnost se sídlem v Německu, specializující se na dodávky industriálních plynů a příslušenství pro jejich manipulaci. Jedním z odvětví jsou právě kryogenní aplikace. Společnost vyrábí potrubí pro kryogenní účely, nádoby pro skladování kryogenních látek

(včetně Dewarových), zařízení pro přepravu a chlazení. V neposlední řadě nabízí také měřicí a kontrolní přístroje pro kapalný dusík.

7.5.2 Omega Engineering

Omega Engineering je Americká firma původně zaměřená pro výrobu termočlánků. Nyní však nabízí široký sortiment příslušenství pro měření různých veličin a je rozšířená po celém světě včetně České republiky. Na americkém webu lze vyhledat sekce se snímači vhodné přímo pro vesmírný a letecký průmysl [50]. Sortiment zahrnuje různé druhy termočlánků, RTD senzorů, akcelerometrů, tenzometrů atd. Dále jsou nabízeny také turbínové a Venturi průtokoměry a clony.

7.5.3 Kulite

Kulite se na svém webu představuje jako světový lídr v technologii tlakových snímačů. Jedná se o Americkou společnost s pobočkami v Evropě, Asii a Brazílii. Snímače dodává do různých odvětví jako námořní, vojenský, automobilový (Formula 1), letecký a vesmírný průmysl. [51]

ZÁVĚR

Experimentální výzkum kryogenních čerpadel je velmi zajímavé a také aktuální téma. Pro pochopení této problematiky je však nutné mít přehled o hydrodynamice, čerpadlové technice a zároveň znát vlastnosti kryogenních látek a rizika s nimi spojená.

Tato práce je poměrně rozsáhlá, protože se autor snažil komplexně pojednat o daném tématu včetně vysvětlení základních a stěžejních pojmů, tak aby porozuměl i méně zkušený čtenář v oblasti hydromechaniky.

V hlavní části práce autor podal přehled experimentálního testování. Součástí každé kapitoly popisující jednotlivé testování jsou informace, které říkají, za jakým účelem byl test proveden, jaké byly cíle, detailní popis testovacích zařízení včetně snímačů, jak test probíhal a také konkrétní výsledky. Kromě popisu těchto testů je v kontextu uvedeno několik vědeckých pracovníků a jejich děl se stručným popisem, cílem a výsledkem jejich výzkumů. V případě zájmu si tak může čtenář dohledat více detailů.

První experimentální výzkum (6.1) popisuje 21 komplexních testů s tekutým kyslíkem a turbočerpadlem J-2. Každý test probíhal s mírně změněnými počátečními podmínkami (teplota, otáčky) a v průběhu testu byl snižován tlak, tak aby došlo k projevení kavitace. Ukázalo se, že dopravní výška začíná výrazněji klesat v okamžiku kdy byl tlak v sání roven tlaku nasycených par kyslíku. **K razantnímu poklesu dopravní výšky došlo až tehdy, kdy plynné skupenství tvořilo 40 % a více celkového objemu průtoku (Obrázek 6.2).** Dále bylo zjištěno, že **termodynamický efekt snižuje požadované NPSH s rostoucí teplotou kapaliny.**

Druhý článek (6.2) detailně popisuje italské experimentální výzkumné zařízení pro testování dynamického zatížení raketových inducerů. Zkušební trať je určena pro testy s vodou. Je pojednáno o srovnávacích metodách mezi vodou a kryogenními látkami. **Obrázek 6.6 přiřazuje teplotu vody, která je vhodná pro simulaci konkrétní pohonné látky** čerpané za daného Reynoldsova čísla. Dalším důležitým bodem je, že turbočerpadla operují při vysokých Reynoldsových číslech (více než deset milionů), což by bylo obtížné a nákladné dosáhnout na tratích tohoto typu. **Při hodnotách $Re > 10^6$ je však proudění zcela turbulentní, takže při testech postačuje tato minimální hodnota, aby byl experiment vypovídající.**

Třetí experimentální výzkum (6.3) se zabývá kavitací v induceru turbočerpadla LE-7, která způsobovala nadměrné vibrace rotoru. Byl proveden podobnostní test (s vodou) původního induceru a dalších dvou upravených. Výstupem z testů byly grafy popisující různé kavitační nestability v závislosti na kavitačním čísle σ a průtokovém koeficientu Φ . Ukázalo se, že **tvarově upravený inducer dokázal potlačit super-synchronní rotační kavitaci, čímž se eliminovali vibrace hřídele.**

Čtvrtý test (6.4) zkoumá turbočerpadlo LE-7A (vylepšená verze výše zmíněného). Na rozdíl od předchozí kapitoly se při testování používá tekutý kyslík (LOX) a tekutý dusík (LN2). Při obou testech (LOX i LN2) se projevila **rotační kavitace**. Největší vliv na velikost amplitud vibrací měla synchronní složka rotační kavitace. **Inducer byl geometricky optimalizován, čímž byla potlačena rotační kavitace a také se zlepšily sací vlastnosti.** Následkem této modifikace se objevila **kavitační pumpáž**. Bylo však dokázáno, že tento jev **byl způsoben charakteristikou potrubního systému.** Rozdíly při čerpání tekutého kyslíku a dusíku byly potvrzeny. Ukázalo se, že při testu s tekutým kyslíkem jsou amplitudy vibrací mnohem větší.

Cílem pátého článku zaměřeného na **teplotní efekt** (6.5) bylo definování zřejmého vztahu mezi kritickým kavitačním číslem a teplotou vody a určení, jak teplota vody ovlivňuje rotační kavitaci. Pro porovnání vody s kryogenními látkami se použil **bezrozměrný termální parametr** Σ^* . Bylo zjištěno, že přibližné **podobnosti vody s kryogenními podmínkami** lze dosáhnout při hodnotách $\Sigma^* > 0,540$. Dále testy ukázaly, že **kritické kavitační číslo klesá se zvyšujícím se bezrozměrným termálním parametrem** Σ^* . Avšak pro hodnoty kavitačního čísla nižší než kritické, koeficient dopravní výšky je na bezrozměrném termálním parametru nezávislý.

Šestý experimentální výzkum (6.6) poukazuje na **rozdílné vlastnosti kryogenních látek a vody**. Je uvedeno, že i přes použití různých porovnávacích vztahů, **může dojít k nepřesnostem** způsobené touto záměnou. Z toho důvodu autoři provedli experiment s vodou a následně komplexní test celého turbočerpadla s tekutým kyslíkem. Je uvedeno několik grafů analyzující vibrace a dopravní výšky čerpadla za různých kavitačních čísel. **Největší podíl na vibracích** měla vždy **super-synchronní** složka rotační kavitace. Ukázalo se, že **amplitudy vibrací hřídele byly více než dvojnásobné při testu s tekutým kyslíkem**. Naopak **frekvence** těchto kavitačních nestabilit měly **stejnou tendenci a byly si podobné** při stejných kavitačních číslech.

Poslední část (7) popisuje návrh elementární tratě pro experimentální výzkum kryogenních čerpadel. Jsou uvedeny konkrétní prvky tratě včetně příslušenství nezbytného pro měření parametrů čerpadel.

Tato práce může být využita jako zdroj informací při konstrukci reálné testovací tratě pro čerpání kryogenních látek.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [2] MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02657-4.
- [3] NECHLEBA, Miroslav a Josef HUŠEK. *Hydraulické stroje: vysokoškolská učebnice pro fakulty strojního inženýrství*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966.
- [4] BRENNEN, Christopher E. *Hydrodynamics of pumps*. New York: Oxford University Press, c1994. ISBN 0-19-856442-2.
- [5] BRENNEN, Christopher E. *Cavitation and bubble dynamics*. New York: Cambridge University Press, c2014. ISBN 1107644763.
- [6] ANDERSON, H.H. *Centrifugal pumps*. 3rd ed. Morden: Trade & Technical, 1980. ISBN 9780854610761.
- [7] MATTINGLY, Jack D. *Elements of propulsion: gas turbines and rockets*. Reston, Va.: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2006. ISBN 1-56347-779-3
- [8] SUTTON, George P. a Oscar. BIBLARZ. *Rocket propulsion elements*. 8th ed. Hoboken, N.J.: Wiley, c2010. ISBN 978-0-470-08024-5.
- [9] JOYNER II, Claude R., Daniel J. H. LEVACK, Russel E. RHODES a John W. ROBINSON. *Propulsion System Choices and Their Implications*. In: 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference [online]. Nashville, Tennessee, USA, 2010, 25-28th July, s. 1-28. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20110003599.pdf>
- [10] SEREGIN, A. V. *Liquid Rocket Propellants (Zhidkiye raketnyye topliva)*. Moskva: Voennoye Izdatel'stvo Ministerstva Oborony SSSR, 1962, 112s.
- [11] MANSKI, Delef, Christoph GOERTZ, Hagen-D. SASSNICK, James R. HULKA, B. David GORACKE a Daniel J. H. LEVACK. *Cycles for Earth to Orbit Propulsion*. *Journal of Propulsion and Power*. AIAA, 1998, 14(5), 588-604.
- [12] SFORZA, Pasquale M. *Theory of aerospace propulsion*. 2nd edn. Cambridge, MA: Elsevier, 2016. ISBN 9780128093269.
- [13] RADEBAUGH, Ray. *Cryogenic Technology Resources* [online]. Boulder, Colorado: National Institute of Standards and Technology [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <https://trc.nist.gov/cryogenics/aboutCryogenics.html>
- [14] HOUGHTON, Rick. *Emergency characterization of unknown materials*. 1. Boca Raton: CRC Press, 2008. ISBN 0-8493-7968-7.
- [15] RAPPOSELLI, Emilio, Angelo CERVONE a Luca D'AGOSTINO. *A New Cavitating Pump Rotordynamic Test Facility* [online]. In: Università di Pisa, 56126 Pisa, Italy: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002, s. 1-11 [cit. 2018-04-30]. DOI: 10.2514/6.2002-4285. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/265626825_A_New_Cavitating_Pump_Rotordynamic_Test_Facility
- [16] KAWASAKI, Satoshi, Takashi SHIMURA, Masaharu UCHIUMI a Yuka IGA. *One-Dimensional Analysis Method for Cavitation Instabilities of a Rotating Machinery*. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2017, 1-8 [cit. 2018-04-30]. DOI: 10.1115/1.4037987. Dostupné z: <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=2656110>

- [17] PACE, Giovanni, Angelo PASINI, Lucio TORRE, Dario VALENTINI a Luca D'AGOSTINO. *The Cavitating Pump Rotordynamic Test Facility at ALTA S.p.A.: Upgraded Capabilities of a Unique Test Rig*. In: *Space Propulsion Conference: Bordeaux, France* [online]. ALTA S.p.A, 56121 Ospedaletto, Pisa, Italy, 2012, s. 1-12 [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/277890735_The_Cavitating_Pump_Rotordynamic_Test_Facility_at_ALTA_SpA_Upgraded_Capabilities_of_a_Unique_Test_Rig
- [18] GROSS, Loren A. *An experimental investigation of two-phase liquid oxygen pumping*. NASA Marshall Space Flight Center, Huntsville, AL, United States, 1973. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19730025014.pdf>
- [19] *J-2 Engine Fact Sheet: Saturn V News Reference*. NASA Marshall Space Flight Center, Huntsville, AL, United States, 1968. Dostupné také z: https://www.nasa.gov/centers/marshall/pdf/499245main_J2_Engine_fs.pdf
- [20] MOORE, Royce D. *Prediction of Pump Cavitation Performance*. NASA Lewis Research Center; Cleveland, OH, United States, 1970. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19750003132.pdf>
- [21] HASHIMOTO, Tomoyuki, Mitsuo WATANABE, Makoto YOSHIDA, Kenjiro KAMIJO a Yoshinobu TSUJIMOTO. Experimental Study on Rotating Cavitation of Rocket Propellant Pump Inducers. In: *Journal of Propulsion and Power* [online]. 1997, s. 488-494 [cit. 2018-05-04]. DOI: 10.2514/2.5210. Dostupné z: <https://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/2.5210>
- [22] Welcome to Kakuda Space Center. In: *Youtube* [online]. JAXA | 宇宙航空研究開発機構, 15. 3. 2016 [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=pnKXeU-8-fsd>
- [23] CERVONE, Angelo, Cristina BRAMANTI, Emilio RAPOPOSELLI a Luca D'AGOSTINO. Cavitation Experiments on Turbopump Inducers and Hydrofoils at Alta/Centropazio: Overview and Future Activities. In: *ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting* [online]. 2005, s. 1-10 [cit. 2018-05-06]. DOI: 10.1115/FEDSM2005-77251. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/267495989_Cavitation_Experiments_on_Turbopump_Inducers_and_Hydrofoils_at_AltaCentropazio_Overview_and_Future_Activitiesd
- [24] SHIMURA, Takashi, Yoshiaki WATANABE, Satoshi HASEGAWA, Mitsuru SHIMAGAKI, Mitsuo WATANABE a Shinichi TAKATA. Cavitation Induced Vibration of LE-7A Oxygen Turbopump. In: *Fifth International Symposium on Cavitation (CAV2003)* [online]. Osaka, Japan, 2003, s. 1-6 [cit. 2018-05-07]. DOI: 10.1.1.538.8995. Dostupné z: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.538.8995&rep=rep1&type=pdf>
- [25] KIM, Junho a Seung Jin SONG. *Measurement of Temperature Effects on Cavitation in a Turbopump Inducer*. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2015, 1-7 [cit. 2018-05-08]. DOI: 10.1115/1.4030842. Dostupné z: <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=2337284>
- [26] TSUJIMOTO, Yoshinobu a Yury SEMENOV. New Types of Cavitation Instabilities in Inducers. In: *4th International Conference on Launcher Technology*, Liege, Belgium [online]. 2002 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <http://flow.me.es.osaka-u.ac.jp/lec/tsujimoto/TsuijLaunch.pdf>

- [27] FRANC, Jean-Pierre, Claude REBATTET a Alain COULON. An Experimental Investigation of Thermal Effects in a Cavitating Inducer. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2004 [cit. 2018-05-08]. DOI: 10.1115/1.1792278. Dostupné z: <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1430042>
- [28] MOORE, Royce D a Robert S. RUGGERI. *Method for prediction of pump cavitation performance for various liquids, liquid temperatures, and rotative speeds*. NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH, United States, 1969. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19690019787.pdf>
- [29] YOSHIDA, Yoshiki, Yoshifumi SASAO, Kouichi OKITA, Satoshi HASEGAWA, Mitsuru SHIMAGAKI a Toshiaki IKOHAGI. Influence of Thermodynamic Effect on Synchronous Rotating Cavitation. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2007 [cit. 2018-05-08]. DOI: 10.1115/1.2745838. Dostupné z: <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1431437>
- [30] YOSHIDA, Yoshiki, Yoshifumi SASAO, Mitsuo WATANABE, Tomoyuki HASHIMOTO, Yuka IGA a Toshiaki IKOHAGI. Thermodynamic Effect on Rotating Cavitation in an Inducer. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2009 [cit. 2018-05-08]. DOI: 10.1115/1.3192135. Dostupné z: <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1478293>
- [31] YOSHIDA, Yoshiki Yoshida, Hideaki NANRI, Kengo Kikuta KIKUTA, Yuka IGA a Toshiaki IKOHAGI. Thermodynamic Effect on Subsynchronous Rotating Cavitation and Surge Mode Oscillation in a Space Inducer. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2011 [cit. 2018-05-08]. DOI: 10.1115/1.4004022. Dostupné z: <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1478293>
- [32] CERVONE, Angelo, Renzo TESTA, Cristina BRAMANTI, Emilio RAPPOSELLI a Luca D'AGOSTINO. *Thermal Effects on Cavitation Instabilities in Helical Inducers*. *Journal of Propulsion and Power* [online]. 2005 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/1.12582>
- [33] HORIGUCHI, Hironori, Satoshi WATANABE a Yoshinobu TSUJIMOTO. A Linear Stability Analysis of Cavitation in a Finite Blade Count Impeller. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 2000 [cit. 2018-05-09]. DOI: 10.1115/1.1315300. Dostupné z: <http://flow.me.es.osaka-u.ac.jp/cav2003/Papers/Cav03-OS-4-004.pdf>
- [34] KIM, Dae-Jin, Hyung Jin SUNG, Chang-Ho CHOI a Jin-Sun KIM. Cavitation Instabilities During the Development Testing of a Liquid Oxygen Pump. *Journal of Propulsion and Power* [online]. 2016, , 1-6 [cit. 2018-05-17]. DOI: 10.2514/1.B35988. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/305370274_Cavitation_Instabilities_During_the_Development_Testing_of_a_Liquid_Oxygen_Pump
- [35] TSUJIMOTO, Yoshinobu, Yoshiki YOSHIDA, Yasukazu MAEKAWA, Satoshi WATANABE a Tomoyuki HASHIMOTO. Observations of Oscillating Cavitation of an Inducer. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 1997 [cit. 2018-05-18]. DOI: 10.1115/1.2819497. Dostupné z: <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1428517>
- [36] ČSN EN ISO 24490. *Kryogenné nádoby - Čerpadla pro provoz s nízkými teplotami*. 2016.
- [37] ČSN EN ISO 21028-1. *Kryogenné nádoby - Požadavky na houževnatost materiálů při kryogenních teplotách pod -80°C*. 2017.

- [38] ČSN EN 1797. *Kryogenické nádoby - Kompatibilita plynu s materiálem*. 2002.
- [39] ČSN EN ISO 5198. *Odstředivá diagonální a axiální čerpadla - Předpisy pro zkoušky hydraulických výkonových parametrů - Přesná třída*. 1999.
- [40] ČSN EN ISO 5167-1. *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 1: Obecné principy a požadavky*. 2003.
- [41] ČSN EN ISO 5167-2. *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 2: Clony*. 2003.
- [42] ČSN EN ISO 5167-3. *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 3: Dýzy a Venturiho dýzy*. 2003.
- [43] ČSN EN ISO 5167-4. *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 4: Venturiho trubice*. 2003.
- [44] ČSN EN ISO 5167-5. *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 5: Kuželové průtokoměry*. 2016.
- [45] JOHNSON, Wesley, Thomas TOMSIK a Jeff MODER. *Fundamentals of Cryogenics*. NASA Glenn Research Center, Cleveland, OH United States, 2004. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20150000199.pdf>
- [46] WIGLEY, D.A. *Mechanical properties of materials at low temperatures*. New York: Plenum Press, 1971. ISBN 9781468418873.
- [47] *Materials for Cryogenic Service: Engineering Properties of Austenitic Stainless Steel* [online]. Engineering Properties of Austenitic Stainless Steel, 1974 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: https://www.nickelinstitute.org/~media/Files/TechnicalLiterature/MaterialsforCryogenicService_EngineeringPropertiesofAusteniticStainlessSteel_4368_.ashx
- [48] *Static cryogenic seals for launch vehicle applications*. Dostupné také z: <https://engineer.jpl.nasa.gov/practices/1208.pdf>
- [49] *Cryogenic and Low Temperature Applications: A Guide to Sealing*. Mill Close, Templeborough, Rotherham, United Kingdom, 2004. Dostupné také z: <http://arthomson.com/wp-content/uploads/2013/04/Resources-Mechanical-AESSEAL-Guides-CRYOGENIC.pdf>
- [50] *Webové stránky OMEGA Engineering* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.omega.com/aerospace/#solutions>
- [51] *Kulite kryogenní tlakové snímače* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.kulite.com/products/product-catalog?filters=72>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 2.1: Charakteristiky základních typů hydrodynamických čerpadel [1].....	20
Obrázek 2.2: Kavitační vír (tip vortex) na induceru [5]	23
Obrázek 2.3: Změna charakteristiky čerpadla vyvolaná kavitací [2].....	25
Obrázek 2.4: Kavitační charakteristika hydrodynamického čerpadla [2].....	25
Obrázek 3.1: Druhy hydrodynamických čerpadel [3].....	27
Obrázek 3.2: Orientační graf určující druh čerpadla v závislosti na průtoku a dopravní výšce [3]	28
Obrázek 4.1: Základní rozdělení raketových paliv [8]	30
Obrázek 4.2: Zjednodušené zobrazení řezu typického raketového pohonu na tuhé palivo [8] 31	
Obrázek 4.3: Koncept velké hybridní rakety s tuhým palivem a okysličovadlem řízeným tlakovým systémem [8].....	31
Obrázek 4.4: Schéma dvojsložkového systému se stlačeným plynem [8].....	33
Obrázek 4.5: Zjednodušené schéma otevřeného cyklu s plynovým generátorem [8]	34
Obrázek 4.6: Zjednodušené schéma uzavřeného cyklu [8].....	35
Obrázek 4.7: Schéma expanzivního cyklu [8]	36
Obrázek 6.1: Podélný příčný průřez čerpadla J-2 pro tekutý kyslík [18]	41
Obrázek 6.2: Ilustrační graf naměřených hodnot posledních pěti testů [18]	42
Obrázek 6.3: Schéma testovací tratě [15]	43
Obrázek 6.4: Vlevo fotografie testovací tratě, vpravo detailní řez čerpadla [15].....	44
Obrázek 6.5: Vlevo kryt testovací části s inducer a čerpadlem uvnitř, vpravo vstupní transparentní část průspůsobená pro sledování induceru [15]	44
Obrázek 6.6: Podobnost vody s pohonnými látkami na základě teploty a Reynoldsova čísla [15]	45
Obrázek 6.7: Částečný řez LE-7 LOX turbočerpadla [21]	46
Obrázek 6.8: Ilustrační, typově podobný inducer [23]	47
Obrázek 6.9: Kavitační módy inducerů při 7 000 za sekundu [21]	47
Obrázek 6.10: Velikost flukтуаční kavitační oblasti při kavitační nestabilitě [21].....	48
Obrázek 6.11: Posuv hřídele v závislosti na kavitačním čísle σ [21].....	48
Obrázek 6.12: Průběh amplitudy vibrací v čase [24].....	49
Obrázek 6.13: Průběh amplitudy vibrací v čase (testováno po úpravě tratě) [24].....	50
Obrázek 6.14: Soul National University zkušební laboratoř pro inducery turbočerpadel [25] 52	
Obrázek 6.15: Zkušební inducer a umístění snímačů [25].....	53
Obrázek 6.16: Charakteristika nekavitujícího induceru, 298 K ($\Sigma^* = 0,0116$) [25].....	53
Obrázek 6.17: Kavitační testy při teplotě 298 K, $\Phi = 0,096$ [25].....	53
Obrázek 6.18: Počátek rotační kavitace a kritické kavitační číslo v závislosti na Σ^* [25]	54
Obrázek 6.19: Nákres řezu turbočerpadlem [34].....	56
Obrázek 6.20: Testovací trať [34].....	56
Obrázek 6.21: Čerpadlové charakteristiky [34]	57
Obrázek 6.22: Charakteristika LOX čerpadla při komplexním testu turbočerpadla [34].....	57
Obrázek 6.23: Frekvenční mapa v závislosti na kavitačním čísle, vodní test [34].....	58
Obrázek 6.24: Dopravní výška v závislosti na frekvenci a amplitudě vibrací, vodní test [34] 58	
Obrázek 6.25: Frekvenční mapa v závislosti na kavitačním čísle $\sigma/\sigma_0 = 2,5 - 3,6$, LOX test [34].....	59

Obrázek 6.26: Frekvenční mapa v závislosti na kavitačním čísle $\sigma/\sigma_0 = 1,5 - 2,4$, LOX test [34]	59
Obrázek 6.27: Dopravní výška v závislosti na frekvenci a amplitudě vibrací, $\sigma/\sigma_0 = 2,5 - 3,6$, LOX [34]	60
Obrázek 6.28: Dopravní výška v závislosti na frekvenci a amplitudě vibrací, $\sigma/\sigma_0 = 1,5 - 2,4$, LOX [34]	60
Obrázek 6.29: Frekvence super-synchronní rotační kavitace [34]	61
Obrázek 7.1: Navrhovaná testovací trať	62

SEZNAM TABULEK

Tabulka 6.1:Srovnání termálních parametrů [25]	54
--	----