



RĪGAS TEHNISKĀ
UNIVERSITĀTE

Adham Ahmed Awad Elsayed Elmenshawy

**GĀZTURBĪNU DZINĒJU VEIKTSPĒJAS
UZLABOŠANAS IZPĒTE, OPTIMIZĒJOT TURBĪNAS
LĀPSTIŅU DZESĒŠANAS KANĀLU DIZAINU**

Promocijas darba kopsavilkums



RĪGAS TEHNISKĀ UNIVERSITĀTE

Būvniecības un mašīnzinību fakultāte
Aeronautikas, kosmosa inženierijas un transporta institūts

Adham Ahmed Awad Elsayed Elmenshawy

Studiju programmas "Transports, aviācijas inženierija" doktorants

GĀZTURBĪNU DZINĒJU VEIKTSPĒJAS UZLABOŠANAS IZPĒTE, OPTIMIZĒJOT TURBĪNAS LĀPSTIŅU DZESĒŠANAS KANĀLU DIZAINU

Promocijas darba kopsavilkums

Zinātniskais vadītājs

asociētais profesors *Dr. sc. ing.*

Ali Aršads

RTU Izdevniecība

Rīga 2024

Elmshawy A. Gāzturbīnu dzinēju veiktspējas uzlabošanas izpēte, optimizējot turbīnas lāpstiņu dzesēšanas kanālu dizainu. Promocijas darba kopsavilkums. – Rīga: RTU Izdevniecība, 2024. – 49 lpp.

Publicēts saskaņā ar promocijas padomes “RTU P-22” 2024. gada 8. maija lēmumu, protokols Nr. 04030-9.16.2/3.

Vāka attēls no www.pexels.com

<https://doi.org/10.7250/9789934370939>

ISBN 978-9934-37-093-9 (pdf)

PROMOCIJAS DARBS IZVIRZĪTS ZINĀTNES DOKTORA GRĀDA IEGŪŠANAI RĪGAS TEHNISKAJĀ UNIVERSITĀTĒ

Promocijas darbs zinātnes doktora (*Ph. D.*) grāda iegūšanai tiek publiski aizstāvēts 2024. gada 30. augustā plkst. 13.00 Rīgas Tehniskās universitātes Būvniecības un transporta inženierzinātnes nozares promocijas padomes “RTU P–22” atklātajā sēdē *Zoom* tiešsaistē <https://rtucloud1.zoom.us/j/94304241685>.

OFICIĀLIE RECENZENTI

Dr. habil. sc. ing. Vitālijs Pavelko,
Rīgas Tehniskā universitāte

Dr. sc. ing. Espen Oland,
UiT The Arctic University of Norway, Norvēģija

Dr. sc. ing. Iyad Alomar,
Transporta un sakaru institūts, Latvija

APSTIPRINĀJUMS

Apstiprinu, ka esmu izstrādājis šo promocijas darbu, kas iesniegts izskatīšanai Rīgas Tehniskajā universitātē zinātnes doktora (*Ph. D.*) grāda iegūšanai. Promocijas darbs zinātniskā grāda iegūšanai nav iesniegts nevienā citā universitātē.

Adham Ahmed Awad Elsayed Elmenshawy (paraksts)

Datums:

Promocijas darbs ir uzrakstīts angļu valodā, tajā ir ievads, četras nodaļas, secinājumi, literatūras saraksts, 69 attēli, deviņas tabulas, divi pielikumi, kopā 145 lappuses, ieskaitot pielikumus. Literatūras sarakstā ir 106 nosaukumi.

SATURS

Promocijas darba mērķis un uzdevumi	7
Zinātnisko pētījumu novitāte	8
Darba praktiskais lietojums	8
Promocijas darba struktūra, galvenie rezultāti	9
Pētījuma metodoloģija.....	10
1. NODAĻA. GĀZTURBĪNU DZINĒJU PĀRSKATS UN DZESĒŠANAS TEHNOLOĢIJA	13
1.2. Gāzturbīnu dzinēja dzesēšanas process.....	13
1.3. Turbīnas lāpstiņu dzesēšanas pētījumu pārskats.....	14
2. NODAĻA. CF6 REAKTĪVO DZINĒJU KARSTĀS DAĻAS BOJĀJUMU STATISTIKA UN IZPĒTE.....	15
3. NODAĻA. DATORIZĒTĀS ŠĶIDRUMA DINAMIKAS ANALĪZE PAR PLŪSMAS ĪPAŠĪBĀM UN SILTUMA PĀRNESUMA VARIABILITĀTĒM DAUDZOS TURBĪNAS ASMENS DZESĒŠANAS KANĀLOS	16
3.1. Problēmas apraksts.....	16
3.2. Metodoloģija.....	16
3.2.1. U līkuma optimizācija (1. gadījums).....	17
3.2.2. Tīkla kanālu dzesēšanas kanālu optimizācijas dizains (2. gadījums).....	19
3.2.3. Strūklas trieciņa dzesēšanas kanālu optimizācija (3. gadījums).....	20
3.3. Skaitliskā metode.....	21
3.4. Parametra definīcija	22
3.5. Robežstāvoklis	23
3.6. Rezultāti. Dzesēšanas kanālu plūsmas raksturlielumu salīdzinājums.....	23
4. NODAĻA. TURBĪNAS ASMEŅA DZESĒŠANAS KANĀLU OPTIMIZĀCIJA, IZMANTOJOT STRŪKLAS TRIECIENA TIPA DZESĒŠANAS KANĀLUS..	27
4.1. Ievads.....	27
4.2. Metodoloģija.....	27
4.3. Sākotnējā bāzes modeļa konfigurācija	28

4.4. Matemātiskais modelis	29
4.5. Siltuma pārneses konjugācija	31
4.6. Bāzes modeļa tīklojums.....	35
4.7. Optimizēta modeļa konfigurācija.....	36
4.8. Rezultāti.....	37
4.8.1. Bāzes modeļa konfigurācija.....	37
4.8.2. Aizmugurējās malas fokuss	40
4.8.3. Konjugāta siltuma pārnese.....	42
4.8.4. Optimizētā modeļa dzesēšanas efektivitātes noteikšana.....	45
VISPĀRĪGI SECINĀJUMI.....	47
BIBLIOGRĀFIJA	48

ANOTĀCIJA

Promocijas darbā izvērtēti un analizēti jautājumi, kas saistīti ar dzesēšanas turbīnu lāpstiņām gāzturbīnu dzinējos. Tā ir sastāvdaļa, kas ekspluatācijas laikā ir pakļauta ekstremālu temperatūru un termisko spriegumu. Šie asmeņi ir pakļauti intensīvam karstumam degvielas sadegšanas dēļ dzinēja sadegšanas kamerā, tādēļ ir nepieciešamas efektīvas dzesēšanas metodes, lai novērstu pārkaršanu un uzlabotu termisko noturību. Galvenais šī pētījuma aspekts – dzesēšanas kanālu dizaina optimizēšana šajās turbīnu lāpstiņās. Ir svarīgi, lai kanālos, kuros cirkulē dzesēšanas šķidrums, lāpstiņu temperatūra tiktu uzturēta drošās robežās. Pētījumā uzsvērti dizaina apsvērumi, kas ir būtiski efektīvai dzesēšanai: vajadzīgā plūsmas ātruma pielāgošana ar pieņemamiem spiediena kritumiem, kanālu ģeometrijas optimizēšana efektīvai siltuma pānesei, vienlaikus samazinot profila zudumus. Dzesēšanas kanālu projektēšanas fāzē tika ņemtas vērā arī turbīnu lāpstiņu materiālu īpašības, tostarp siltumvadītspēja, siltumietilpība un kušanas temperatūra. Plaša statistiskā analīze tika veikta *CF6* dzinējiem, kas uzstādīti *B747* lidmašīnās. Tas ietvēra dzinēju bojājumu vai izturības izvērtēšanu, veiktspējas testu rezultātu un *BoreScope Inspections (BI)* ziņojumu izvērtēšanu dažādos darbības apstākļos. Pētījums sniedza detalizētu izplūdes gāzu temperatūras (*EGT*) robežas un citu dzinēja parametru pārbaudi, sniedzot ieskatu dzinēja pasliktināšanās un veiktspējas zudumā laika gaitā. Tas nodrošināja svarīgu izpratni par dzesēšanas kanālu projektēšanu turbīnas lāpstiņas profil. Nākamajā solī, izmantojot skaitļošanas un analītisko metodiku, pētījumā tika novērtēta bāzes modeļa (oriģinālā) *NASA 3CX* turbīnas lāpstiņas dzesēšanas veiktspēja. Veicot šo analīzi, tika izmantoti *SolidWorks* un *ANSYS FLUENT*, ko atbalsta *MATLAB* algoritms datu salīdzināšanai ar atsaucēs eksperimentālajiem datiem. Pētījumā tika salīdzinātas dažādas dzesēšanas kanālu konfigurācijas, tostarp U veida izliekuma, tīkla formas un strūklas triecienu veidi, kas īpaši paredzēti promocijas darba pētījumiem. Projektētie kanāli atklāja būtiskas pretestības spēku un termiskās veiktspējas atšķirības, pamatojoties uz to konstrukcijas iezīmēm.

Rezultāti parāda, ka kanāla ģeometrija, īpaši hidrauliskais diametrs, būtiski ietekmē dzesēšanas efektivitāti. Promocijas darba pētījums atklāj, ka strūklas triecienu tipa dzesēšanas kanāli uzrāda ievērojamu turbīnas lāpstiņas dzesēšanas efektivitātes uzlabošanu, īpaši aizmugurējā malā, uzsverot kanāla konstrukcijas nozīmi turbīnas lāpstiņu termiskās veiktspējas uzlabošanā. Šis pētījums sniedz kritisku ieskatu turbīnas lāpstiņu dzesēšanā, kas var uzlabot gāzturbīnu dzinēju darbības efektivitāti un kalpošanas laiku.

Promocijas darbs ir uzrakstīts angļu valodā, tajā ir 145 lappuses, 69 attēli, deviņas tabulas, atsaucēs līdz 106 literatūras avotiem.

Tēmas aktualitāte

Turbīnu asmeņi ir kritiskas komponentes gāzturbīnu dzinējos, kas darbības laikā tiek pakļauti augstai temperatūrai un termiskai slodzei. Asmeņi tiek pakļauti ekstremālam siltumam, ko rada degvielas un gaisa sadegšana sadegšanas kamerā, kas var izraisīt asmeņu pārkaršanu un atteici, ja tie netiek pienācīgi pārvaldīti. Viens no izplatītiem veidiem, kā pārvaldīt augstās temperatūras turbīnu asmeņos, ir izmantot dzesēšanas metodes. Dzesēšanu var panākt, asmeņu iekšējos kanālos laižot dzesēšanas šķidrums, parasti gaisu vai gaisa un degvielas maisījumu. Dzesēšanas šķidrums absorbē daļu no sadegšanas procesā radītā siltuma un novada to prom no asmeņa, palīdzot uzturēt asmens temperatūru drošā darbības diapazonā. Tomēr dzesēšanas process var radīt arī jaunus izaicinājumus turbīnu asmeņu konstrukcijā un darbībā. Dzesēšanas kanālu dizainam jābūt optimizētam, lai nodrošinātu efektīvu siltuma pārneši un samazinātu spiediena zudumus. Jāņem vērā arī dzesēšanas šķidruma plūsmas ātrums, temperatūra un sadalījums, lai izvairītos no karstajiem punktiem un termiskiem gradientiem, kas var izraisīt termisku spriegumu un asmeņu atteici. Turklāt dzesēšanas kanālu izmantošana var ietekmēt arī asmens aerodinamisko veiktspēju. Dzesēšanas kanālu klātbūtne var palielināt asmens virsmas raupjumu, kas savukārt var palielināt pretestību un samazināt dzinēja kopējo efektivitāti. Tāpēc dzesēšanas kanālu dizainā jāņem vērā arī asmens aerodinamiskā veiktspēja un jāsamazina jebkāda negatīva ietekme uz dzinēja kopējo efektivitāti.

Kopumā turbīnu asmeņu dzesēšana ir kritiska gāzturbīnu dzinēja dizaina un darbības sastāvdaļa. Efektīvas dzesēšanas metodes var palīdzēt palielināt turbīnu asmeņu kalpošanas laiku un uzlabot gāzturbīnu dzinēju veiktspēju un uzticamību.

Dzesēšanas kanālu sarežģītā ģeometrija padara to ražošanu grūtu un dārgu. Turklāt kanālu mazais izmērs sarežģī to pārbaudi un uzturēšanu. Promocijas darba autora mērķis ir izstrādāt jaunu modeli, kas varētu sasniegt labāku dzesēšanas konfigurāciju un būtu vieglāk ražojams.

Minētās problēmas nosaka promocijas darba mērķi.

Promocijas darba mērķis un uzdevumi

Pētījuma galvenais mērķis ir izpētīt gāzturbīnu dzinēju veiktspējas uzlabošanu, optimizējot turbīnu asmeņu dzesēšanas kanālu dizainu. Turbīnu asmens bojājumi rodas dzesēšanas problēmu dēļ un var radīt nopietnas sekas gāzturbīnu dzinēju veiktspējai un uzticamībai. Ņemot vērā šos iemeslus, tika formulēti promocijas darba mērķi un uzdevumi.

1. Projektēt un optimizēt turbīnu asmeņu tipašu dzesēšanas kanālu (U līkuma tipa, tīkla tipa un strūklas triecienu tipa) uzlabotai siltuma pārneši un dzesēšanas efektivitātei.
2. Izpētīt *CFD* dzinēja bojājumus karstuma ietekmē, kas izraisa kaitējumu turbīnu asmeņiem.
3. Veikt skaitļošanas šķidruma dinamikā (*CFD*) balstītu analīzi siltuma pārneši un plūsmas parādību izpētei turbīnu asmeņu dzesēšanas kanālos.

4. Izstrādāt *MATLAB* kodu, lai integrētu to ar *CFD* programmatūru temperatūras profilu un siltuma pārneses analīzei.
5. Salīdzināt trīs projektēto dzesēšanas kanālu termisko veiktspēju un aerodinamiskās īpašības.
6. Veikt siltuma pārneses konjugācijas analīzi ar reālām turbīnu asmeņu robežnosacījumiem un salīdzināt ar atsaucē eksperimenta rezultātiem.
7. Salīdzināt promocijas darbā iegūtos rezultātus ar literatūrā esošajiem eksperimentālajiem pētījumiem.

Zinātnisko pētījumu novitāte

1. Īpaši izstrādāti strūklas triecienu tipa turbīnas lāpstiņas dzesēšanas kanāli, kas ir optimizēti turbīnas lāpstiņām, lai uzlabotu dzesēšanu.
2. Ievērojams šī pētījuma sasniegums ir detalizēta temperatūras profilēšana, īpaši turbīnas lāpstiņu aizmugurējā malā un sūkšanas pusē. Šis sasniegums sniedz būtisku ieskatu par termisko spriegumu un veiktspēju, veicinot turbīnu sistēmu ilgstošu izturību un efektivitāti.
3. Turbīnas lāpstiņu dzesēšanas kanālu siltuma veiktspējas kvalitatīvā un kvantitatīvā analīze dažādos ekspluatācijas apstākļos.
4. *MATLAB* algoritmu izstrāde, ko var integrēt *CFD* simulācijas vidē, nodrošinot īpaši precīzus rezultātus sarežģītai aerodinamiskai un siltuma pārneses analīzei lāpstiņu dzesēšanas kanālos.

Darba praktiskais lietojums

1. Šis pētījums sniedz tiešu ieguldījumu turbīnu ražošanas nozarē. Piedāvāto dzesēšanas kanālu dizainu var nemanāmi integrēt esošajos turbīnu ražošanas procesos. Šai integrācijai nepieciešamie pielāgojumi ir minimāli, ņemot vērā faktu, ka modernās piedevu ražošanas metodes var palīdzēt šai pielāgošanai, piedāvājot risinājumu turbīnas lāpstiņu veiktspējas uzlabošanai un to darbības mūža pagarināšanai.
2. Optimizētie dzesēšanas kanāli ievērojami palielina turbīnu lāpstiņu dzesēšanas efektivitāti. Veicinot efektīvāku siltuma izkliedi, šīs konstrukcijas var ievērojami samazināt ekspluatācijas izmaksas.
3. Šajā promocijas darbā parādītais dzesēšanas kanālu dizains ir ļoti mērogojams un daudzpusīgs, pielāgojams dažādiem turbīnu izmēriem un tipiēm. Šī universālā lietojamība padara pētījumu vērtīgu ne tikai liela mēroga spēkstacijām, bet arī mazākiem, lokāliem enerģijas ražošanas lietojumiem.
4. Uzlabotā dzesēšanas efektivitāte ietekmē arī apkopes vajadzības un turbīnu asmeņu

noturību. Paaugstināta dzesēšana samazina termisko stresu, tādējādi mazinot apkopes un remonta biežumu.

Promocijas darba struktūra, galvenie rezultāti

Promocijas darbs ietver ievadu, četras nodaļas un noslēgumu. Ievadā izklāstīta pētījuma aktualitāte un nozīmīgums, kā arī detalizēti aprakstīti pētījuma mērķi, uzdevumi un apjoms, ieskaitot gan pētījuma objektu, gan subjektu.

Pirmajā nodaļā izsmelīgi aprakstīta gāzturbīnu izpēte, sekojot to vēsturiskajai attīstībai un darbības mehānismiem. Nodaļā apskatīti arī uzlabotie aspekti, piemēram, gāzturbīnu dzinēju dzesēšanas procesi un jaunākie pētījumi par turbīnu asmeņu dzesēšanas tehnoloģijām.

Otrajā nodaļā aplūkots papildu aspekts, kas saistīts ar pētījumu par dzinēju veiktspēju, koncentrējoties uz empīrisku analīzi, iekļaujot gadījuma izpēti par *CF6* reaktīvo dzinēju karstās sekcijas bojājumiem. Šī izpēte balstīta testu ziņojumos, kas apkopoti no dažādiem lidaparātiem un ģeogrāfiskajiem reģioniem, ņemot vērā reālus dzinēju veiktspējas testu datus un *Boscope Inspections (BI)* ziņojumus. Pamatojoties uz šiem datiem, veikta *CF6* sekciju, it īpaši augstspiediena turbīnas (*HPT*) sekcijas, bojājumu izpēte. Nodaļā aprakstīta arī dzinēju parametru uzvedības un degradācijas statistiskā analīze. Nozīmīgs šīs analīzes aspekts ir izplūdes gāzu temperatūras (*EGT*) un *EGT* robežas uzraudzība *CF6* dzinējiem, kas darbojas dažādos klimatiskajos apstākļos. Tiek pētīta sakarība starp starta *EGT* un starta vilces spēku *CF6* dzinējiem, kas tiek izmantoti *B747-400* lidmašīnās. Tā atklāj dzinēju stāvokļu atšķirības dažādās klimatiskajās zonās, kurās šie dzinēji darbojas.

Trešajā nodaļā aprakstīta izmatotā skaitļošanas šķidrumu dinamika (*CFD*), lai optimizētu un analizētu plūsmas īpašības un siltuma pārnese variācijas dažādos turbīnu asmeņu dzesēšanas kanālu tipos, piemēram, U līkuma, tīkla un strūklas trieciņa tipa dzesēšanas kanālā. Nodaļā uzsvērtas dažādu dzesēšanas kanālu konfigurāciju termiskās un hidrauliskās īpašības dažādos Reinoldsa skaitļos (Re). Galvenie secinājumi norāda, ka šaurākas griešanas lāpstas ir efektīvākas pretestības samazināšanā un termiskās veiktspējas uzlabošanā. Tīkla tipa dzesēšanas kanāli (2. gadījums) parādīja solīgus rezultātus N_{ua}/N_{u0} attiecībā Re diapazonā no 10 000 līdz 50 000, savukārt strūklas trieciņa tipa (3. gadījums) izcēlās pretestības samazināšanā $Re = 30\,000$. Interesanti, ka pretestības spēks palika nemainīgs plašos Re diapazonos, liecinot par šķidrumu dinamikas noturību. Rezultātiem ir nozīmīgas sekas dzesēšanas efektivitātes optimizēšanai dažādos darbības apstākļos.

Ceturtnā nodaļa veltīta atsaucē datu optimizēšanai par turbīnu asmeņu dzesēšanas kanāliem, īpaši izmantojot strūklas trieciņa tipa dzesēšanas tehnikas. Nodaļa ietver arī validācijas rezultātus, kas iegūti, salīdzinot gan simulācijas, gan atsaucē eksperimentālos datus. Šie rezultāti atklāj izteiktāku temperatūras profilu, it īpaši gar asmens malu reģioniem, ar nozīmīgu ietekmi uz asmens sūkšanas pusi. Šīs atšķirības ir *CFD* simulāciju ierobežojumu sekas, kā iepriekš apspriests. Nozīmīgi, ka asmens centrā temperatūra ir augstāka un variē no 10 K līdz 35 K. Tomēr abos pētījumos novērotie temperatūras kontūri parāda konsekventu kopējo modeli

ar vārstu aizmugures malu kā karstāko punktu 670 K. Promocijas darba pētījuma *CFD* rezultātu un *NASA* modeļa rezultātu salīdzinājums ļauj analizēt korelāciju starp šiem diviem datu kopumiem un autora izveidotā *CFD* modeļa precizitāti. Nelielas atšķirības starp abiem datu kopumiem var izskaidrot ar dažādām pieņēmumiem un vienkāršojumiem, kas integrēti promocijas darba pētījuma *CFD* modelī, kā arī iespējamām eksperimentālām neprecizitātēm *NASA* datu kopā.

Noslēguma daļā ietverts veiktā darba kopsavilkums, sintezējot pētījuma atziņas, izceļot visnozīmīgākos rezultātus un piedāvājot virzienus zinātniskajiem pētījumiem nākotnē.

Pētījuma metodoloģija

Skaitļošanas šķidrums dinamika (*CFD*) ir spēcīgs rīks, ko var izmantot, lai projektētu dzesēšanas konfigurācijas gāzturbīnu asmeņos. *CFD* simulācijas var sniegt detalizētas prognozes par plūsmas un siltuma pārnese tendencēm turbīnu asmenī, ko var izmantot, lai optimizētu dzesēšanas dizainu un uzlabotu asmeņa termisko veiktspēju. Šajā apakšnodalā aprakstītas izmantotās metodes.

1. Literatūras apsekojums. Tas ietver datu vākšanu no gāzturbīnas lāpstiņu dzesēšanas konfigurāciju eksperimentālajiem testiem, lai tos izmantotu kā pamatu *CFD* simulācijai.
2. Modelēšana un dizains, izmantojot *SolidWorks*. Tas ietver detalizēta 3D *CAD* modeļa izveidi gāzturbīnu asmens un dzesēšanas konfigurācijas izstrādei, izmantojot *SolidWorks*.
3. Sākotnējās simulācijas domēna konfigurācija. Tā ietver pamata ģeometrijas un dimensiju iestatīšanu simulācijas domēnam, kas savukārt ietver gāzturbīnu asmens un apkārtējo šķidruma domēnu.
4. Tīkla ģenerēšana, izmantojot *ANSYS ICEM-CFD*. Tā ietver *ANSYS ICEM-CFD* izmantošanu augstas kvalitātes tīkla ģenerēšanai, kas precīzi atspoguļo gāzturbīnu asmens un apkārtējā šķidruma domēna ģeometriju.
5. Siltuma pārnese modeļa izvēle. Tā ietver atbilstoša modeļa pārskatīšanu un izvēli siltuma pārnese simulēšanai starp gāzturbīnu asmens un apkārtējo šķidrumu, piemēram, konjugātās siltuma pārnese (*CHT*) modeli.
6. Turbulences modeļa izvēle. Tā ietver atbilstoša modeļa pārskatīšanu un izvēli turbulences simulēšanai šķidruma domēnā, piemēram, *SST* k-omega vai k-epsilon modeli.
7. *MATLAB* algoritma izstrāde. Tā ietver pielāgotas *MATLAB* kodu izstrādi nepieciešamo aprēķinu veikšanai *CFD* simulācijā.
8. *CFD* simulācija, izmantojot *ANSYS FLUENT*. Tā ietver *ANSYS FLUENT* izmantošanu kā *CFD* risinātāju faktiskās simulācijas veikšanai, izmantojot izvēlētos siltuma pārnese un turbulences modeļus, kā arī pielāgoto *MATLAB* algoritmu un salīdzināšanu starp simulācijas rezultātiem un atsauces eksperimentālajiem datiem.

CFD simulāciju izmantošana sniedz vairākas priekšrocības – zemākas izmaksas un ātrāku darbību,

salīdzinot ar eksperimentālajām metodēm, kas ļauj veikt plašāku plūsmas un siltuma pārnese analīzi turbīnu asmenī. Turklāt *CFD* simulācijas var sniegt detalizētu informāciju par plūsmu un siltuma pārnese dažādos asmeņa punktos, ko var izmantot, lai projektētu efektīvākus uzlabotus siltuma pārnese kanālus.

Tādēļ pētījumā izmantots *ANSYS FLUENT* kā *CFD* risinātājs un *ANSYS ICEM-CFD* – tīkla ģenerēšanai. *ANSYS FLUENT* ir plaši izmantots komerciāls *CFD* programmatūras produkts, kas var atrisināt plašu šķidrums plūsmas un siltuma pārnese problēmu klāstu, kā arī ģenerēt augstas kvalitātes tīklus, kas piemēroti izmantošanai *CFD* simulācijās. Kopā šos rīkus var izmantot, lai veiktu detalizētas un precīzas *CFD* simulācijas par dzesēšanas konfigurācijām gāzturbīnu asmenī.

Publikācijas un promocijas darba aprobācija

Promocijas darba tapšanas laikā ir publicētas septiņas publikācijas starptautiskos žurnālos un konferenču tēžu krājumos.

1. Elmenshawy Adham Ahmed Awad Elsayed, Alomar Iyad un Arshad Ali. “Turbīnu asmeņu dzesēšanas optimizācija, izmantojot strūkļas trieciena dzesēšanas kanālus”. *Transporta un telekomunikāciju žurnāls* 24, nr. 3 (2023): 320–337. <https://doi.org/10.2478/ttj-2023-0026>.
2. Elmenshawy Adham Ahmed Awad Elsayed, Alomar Iyad un Arshad Ali un Medvedevs Aleksandrs. “Skaitļošanas šķidrums dinamikas analīze par plūsmas īpašībām un siltuma pārnese variācijām vairākos turbīnu asmeņu dzesēšanas kanālos”. *Transporta un telekomunikāciju žurnāls* 25, no. 1 (2024): 77–6. <https://doi.org/10.2478/ttj-2024-0008>.
3. A. Arshad, P. Cong, A. A. A. E. Elmenshawy un I. Blumbergs. “Dizaina optimizācija 2-cilindru reciproka kompresora kloķvārpstas svara samazināšanai.” *Mašīnbūves arhīvs*, 68. sēj., Nr. 4, 449–471 lpp., 2021, doi: 10.24425/ame.2021.139311.
4. Nagaraj Pavithra., Elmenshawy Adham Ahmed Awad Elsayed un Alomar Iyad, “VIBROAKUSTISKĀ TROKŠŅAISARDZĪBA HELIKOPTERA INTERJERĀ,” *Aviācijas žurnāls*, 27 (1), 57–66. 2023, doi: 10.3846/aviation.2023.18629.
5. A. A. A. E. Elmenshawy un I. Alomar. “Statistika un izmeklēšana par CF6 reaktīvo dzinēju karstās sekcijas”, uzticamība un statistika transporta un sakaru jomā. *RelStat* 2021. Tīklu un sistēmu lekciju piezīmes, 410. sēj. Springer, Cham2022, 88.–98. lpp. https://doi.org/10.1007/978-3-030-96196-1_9.
6. A. Arshad, A. J. Kallungal un A. A. A. E. Elmenshawy. “Stabilitātes analīze vertikālās pacelšanās un nosēšanās (VTOL) bezpilota lidaparāta (UAV) koncepcijai” 2021. gada starptautiskajā militāro tehnoloģiju konferencē (ICMT), 2021. gada jūnijā, 1.–6. lpp. doi: 10.1109/ICMT52455.2021.9502764.
7. A. A. A. E. Elmenshawy un Y. A. H. Alshwaily, “Kvadrokoptera drona propellera veiktspējas optimizācija, izmantojot aerodinamiskus propellera kanālus.” *Uzticamība un statistika transportā un sakarā*. *RelStat* 2021. Tīklu un sistēmu lekciju piezīmes, 410. sēj. Springer 2022, 186.–197. lpp. doi: 10.1007/978-3-030-96196-1.

Autora ieguldījums publikācijās

Zinātniskās publikācijas tika sagatavotas, sadarbojoties, iesaistot vadītājus profesoru Ali Arshad, kā arī līdzautorus un konsultantus. Autori kopīgi plānoja un veica darbu pie šīm publikācijām.

1. NODAĻA. GĀZTURBĪNU DZINĒJU PĀRSKATS UN DZESĒŠANAS TEHNOĻĪJA

1.1. Gāzturbīnu dzinēju pārskats

Gāzturbīnu dzinējiem ir sena vēsture, kas aptver vairāk nekā gadsimtu. Sākotnēji tos teorētiski aprakstīja Džons Bārbers 1791. gadā [1]. 20. gadsimta sākumā gāzturbīnu dzinēji kļuva par realitāti. 1903. gadā franču inženieris Ogists Rato radīja pirmo gāzturbīnu dzinēju [2]. Šajā agrīnajā versijā bija aksiālais kompresors, sadegšanas kamera un turbīna, kas savienota ar nelielu elektrisko ģeneratoru. Laika gaitā šie dzinēji tika ievērojami uzlaboti efektivitātes un jaudas ziņā. Nozīmīga attīstība notika Otrā pasaules kara laikā, kad lidmašīnu piedziņai tika ieviests turboreaktīvais dzinējs. Tas iezīmēja nozīmīgu pagrieziena punktu, radot plašas gāzturbīnu dzinēju izmantošanas iespējas aviācijā. Pēckara sasniegumi radīja sarežģītākus dizainus, uzlabotus materiālus un novatoriskas dzesēšanas metodes. Gāzturbīnu dzinēja galvenās sastāvdaļas ir kompresors, sadegšanas kamera, turbīna un izplūdes atvere. Dzinējs darbojas, nepārtraukti saspiežot gaisu, sajaucot to ar degvielu un aizdedzinot to sadegšanas kamerā. Radītās karstās gāzes darbina turbīnu, kas pēc tam darbina kompresoru un visus pievienotos ģeneratorus, un izplūdes gāzes beidzot tiek izvadītas caur sprauslu. Šie dzinēji darbojas, kompresorā saspiežot gaisu, ko pēc tam sajauc ar degvielu un aizdedzina sadegšanas kamerā. Iegūtās karstās gāzes izplešas un plūst cauri turbīnai, kur to enerģija tiek izmantota, lai darbinātu gan kompresoru, gan jebkuru pievienoto ģeneratoru [3]. Visbeidzot, atdzesētās izplūdes gāzes tiek izvadītas caur izplūdes sprauslu. Šis process ir nepārtraukts cikls, kas ļauj dzinējam efektīvi ražot jaudu.

1.2. Gāzturbīnu dzinēja dzesēšanas process

Sekundārajai gaisa sistēmai gāzturbīnas dzinējā ir izšķiroša nozīme dažādu dzinēja komponentu dzesēšanā un blīvēšanā [4]. Šī sistēma ietver vairākas galvenās gaisa plūsmas.

1. **Kompresora izplūdes gaiss.** Kompresorā saspieštais gaiss tiek novirzīts uz sadegšanas kameru, kur tas atdzesē svarīgus komponentus, piemēram, degšanas kameras čaulas un turbīnu lāpstiņas [5].
2. **Nopludinātais gaiss.** Daļa saspiegtā gaisa tiek novirzīta no kompresora izplūdes dzesēšanai un blīvēšanai.
3. **Filmas dzesēšanas gaiss.** Šis gaiss tiek iepludināts lielā ātrumā, izmantojot īpašas sprauslas, un tas veido aizsargkārtu virs karstām sastāvdaļām, piemēram, turbīnu lāpstiņām, pasargājot tās no ārkārtēja karstuma un samazinot bojājumu risku [6].
4. **Blīvēšanas gaiss.** Šis gaiss, kas ir vērsts uz tādām detaļām kā rotora blīves, gultņu blīves un korpusa blīves, novērš noplūdes. Tā spiediens tiek rūpīgi pārvaldīts, lai līdzsvarotu efektīvu blīvējumu ar minimālu ietekmi uz dzinēja darbību [7].

5. **Dzesēšanas un blīvēšanas gaisa plūsmas kontrole.** Tā ietver gaisa plūsmu regulēšanu, izmantojot dažādus vārstus, piemēram, atgaisošanas un plēves dzesēšanas gaisa vārstus, lai kontrolētu plūsmu un spiedienu. Šīs gaisa plūsmas tiek uzraudzītas, lai nodrošinātu atbilstošu temperatūras un spiediena sadalījumu starp dzinēja sastāvdaļām [8].

Sekundārās gaisa sistēmas konstrukcija ir būtiska, lai uzturētu dzinēja komponentu vēsumu, novērstu noplūdes un nodrošinātu dzinēja veiktspēju un uzticamību. Sekundārās gaisa sistēmas konstrukcija ir ļoti svarīga gāzturbīnas dzinēja vispārējai veiktspējai un uzticamībai [9].

1.3. Turbīnas lāpstiņu dzesēšanas pētījumu pārskats

Turbīnu lāpstiņu dzesēšana ir būtisks gāzturbīnu dzinēju aspekts. Asmeņi turbīnā griežas lielā ātrumā un ir pakļauti augstai temperatūrai degvielas sadegšanas dēļ. Galvenais turbīnas lāpstiņu dzesēšanas mērķis ir novērst pārkaršanu, kas var izraisīt efektivitātes samazināšanos un lāpstiņu bojājumus. Dzesēšana ir nepieciešama, lai nodrošinātu to, ka turbīna var darboties ar maksimālu efektivitāti un pagarinātu lāpstiņu kalpošanas laiku [10].

Pieaugot gāzturbīnas ieplūdes temperatūrai, kas mūsdienās bieži sasniedz 1850 K, efektīva dzesēšana ir svarīgāka nekā jebkad agrāk. Tas ir tāpēc, ka mūsdienu turbīnu lāpstiņu sakausējumi parasti iztur temperatūru tikai līdz 1350 K. Tādējādi dzesēšana aizsargā lāpstiņas no termiskām atteicēm un saglabā turbīnas efektivitāti [11].

Pēdējo piecu gadu desmitu laikā ir veikti nozīmīgi pētījumi, lai uzlabotu turbīnas lāpstiņu dzesēšanu, izmantojot analītiskās, skaitļošanas un eksperimentālās metodes. Šis pētījums ir ļāvis labāk izprast siltuma pārnese procesus turbīnās un attīstīt progresīvākas dzesēšanas metodes. Turbīnas ieplūdes temperatūras attīstība kopš pagājušā gadsimta 60. gadiem atspoguļo dzesēšanas un materiālu tehnoloģiju sasniegumus, norādot tendenci uz efektīvākām un jaudīgākām gāzes turbīnām [12]. Visbeidzot, turbīnu lāpstiņu dzesēšanas tehnoloģiju attīstība un uzlabošana ir būtiska gāzturbīnu dzinēju pastāvīgai attīstībai un efektivitātei. Šie dzinēji darbojas arvien augstākā temperatūrā, tāpēc efektīvas dzesēšanas sistēmas ir ļoti svarīgas, lai novērstu asmeņu pārkaršanu un nodrošinātu ilgmūžību. Dzesēšanas metožu attīstība, sākot no plēves un transpirācijas līdz iekšējai dzesēšanai, liecina par pielāgošanos mūsdienu turbīnu darbības pieaugošajām prasībām. Koncentrēšanās uz pētniecību un attīstību šajā jomā uzsver novatorisku dzesēšanas risinājumu nozīmi turbīnas efektivitātes un uzticamības saglabāšanā, ņemot vērā pieaugošās termiskās problēmas [13]. Gāzes turbīnu tehnoloģiju nākotne ir atkarīga no šo dzesēšanas paņēmieni nepārtrauktas uzlabošanas, nodrošinot to, ka turbīnas var apmierināt augstākas efektivitātes un lielākas jaudas prasības.

2. NODAĻA. CF6 REAKTĪVO DZINĒJU KARSTĀS DAĻAS BOJĀJUMU STATISTIKA UN IZPĒTE

Pieejamo reālo datu izmantošana par dzinēju veiktspējas testiem un *BI* ziņojumiem ļāva veikt *CF6* sekcijās, galvenokārt augstspiediena turbīnas (*HPT*) sekcijās, radušos kļūmju izmeklēšanu un nodrošināt dzinēja parametru uzvedības statistisko analīzi un pasliktināšanās. *EGT* un *EGT* rezerves monitorings *CF6* dzinējiem dažādās zonās ļāva autoram analizēt saistību starp pacelšanās *EGT* un pacelšanās vilci *CF6* dzinējiem, kas darbojas *B747-400* lidmašīnās, kas tiek ekspluatētas dažādās klimatiskās zonās, un tas parāda, ka šo dzinēju stāvoklis ir atšķirīgs. Salīdzinošā analīze starp pacelšanās *EGTM 17 CF6* dzinējiem ar dažādiem dzīves cikliem, pamatojoties uz *BI*, atklāja, ka dzinēja defektīvākā daļa ir ap *HPT* sekciju, īpaši pirmajā posmā turbīnas lāpstiņā un *NGV*. *HPT BI* pirmajā posmā turbīnas lāpstiņās tika atklātas plaisas, degšanas vietas, pārklājuma trūkums un erozija. Degšanas bloks un *HPT* ir visjutīgākās dzinēju daļas, kas var mainīt veiktspēju abu defektu dēļ. Kvalitatīvu materiālu ar augstām īpašībām izvēle palīdzēs palielināt dzīves ciklu un samazināt uzturēšanas izmaksas.

Visi iepriekš minētie fakti ļāva izdarīt vairākus pieņēmumus.

- Uzlabojot dzesēšanas kanālus turbīnu lāpstiņās un *HPT* sprauslā, samazināsies nogurums un temperatūra. Tam nepieciešams jauns dzesēšanas kanālu dizains.
- Degšanas blokā, jo īpaši tā kupola blokam un briļļu plāksnei, ir nepieciešami uzlabojumi, lai pilnībā kontrolētu liesmu, kas var novērst plaisas, kas tieši ietekmē dzinēja darbību.
- Konjugēta siltuma pārnese turbīnas lāpstiņām ar dzesēšanas atverēm, optimizējot vairākas dzesēšanas kanālu konstrukcijas.
- Lai palielinātu turbīnu uzticamību, ir jāievieš uzlabotas prognozes un veselības uzraudzības sistēmas, lai paredzētu turbīnu lāpstiņu un disku atlikušo kalpošanas laiku, īpaši pievēršot uzmanību reģioniem, kuros var rasties kritiski lūzumi, lai izvairītos no katastrofālām kļūmēm.

3. NODAĻA. DATORIZĒTĀS ŠĶIDRUMA DINAMIKAS ANALĪZE PAR PLŪSMAS ĪPAŠĪBĀM UN SILTUMA PĀRNESUMA VARIABILITĀTĒM DAUDZOS TURBĪNAS ASMENS DZESĒŠANAS KANĀLOS

3.1. Problēmas apraksts

Promocijas darba pētījumā par bāzes modeli izvēlēts dzesēšanas kanāls ar dažādiem šķērssgriezumiem. Šis modelis iegūts no faktiskas gāzes turbīnas lāpstiņas *NASA C3X*, un uz tā virsmas ir iekļautas izvīrējuma struktūras [14]. Pētījums ietver visaptverošu plūsmas dinamikas, siltuma pārnese un pretestības pazīmju analīzi kanāliem, kas aprīkoti ar dažādu dizainu dzesēšanas kanāliem. Šī pētījuma gaitā *ANSYS FLUENT* tika izmantots *Computational Fluid Dynamics (CFD)* risināšanai, savukārt tīkla izveide tika atvieglota, izmantojot *ANSYS ICEM-CFD*. Pēdējais tika īpaši izvēlēts, pateicoties spējai radīt ļoti precīzus un precīzi saskaņotus režģus, kas ir saderīgi ar CFD analīzēm. Kopumā šie programmatūras rīki ļāva veikt padziļinātas un precīzas CFD simulācijas, koncentrējoties uz dzesēšanas sistēmām gāzturbīnas asmenī (*NASA C3X*). Lai salīdzinātu atsauces eksperimenta datus un simulācijas rezultātus, tika izmantoti *MATLAB* algoritmi. Neskatoties uz šī jautājuma kritisko raksturu, esošajā literatūrā gandrīz nav apskatīti dzesēšanas kanāli, kas ietver tādus faktoros kā mainīgi šķērssgriezuma atribūti un rotācijas efekti. Šajā pētījumā tika izmantota skaitļošanas šķidrums dināmika (*CFD*) un skaitliskās metodoloģijas, lai rūpīgi pārbaudītu trīs atšķirīgu dzesēšanas kanālu modeļu efektivitāti, kam raksturīgas mainīgas šķērssgriezuma pazīmes.

3.2. Metodoloģija

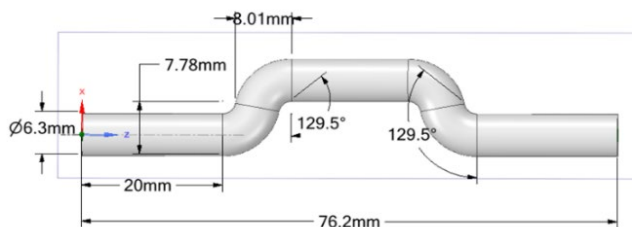
Promocijas darba pētījuma galvenais mērķis ir izstrādāt modernu turbīnu dzesēšanas kanālu dizainu, lai ievērojami palielinātu termisko efektivitāti un dzesēšanas efektivitāti, kā arī samazinātu pretestības spēkus. Izmantojot jaunākos skaitļošanas šķidrums dināmikas (*CFD*) modeļus un empīriskās analīzes, pētījuma mērķis ir izveidot kanālu konfigurāciju, kas ir daudzpusīga plašā Reinoldsa skaitļu diapazonā un dažādos plūsmas režīmos. Promocijas darba galvenais mērķis ir detalizēti izpētīt šķidrums dināmiku dažādos kritiskos segmentos dzesēšanas kanālos, piemēram, līkumos un krustojumos, lai precīzi noteiktu zonas, kurās nepieciešama optimizācija. Datu apstrādei izmantoti *MATLAB* algoritmi, kas ļauj veikt stingru skaitļošanas analīzi un salīdzinošu novērtēšanu, pamatojoties uz eksperimentāliem atklājumiem. 1. tabulā apkopoti trīs dažādi dzesēšanas kanāla modeļi, kas īpaši izstrādāti šim pētījumam.

Dzesēšanas kanālu dizains

1. gadījums	U līkuma dzesēšanas kanāls
2. gadījums	Tīkla dzesēšanas kanāls
3. gadījums	Strūklas trieciena tipa dzesēšanas kanāls

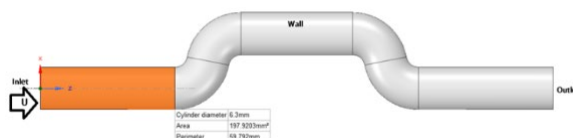
3.2.1. U līkuma optimizācija (1. gadījums)

Šī dizaina galvenais mērķis bija aptvert lielu platību aizmugurējā malā. Optimizācijai tika izmantots diametrs (6,3 mm) no oriģinālā *NASA C3X* dzesēšanas atveres [14]. Tika izmantots arī modificēts 20 mm U līkums no sākotnējā kanāla ar lieces leņķi 129,5° un simetriju, kā arī visā garumā 76,2 mm, kā redzams (3.1. att.) [14]. Šeit galvenā uzmanība tika pievērsta leņķa palielināšanai U līkumā, lai palīdzētu samazināt spiediena kritumu un pretestību. Ģeometriskās caurules dizains tika izveidots, izmantojot *ANSYS Workbench*.



3.1. att. U veida līkuma modeļa konfigurācija.

Dzesēšanas kanāla ģeometrija un aprēķinu joma sākotnējās tīklošanas gadījumam tika instalēta. 3.2. attēlā redzama ģeometrija pirms tīklošanas un parāda izvēlēto nosaukumu šai U veida līkuma ģeometrijai.



3.2. att. U veida modeļa plūsmas domēns.

Gludā kanāla izmērs un īpašības, kā arī zināmi atsaucē eksperimentālie dati tika izvēlēti, lai analizētu hidrodinamiskās un siltuma pārneses īpašības caur taisnu kanālu. Gludā kanāla lielums un īpašības, pamatojoties uz atsaucē eksperimenta datiem, tika izmantoti saskaņā ar ieteikumiem avotā [15].

Izmantotajam tīklam šim modelim bija šādas robežgaruma izmēru 14,44 mm; 6,3 mm; 76,2 mm īpašības un kopējais tilpums 2589 mm². Tika atlasīts viens korpuss, un, izmantojot *CFD*, tika izveidots tīkls. Arī *ICEM* elementa izmērs 0,2 mm šajā gadījumā nodrošināja lielāku precizitāti plūsmas apstākļiem.

Impulsa un citu skalāru lielumu transportēšanas parādības ir vizuāli redzamas reģionos, kas atrodas tuvu sienai, kur šķīduma mainīgo gradienti ir lielāki, tāpēc šajā darbā tika apskatīts iekšējais slānis, kas sadalīts trīs zonās. Katrai zonai ir raksturīgs attiecīgais bezdimensiju attālums, pazīstams kā sienas Y^+ vērtība. Šī vērtība ir analogs vietējam Reinoldsa skaitlim. Konkrēti, viskozs apakšslānis atbilst Y^+ vērtībām zem 5, bufera vai pārejas slānis ir robežās no 5 līdz 30, savukārt pilnībā turbulents slānis atrodas starp 30 un 60. Šī pētījuma vajadzībām tika pieņemts viskozs apakšslānis, izvēloties Y^+ vērtību 1. Šajā pētījumā gaiss (blīvums 1,229 kg/m³, viskozitāte 0,0000173 kg/m·s) kalpo kā šķidra vide. Normālais attālums no sienas, kas apzīmēts ar Y , tika aprēķināts, izmantojot 3.1. formulu.

$$Y = \frac{y^+ \nu}{u_\tau}, \quad (3.1)$$

kur ν – šķidrums viskozitāte un frakcijas ātrums;

u_τ – frakcijas ātrums, ko var aprēķināt, izmantojot 3.2. formulu.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (3.2)$$

kur ρ – blīvums;

τ_w – sienas šķērslodzes spriegums, ko var aprēķināt, izmantojot 3.3. formulu.

$$\tau_w = 0,5 C_f \rho u^2, \quad (3.3)$$

kur u – plūsmas ātrums attiecībā pret sienu;

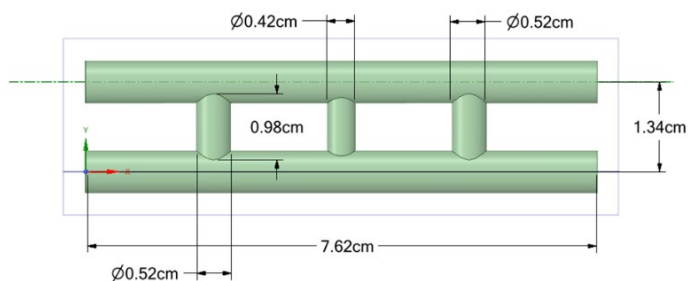
C_f – slāņa berzes koeficients.

$$C_f = \frac{0,058}{Re^{0,2}} \quad (3.4)$$

kur Re – Reinoldsa skaitlis. 3.1.–3.4. vienādojumi tika izmantoti, lai aprēķinātu normālo attālumu līdz sienai, kas ir 0,00213 mm. Tīklojuma palielināšana tika veikta, izmantojot normālo attālumu līdz sienai (kā pirmā slāņa biezumu) ar 10 slāņiem un augšanas koeficientu 1,35. Tīklojumā bija 3962979 mezgli un 969878 elementi.

3.2.2. Tīkla kanālu dzesēšanas kanālu optimizācijas dizains (2. gadījums)

Galvenās konstrukcijas principa mērķis ir paplašināt dzesēšanas pārklājumu ap turbīnas lāpstiņas aizmugurējo malu. Izmantojot oriģinālo *NASA C3X* dzesēšanas kanāla diametru 6,3 mm, kā norādīts [1], trīs tīkla kanālu dizaina iezīmes ir stratēģiski novietotas starp katrām diviem esošajiem kanāliem [14], [16]. Dizains integrē arī simetriju, un tā kopējais garums ir 76,2 mm. Šajā gadījumā katra tīkla veida kanāla platums ir 5,2 mm, savukārt vidējais kanāls ir nedaudz šaurāks – 4,2 mm, kā redzams 3.3. attēlā. Galvenā šī izkārtojuma priekšrocība ir palielināta dzesēšanai pieejamā virsmas platība. Lai īstenotu šo dizaina koncepciju, skaitļošanas modelēšana tika veikta, izmantojot *ANSYS Workbench*.

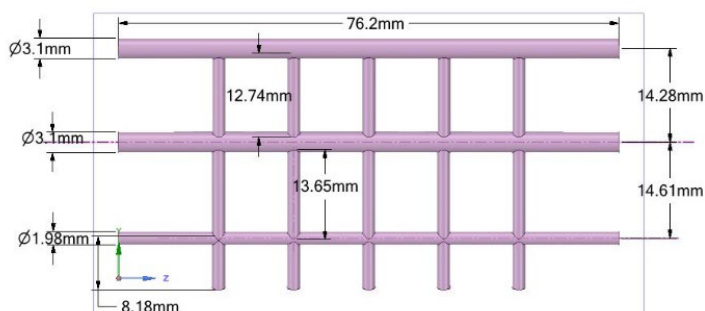


3.3. att. Tīkla līkuma optimizēts modelis.

Gludas caurules izmērs un īpašības ar zināmiem atsaucēs eksperimentālajiem datiem tika izvēlētas, lai analizētu hidrodinamikas un siltuma pārnese raksturīgās īpašības caur taisnu cauruli. Gludās caurules izmēri un īpašības, kas tika izmantotas šajā pētījumā, tika iegūtas no eksperimentālā pētījuma [14]. Kanāla dizaina izveidei izmantota trīsdimensiju nesakārtota tīklošana. Tīklošana šim modelim tika veikta, izmantojot īpašības, proti, robežgarumu (14,44 mm, 6,3 mm, 76,2 mm) un kopējo tilpumu 2589 mm³. Tīklojums tika izveidots, izmantojot *ANSYS ICEM*. Šajā gadījumā tika izvēlēts elementa izmērs 0,5 mm, lai nodrošinātu lielāku precizitāti plūsmas apstākļiem. 3.1.–3.4. vienādojumi tika izmantoti, lai aprēķinātu normālo attālumu līdz sienai, kas deva rezultātu 0,00213 mm. Tīklojuma palielināšana arī tika veikta, izmantojot normālo attālumu līdz sienai (kā pirmā slāņa biezumu) ar 10 slāņiem un augšanas koeficientu 1,2. Tīklojumā bija 116291 mezgli un 264386 elementi. Tīklojuma neatkarības kritēriji, attēlojot attiecības starp tīklojuma elementu izmēru un ātrumu dažādās tīklojuma konfigurācijā, Līdz ar pieaugošu tīklojuma blīvumu līdz tīklojuma izmēram 264386 elementi var novērot ātruma pakāpeniska pieaugumu tendenci, kur ātrums ir 161 m/s. Pēc šī punkta ātruma līkne kļūst vienmērīga, un izmaiņas attiecībā uz tīklojuma elementiem ir nenozīmīgas. Tāpēc pēc ieteiktās vērtības, ņemot vērā tīklojuma neatkarības analīzi, *CFD* analīzei tika izmantoti 264386 elementi.

3.2.3. Strūklas trieciņa dzesēšanas kanālu optimizācija (3. gadījums)

Šī pētījuma galvenais mērķis bija uzlabot turbīnas asmens dzesēšanas efektivitāti, izmantojot optimizētu strūklas trieciendzeses tipa dzesēšanas kanālu. Pētījums deva cerīgus rezultātus, īpaši uzlabojot siltuma pārnese koeficientu un samazinot asmens priekšējās malas temperatūru, neraugoties uz nelielu spiediena kritumu. Tas uzsvēra precīzu strūklas trieciendzeses tipa mainīgo izvēles nozīmi gāzes turbīnas elementu dzesēšanas sistēmu dizainā. Saglabājot tīklojuma struktūru no pamatmodeļa un integrējot Glinna pētījuma [17] atziņas, tika apstiprināts, ka kanāla strūklas sprauslas diametra samazināšana var ievērojami uzlabot siltuma pārnese. Turklāt šajā promocijas darbā ir ievērotas *Yamane* [18] vadlīnijas par optimālajām sprauslu augstuma un diametra (H/DJ) attiecībām, kas jāvārstās no 2 līdz 8. Šajā pētījumā izvēlētais strūklas diametrs bija 1,94 mm, kas deva H/DJ attiecību 8, atbilstot *Yamane* ieteiktajiem parametriem. Turklāt strūklas atstarpes un strūklas diametra (S/DJ) attiecība tika uzturēta starp 4 un 8 ar izvēlēto strūklas atstarpi 11,44 mm, kas rezultējās S/DJ attiecībā 5,89. Tāpēc, izmantojot *ANSYS Workbench*, tika izveidots piecu strūklas kanālu ģeometriskais dizains. 3.4. attēlā redzama strūklas trieciņa tipa dzesēšanas kanālu konfigurācija.



3.4. att. Strūklas trieciņa tipa dzesēšanas kanālu konfigurācija.

Šajā pētījumā datorizētajam modelim tīklojums tika izstrādāts, izmantojot *CFX Solver*. Tīklojuma izmēri – 16,045 mm, 38,256 mm un 76,2 mm, kopējais tilpums – 1871,9 mm³, kas ietver 243,212 mezglus un 664,928 elementus. Analīzei tika izvēlēta viena domēna, iestatītais elementa lielums – 4,338 mm, lai uzlabotu plūsmas apstākļu precizitāti.

Nemot vērā dinamiku mazākās kanāla skalās un šķidrums impulsa transportēšanu tajās, reģioni tuvu sienai ir īpaši aktīvi, kur risinājuma mainīgo gradienti ir augsti. Šajās vietās tīklojums tika sadalīts trīs atšķirīgās zonās, katra identificēta ar savu attiecīgo Y^+ vērtību, kas ir bezdimensiju attāluma parametrs, kas saistīts ar vietējo Reynolds skaitli. Šajā pētījumā Y^+ vērtības tika kategorizētas šādi: mazāk nekā 5 – viskozajam apakšslānim, no 5 līdz 30 – buferzonai vai pārejas zonai, no 30 līdz 60 – pilnībā turbulentajai plūsmai. Analīzei tika izvēlēta Y^+ vērtība 1, kas atbilst

viskozajam apakšslānim pie sienas. Kā šķidrā vide tika izvēlēts gaiss kā ideāla gāze (blīvums – 1,229 kg/m³, viskozitāte – 0,0000173 kg/m·s. Balstoties uz šiem parametriem, normālais sienas attālums 'Y' tika aprēķināts, izmantojot 3.1. vienādojumu.

3.3. Skaitliskā metode

Šķidruma plūsmas un siltuma pārnese dinamika ievēro konkrētus fizikas principus, un šo šķidruma dinamikas matemātiskā reprezentācija tiek iegūta, izmantojot pamata šķidruma plūsmas vadības vienādojumus. Šie sarežģītie vienādojumi parasti tiek risināti, izmantojot skaitliskās metodes, lai pētītu pamatdinamiku šķidruma plūsmā un siltuma pārnese parādībās. Šī izpēte sniedz vērtīgas teorētiskās atziņas, kas var vadīt praktiskās inženierijas lietojumus. 3.5.–3.8. vienādojumi ir masas vienādojums, impulsa vienādojums un enerģijas vienādojums, kas papildināti ar šķidruma stāvokļa vienādojumu, lai nodrošinātu visaptverošu risinājumu [19].

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_i} = \rho g_i + F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (2\mu S_{ij}), \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial \rho u_i E_\theta}{\partial x_i} = \rho u_i F_i - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (u_j T_{ij}), \quad (3.7)$$

$$\rho = f(\rho, T), \quad (3.8)$$

kur F_i – ķermeņa spēks, N;

P – spiediens, N;

S_{ij} – deformācijas ātruma tensors, s⁻¹;

E_θ – kopējā iekšējā enerģija, J/kg;

T_{ij} – virsmas spēks, Pa.

Promocijas darba pētījumā tika lietota Reinoldsa vidējota Navjē-Stoksa (*RANS*) pieeja, aprēķiniem izmantojot plaši lietoto galīgo apjomu risinātāju. Iepriekšējie pētījumi, kuros tika izmantota trīskārtēja kanāla struktūra ar pagriezienu lāpstiņām un ribām, aprakstīti [15]. Saskaņā ar šiem pētījumiem Šīra sprieguma transporta (*SST*) k - ω turbulences modelis parādīja maksimālu novirzi 6,5 % no eksperimentālajiem datiem. Tas bija ievērojami zemāk nekā atšķirības, kas konstatētas ar realizējamu k - ω un RNG k - ω modeļiem, kas parādīja attiecīgi 19,3 % un 22,4 % kļūdas. Tāpēc detalizētai analīzei autors izvēlējās izmantot *SST* k - ω modeli. Spiediena krituma novērtēšanai šajā pētījumā izmantots 3.10. vienādojums, kas iegūts no Darsi-Weizbaha vienādojuma [20]. Vienādojumā tiek pieņemts, ka plūsma ir pilnībā izveidota, turbulenta, nesaspiežama, ar nenozīmīgām izmaiņām augstumā vai ātrumā gar kanāla garumu.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho U^2}{2g}, \quad (3.10)$$

kur ΔP – spiediena kritums, Pa;

- f – berzes koeficients;
- L – kanāla vai caurules garums, mm;
- D – kanāla diametrs, mm;
- ρ – blīvums, kg/m³;
- U – šķidruma vidējais ātrums, m/s;
- g – gravitācijas paātrinājums, m/s².

3.4. Parametra definīcija

Eksperimentālajā iestatījumā, ko veica Wang [21], *NACA C3X* turbīnas lāpstiņas centrālā lāpstiņa tika dzesēta, izmantojot gaisa cirkulāciju no rumbas virzienā uz sakni, izmantojot 10 cilindrisku kanālu sēriju. Asmens materiāls tika izgatavots no *ASTM 310* nerūsējošā tērauda. Vanga modelis atkārtoja šos nosacījumus, definējot *ASTM 310* nerūsējošā tērauda materiāla īpašības, iekļaujot īpatnējo siltumietilpību (C_p) 502 J/kg·K un blīvumu (ρ) 8030 kg/m³ [21], [22].

Pamatojoties uz Wang [21], promocijas darbā Reynoldska skaitlis (R_e) un hidrauliskais diametrs (D_c) katram dzesēšanas kanālam tika iegūts no galvenajiem parametriem, tostarp šķidruma masas plūsmas ātruma (\dot{m}), viskozitātes (μ) un dzesēšanas šķidruma blīvuma. (ρ). Šie aprēķini tika veikti, lai nodrošinātu izplūdes spiediena saderību ar *NASA C3X* datiem, saskaņojot ieplūdes Reynoldska skaitli no 10 000 līdz 50 000. Reynoldska skaitlis kalpo kā galvenais kritērijs, lai izprastu plūsmas uzvedību katrā dzesēšanas kanālā. Turbulentās plūsmas, ko parasti raksturo augstāki Reynoldska skaitļi, parasti dod priekšroku paaugstinātam siltuma pārnesei ātrumam, bet arī rada pārejas plūsmas režīmus. Šīs pārejas fāzes rada skaitļošanas problēmas, apgrūtinot precīzi modelēt gan plūsmas uzvedību, gan siltuma pārnesei raksturlielumus dzesēšanas sistēmā.

$$R_e = \frac{\dot{m} D_c}{\mu}, \quad (3.11)$$

- kur \dot{m} – masas plūsma, kg/s;
- μ – stigrība, kg/m·s;
- D_c – hidrauliskais diametrs, m;
- A – platība, m².

Līdzīgi tika iegūts Nuselta skaitlis, izmantojot 3.12. vienādojumu.

$$N_{u0} = \frac{q D_c}{(T_w - T_f) \lambda}, \quad (3.12)$$

- kur T_w – sienas temperatūra, K;
- T_f – vidējā ieplūdes temperatūra, pamatojoties uz masas plūsmu, K;
- λ – šķidruma siltumvadītspēja, W/m·K;
- q – siltuma plūsma, W/m².

Nuselta skaitlis (tika izmantots, lai noteiktu (HTC) katram dzesēšanas kanālam N_{u0}) [23]

$$N_{u0} = (0,023 p_r^{0,5} R_e^{0,8}), \quad (3.13)$$

kur C_r – korekcijas koeficients;

P_r – Prandtla skaitlis;

R_e – Reinoldsa skaitlis.

Pretestības koeficients (berzes koeficients) f tiek aprēķināts šādi:

$$f = \frac{\Delta p D_c}{2\rho L u_{in}^3}, \quad (3.14)$$

kur L – garums, m;

Δp – spiediena kritums, Pa;

ρ – šķidruma blīvums, kg/m³;

u_{in} – šķidruma ātrums, m/s.

Atsauces pretestības koeficients f_0 [21] –

$$f_0 = 0,507 R_e^{-0,3}. \quad (3.15)$$

Termiskā veiktspēja (TP) sniedz visaptverošu dzesēšanas kanāla raksturlielumu novērtējumu, un to var aprēķināt šādi:

$$TP = \left(\frac{N_{ua}}{N_n}\right) \times \left(\frac{f}{f_n}\right)^{-1/3}, \quad (4.16)$$

kur N_{ua} norāda vidējo Nuselta skaitli visām apkures virsmām, ieskaitot PS , SS un galasienas virsmu. Pretestības spēku var aprēķināt, izmantojot 4.17. vienādojumu.

$$F_d = f \times \frac{L \times \rho \times U^3}{D_c} \times A, \quad (4.17)$$

kur L – garums, mm;

ρ – šķidruma blīvums, kg/m³;

U – šķidruma ātrums, m/s;

D_c – hidrauliskais diametrs, mm;

f – berzes faktors.

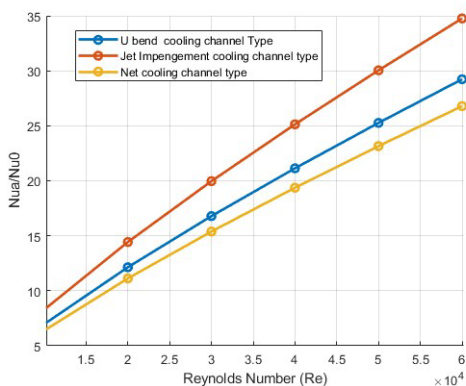
3.5. Robežstāvoklis

Ekspimenta testa nosacījumu robežnosacījums kods 4311 ar 148 darbiem [14], un siltuma plūsmas uz sienu 1135 W/M²/K. Pastāvīgo masas plūsmas ātrumu ieplūdei aprēķina pēc Reinoldsa skaitļa, dzesēšanas šķidruma ieplūdes kanāla temperatūra ir 298,15 K. 1. tabulā ir parādīts robežnosacījums, kas tika izmantots pētījumā. Šim pētījumam izmantotais izplūdes spiediens ir 1 atm, izmantotais dzesēšanas šķidruma – ideāla gaisa gāze.

3.6. Rezultāti. Dzesēšanas kanālu plūsmas raksturlielumu salīdzinājums

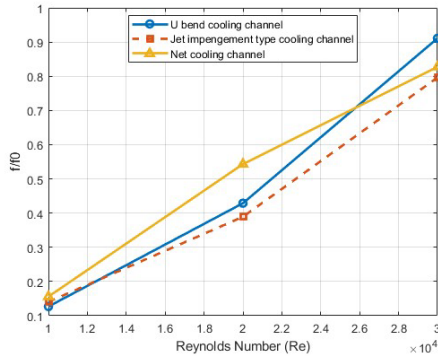
Šajā apakšnodaļā aprakstīts trīs projektēto dzesēšanas kanālu (U-veida izliekums, tīkla veids un

strūkļas trieciēna veids.) rezultātu salīdzinājums. Nuselta skaitļu attiecība ir ļoti svarīgs un nodēriģs plūsmas siltuma pārnēses paramētrs. Nuselta skaitļu attiecības nozīme šajā kontekstā ir tā spēja noteikt siltuma pārnēses procesu efektivitāti. Lielāka N_{ua}/N_{uo} attiecība liecina par efektīvāku konvektīvo siltuma pārnēsi, salīdzinot ar vadošo siltuma pārnēsi. Praktiskos lietojumos, piemēram, dzesēšanas kanālos, šī efektivitāte ir ļoti svarīga, lai uzturētu optimālu darba temperatūru un nodrošinātu aprīkojuma ilgūmūžību un uzticamību. Novērotās Nuselta skaitļu attiecības atšķirības dažādos gadījumos izceļ dizaina izvēles un darbības paramētru ietekmi uz siltuma pārnēses efektivitāti. Dati atklāj sākotnējo Nuselta skaitļu attiecības (N_{ua}/N_{uo}) samazināšanos visos gadījumos, kam seko pieaugums, pieaugot Reynoldsa skaitlim (Re). Proti, strūkļas trieciēna dzesēšanas kanāls (3. gadījums) un U veida dzesēšanas kanāla tips (1. gadījums) uzrāda būtiskākus uzlabojumus, salīdzinot ar neto dzesēšanas kanālu (2. gadījums). Vadošās lāpstīņas biezums parādās kā kritisks faktors, kas ietekmē siltuma apmaiņu pie galasienas. Kā redzams 3.5. attēlā, pie Reynoldsa skaitļa 60 000 strūkļas trieciēna dzesēšanas kanāla tipam (3. gadījums) ir ievērojams – par 25,3 % – Nuselta skaitļu attiecības (N_{ua}/N_{uo}) pieaugums. Šis uzlabojums galvenokārt ir saistīts ar palielinātu šķidruma paātrinājumu strūkļa kanālu ārējā reģionā. Konkrētāk, ievērojamais (N_{ua}/N_{uo}) attiecības pieaugums strūkļas trieciēna dzesēšanas kanālam uzsver šīs konstrukcijas efektivitāti siltuma pārnēses uzlabošānā, jo īpaši pie lielākiem Reynoldsa skaitļiem.



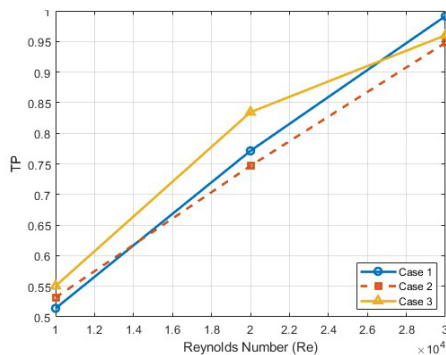
3.5. att. variācijas koeficients N_{ua}/N_{uo} ar Reynoldsa skaitli dažādiem dzesēšanas kanāliem.

Kanāla vispārējās veiktspējas novērtējumā liela nozīme ir tā berzes īpašībām. 3.6. attēlā redzamas f/f_0 izmaiņas atkarībā no Reynoldsa skaitļa (Re) dažādos gadījumos. Grafikā var redzēt, ka, kad Reynoldsa skaitlis (Re) sasniedz 20 000, tīkls dzesēšanas kanāli (2. gadījums) izceļas ar ievērojamu 25,7 % vilces samazinājumu. Tomēr ir būtiski atzīmēt, ka pārāk biezas pagrieziena lāpstīņas var palielināt kanāla berzi, jo, palielinoties vadlāpstīņu biezumam, plūsmas laukums kanāla stūros samazinās, kas rada palielinātu pretestību, jo samazinās šķērsgriezuma laukums.



3.6. att. Variācijas f/f_0 atkarībā no Reinoldsa skaitļa dažādiem dzesēšanas kanāliem.

Pie Reinoldsa skaitļa 30 000 strūklas ietekmestīpa dzesēšanas kanāls (3. gadījums) ir samazinājies vilci par 10,56 %, salīdzinot ar tīkla dzesēšanas kanāliem (2. gadījums), un līdz pat 20 %, salīdzinot ar U veida dzesēšanas kanāliem (1. gadījums). Kanāla termiskās pārnese efektivitātes uzlabojumi bieži vien notiek uz berzes veiktspējas samazināšanas rēķina. Termiskā lietderības koeficienta (TLK) metrika piedāvā visaptverošāko skatījumu, vienlaikus ņemot vērā gan siltummaiņas, gan berzes īpašības, tādējādi nodrošina izsmelošu kanāla kopējās veiktspējas novērtējumu. 3.7. attēlā redzams, kā mainās termiskais lietderības koeficients (TLK) atkarībā no Reinoldsa skaitļa (Re) dažādos kanālos. Sākotnēji, kad Re palielinās, katram kanālam TLK samazinās, sasniedzot zemāko punktu ap Reinoldsa skaitli 25 000. Šis fenomens lielākoties ir saistīts ar minimālu siltummaiņas līmeņu uzlabojumu un manāmu berzes pieaugumu kanālā pie zemākiem Re vērtībām.



3.7. att. TP variācija ar Reinoldsa skaitli dažādiem dzesēšanas kanāliem.

Pēc tam, kad Re turpina pieaugt, siltuma pārnese efektivitāte ievērojami uzlabojas, un tā rezultātā attiecīgi palielinās TP . Zemākā Re diapazonā (10 000 līdz 30 000), kad Reinoldsa skaitlis

(R_e) ir 10 000, TP neto dzesēšanas kanālā (2. gadījums) uzlabo par 3,5 %. Tomēr pārāk biezs iekšējo kanālu tīkls var radīt ievērojamus berzes zudumus. R_e diapazonā no 20 000 līdz 30 000 neto dzesēšanas kanāls (2. gadījums) nedarbojas tik labi TP ziņā, kā 1. gadījumā. Strūklas trieciena veids (3. gadījums) uzrādīja labāku siltuma veiktspēju pie R_e 20 000 ar 11,27 % nekā U veida dzesēšanas kanāls (1. gadījums). Tas rada pakāpeniskas strūklas trieciena (3. gadījums) labākas veiktspējas TP , salīdzinot ar citām kanālu konfigurācijām. Pamatojoties uz šiem novērojumiem, var prognozēt, ka trūklas trieciena veids tipa dzesēšanas kanāli (3. gadījums) piedāvās vislīdzsvarotāko termisko veiktspēju, ja R_e pārsniegs 3.7. attēlu. uzrāda variāciju TP ar Reinoldsa skaitli dažādiem dzesēšanas kanāliem.

4. NODAĻA. TURBĪNAS ASMEŅA DZESĒŠANAS KANĀLU OPTIMIZĀCIJA, IZMANTOJOT STRŪKLAS TRIECIENA TIPA DZESĒŠANAS KANĀLUS

4.1. Ievads

Mērķis ir optimizēt turbīnas lāpstiņu dzesēšanas kanālus, izmantojot strūklas triecienu metodi. Eksperimentu datu atlase *NASA 3CX* turbīnas lāpstiņai un 3D modelim, izmantojot *SolidWorks* programmatūru un skaitļošanas plūsmas dinamikas (*CFD*) simulācijas, ko izmanto, lai modelētu dzesēšanas šķidrums plūsmu un temperatūras sadalījumu lāpstiņā, savukārt eksperimentālā pārbaude var apstiprināt *CFD* rezultātus un nodrošināt papildu ieskatu dzesēšanas sistēmas darbībā. *ANSYS FLUENT* kods tika izmantots kā *CFD* risinātājs, *ANSYS ICEM-CFD* tika izmantots tīkla ģenerēšanai. *MATLAB* algoritms tika izmantots aprēķiniem, izmantojot eksperimenta datus, un tas bija noderīgi simulācijām. Siltuma pārneses konjugācijas analīzes pamatā ir *SST* bīdes sprieguma analīzes $K-\omega$ turbulents modelis. Rezultāti liecina, ka tiek sniegta papildu informācija par dzesēšanas kanāliem un to atšķirībām salīdzināmajos pētījumos. Bez tam tajā norādīts, ka dzesēšanas kanālu hidrauliskais diametrs samazinās par ievērojamu procentuālo daļu, sākot no 49 % līdz 69 %, jo tiek pievilkti līdz asmeņa aizmugurējai malai. Tas var būtiski ietekmēt siltuma pārneses koeficientus un dzesēšanas sistēmas veiktspēju. Tiek novērots, ka turbīnas lāpstiņas spiediena puse atbilst Hiltona modelim, savukārt promocijas darba pētījums paredz lielu pārmērīgu siltuma pārneses koeficientu ap turbīnas lāpstiņas galvu un lielākajā daļā sūkšanas puses. Runājot par vidējo siltuma pārneses koeficientu, abi modeļi atšķiras par 23 %. Autors konstatēja, ka optimizētās strūklas triecienu modeļa dzesēšanas efektivitāte ir 0,4892 visām lāpstiņām un salīdzināja to ar dzesēšanas efektivitāti optimizētā strūklas triecienu modelī, kas ir 0,6936. Bāzes modeļa un optimizētās strūklas triecienu modeļa salīdzinājuma rezultāti liecina, ka optimizētajam modelim ir ievērojami augstāka dzesēšanas efektivitāte. Dzesēšanas efektivitātes palielināšanās par 29 % visai lāpstiņai un 28,823 % aizmugurējai malai norāda, ka optimizētais strūklas triecienu dizains nodrošina uzlabotu dzesēšanas veiktspēju. Šie rezultāti parāda, cik svarīgi ir apsvērt optimizētu turbīnu lāpstiņu dzesēšanas dizainu, lai nodrošinātu efektīvu un drošu darbību.

4.2. Metodoloģija

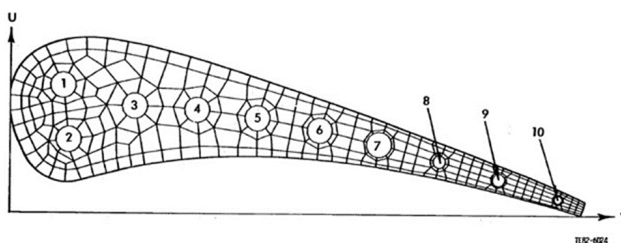
Nozīmīgums, apsverot optimizētus dzesēšanas dizainus turbīnu asmeņiem, lai nodrošinātu efektīvu un drošu darbību, skaitļošanas šķidrums dinamika (*CFD*) ir spēcīgs rīks, ko var izmantot, lai izstrādātu dzesēšanas konfigurācijas gāzes turbīnu asmeņiem. *CFD* simulācijas var nodrošināt detalizētas prognozes par plūsmu un siltumneses tendencēm turbīnas asmens iekšpusē, ko var izmantot, lai optimizētu dzesēšanas dizainu un uzlabotu asmeņa termisko veiktspēju.

Pētījumā izmantotās metodes

1. Eksperimentālo datu vākšana *NASA C3X*, izmantojot *Hylton* modeļa datus no eksperimentālajiem gāzturbīnas lāpstiņu dzesēšanas konfigurācijas testiem, lai tos izmantotu par pamatu *CFD* simulācijai.
2. Simulācijas domēna, kas ietver gāzes turbīnas lāpstiņu un apkārtējo šķidrums domēnu, pamatģeometrijas un izmēru iestatīšana.
3. Pareizā modeļa izvēle, lai modelētu siltuma pārnese starp gāzes turbīnas lāpstiņu un apkārtējo šķidrums, kas ir konjugētā siltuma pārnese (*CHT*) modelis.
4. Pareizā modeļa izvēle, lai modelētu turbulenci šķidrums domēnā, kas ir *SST k-w*.
5. Dizaina modelēšana, izveidojot detalizētu gāzturbīnas lāpstiņas 3D *CAD* modeli un dzesēšanas konfigurāciju, izmantojot *SolidWorks*.
6. Tīkla ģenerēšana, izmantojot *ANSYS ICEM-CFD*, lai radītu augstas kvalitātes sietu, kas precīzi atbilst gāzes turbīnas lāpstiņas un apkārtējā šķidrums domēna ģeometrijai.
7. *CFD* simulācija, izmantojot *ANSYS FLUENT* kā *CFD* risinātāju, lai veiktu faktisko simulāciju, izmantojot atlasītos siltuma pārnese un turbulences modeļus, kā arī pielāgotu *MATLAB* kodu skaitliskiem aprēķiniem.

4.3. Sākotnējā bāzes modeļa konfigurācija

NASA C3x Airfoil Lane koordinātas ir norādītas 4.1. attēlā, kurā parādītas kaskādes koordinātu sistēmas, ko izmanto aerodinamiskās spārna formas noteikšanai, furgons tika dzesēts ar 10 radiāliem dzesēšanas kanāliem. Katra *C3X* lāpstiņas spraugu konfigurācija ir parādīta 4.1. attēlā. Kādi darbi, ko izmantoja, lai izveidotu iezīmju punktu kontūru, tika iegūti, izmantojot atsevišķās koordinātas, kas atrastas Hiltona eksperimentā.

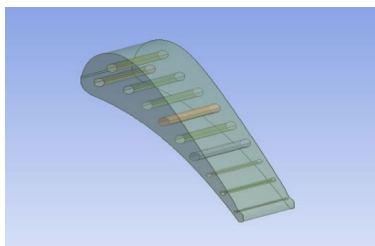


Hole No.	U--cm (in.)	V--cm (in.)	Diameter--cm (in.)	Cr
1	2.377 (0.936)	1.311 (0.516)	0.630 (0.248)	1.118
2	1.057 (0.416)	1.536 (0.606)	0.630 (0.248)	1.118
3	1.981 (0.780)	3.119 (1.228)	0.630 (0.248)	1.118
4	1.981 (0.780)	4.674 (1.840)	0.630 (0.248)	1.118
5	1.869 (0.736)	6.182 (2.434)	0.630 (0.248)	1.118
6	1.656 (0.656)	7.747 (3.050)	0.630 (0.248)	1.118
7	1.412 (0.556)	9.235 (3.636)	0.630 (0.248)	1.118
8	1.087 (0.428)	10.759 (4.236)	0.310 (0.122)	1.056
9	0.737 (0.290)	12.253 (4.824)	0.310 (0.122)	1.056
10	0.345 (0.136)	13.757 (5.416)	0.198 (0.078)	1.025

4.1. att. *Nasa c3x* galīgo elementu roktura struktūra ar dzesēšanas kanālu atrašanās vietām [14].

3D modelis tika izmantots *ANSYS*, lai veiktu *CHT* (*Conjugate Heat Transfer*) analīzi gan oriģinālajā, gan optimizētajā dzesēšanas kanālu dizainā. 4.2. attēlā redzams oriģinālais *C3X* turbīnas lāpstiņas 3D dizains. Hiltons iekļāva *Cr* (korekcijas koeficienta) konstanti modificētā Nuselta skaitļa izteiksmē, ņemot vērā termiskās ieejas reģiona ietekmi [14].

Hiltons norādīja, ka *Cr* konstante ir funkcija *Pr* (Prandtla skaitlis), *Re_D* (Reinoldsa skaitlis, pamatojoties uz diametru) un *x/D* (attālums no priekšējās malas, kas normalizēts pēc diametra) [14]. *Cr* (korekcijas koeficienta) konstante no 1,03 līdz 1,12 tika izmantota *Nu* (Nuselta skaitļa) aprēķināšanai *HTC* (siltuma pārnese koeficients) 10 dzesēšanas kanāliem [16]. Pēc tam *Nu* un siltuma pārnese koeficients tika salīdzināts ar Hiltona, *Wang* un promocijas darba pētījuma bāzes konfigurācijas datiem [6].



4.2. att. Bāzes modeļa turbīnas lāpstiņu dzesēšana.

4.4. Matemātiskais modelis

Pētījumā izmantotie pamatvienādojumi ir kontinuitātes vienādojums (4.1. vienādojums), laika vidējās (*NAS*) Navjē-Stoksa un enerģijas vienādojumi turbulences modelim. Šī pētījuma matemātiskajā modelī izmantotie impulsa vienādojumi ir 4.2.–4.5. vienādojumi [24].

Nepārtrauktības vienādojums

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0, \quad (4.1)$$

kur *u* – ātruma komponentes *X* virzienā, m/s;

v – ātruma komponentes *Y* virzienā, m/s;

w – ātruma komponentes *Z* virzienā, m/s;

ρ – šķidruma blīvums, kg/m³;

t – ilgums, s.

Impulsa vienādojums

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \quad (4.2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \quad (4.3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + \omega \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right), \quad (4.4)$$

kur u – ātruma komponentes X virzienā, m/s;
 v – ātruma komponentes Y virzienā, m/s;
 w – ātruma komponentes Z virzienā, m/s;
 μ – dinamiskā viskozitāte, kg/m·s;
 P – spiediens, Pa;
 ρ – šķidrums blīvums, kg/m³.

Enerģijas vienādojums (ir izmantoti enerģijas atvasināšanas attiecību vienādojumi [19]).

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i C_p T - k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}, \quad (4.5)$$

kur $\frac{\partial}{\partial x_i}$ – daļējs atvasinājums attiecībā pret telpiskajām koordinātām;
 ρ – šķidrums blīvums, kg/m³;
 u_i – ātruma komponentes i -tajā virzienā, m/s;
 C_p – specifiskais siltums pie konstanta spiediena, J/kg·K;
 T – temperatūra, K;
 k – siltumvadītspēja, W/m·K;
 μ – dinamiskā viskozitāte, kg/m·s;
 δ_{ij} – Kronikera delta, kas ir 1, kad $i = j$ un 0 citos gadījumos.

Turbulentās plūsmas modelis

Wang-RSM modelis ir Reynoldsa sprieguma modeļa (RSM) veids, un tas atšķiras no citiem parasti izmantotajiem turbulences modeļiem, piemēram, bīdes sprieguma transportēšanas (*SST*) k - ω modeļa, standarta k - ω modeļa, k - kl - ω modelis un k - ϵ modelis [22]. *SST* k - ω modelis ir turbulences modelis, kas izmanto divus vienādojumus un apvieno k - ω un k - ϵ modeļu priekšrocības. Konkrēti, tas izmanto k - ω modeli tuvu sienām un k - ϵ modeli robežslāņa ārējā reģionā. *SST* k - ω modelis ir populārs, jo tas spēj precīzi paredzēt plašu plūsmas veidu un ģeometriju klāstu, vienlaikus būdams izturīgs. Šajā pētījumā autors izmantoja *SST* k - ω modeli, kas palīdz paredzēt turbulenta plūsmas ar liela mēroga anizotropiju, īpaši dzesēšanas kanāliem. 4.6. un 4.7. vienādojums ilustrē *SST* k - ω modeli [22].

$$\rho \left(\frac{\partial k}{\partial t} + u \cdot \nabla k \right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu \epsilon}{\sigma k} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega + S, \quad (4.6)$$

kur k – turbulences kinētiskā enerģija;
 μt – turbulentā viskozitāte, norādot turbulences produkcijas terminu, kg/m·s;
 β^* – modeļa konstante;

- ω – k specifiskais ātrums, m^2/s^3 ;
 σk – turbulenta Prandta skaitlis, k;
 S – avota termins, kas rodas no peldošuma un ārējiem spēkiem;
 μ – dinamiskā viskozitāte, $kg/m \cdot s$;
 P_k – k produkcijas termins.

$$\rho \left(\frac{\partial \omega}{\partial t} + u \cdot \nabla \omega \right) = \nabla \cdot \left[\left(\mu t + \frac{\mu t}{\sigma \omega} \right) \nabla \omega \right] + \beta \rho \left(\frac{\omega}{k} \right) * \left(\frac{P_k}{\omega} \right) - \beta^* \beta \rho \omega^2 + S_t, \quad (4.7)$$

- kur ω – k specifiskais izdīšanās ātrums;
 μt – turbulenta viskozitāte, $kg/m \cdot s$;
 $\sigma \omega$ – turbulenta Prandta skaitlis, ω ;
 S_t – avota termins, kas rodas no peldošuma un ārējiem spēkiem.

Lai aprēķinātu šī modeļa turbulento viskozitāti, autors izmantoja 4.8. vienādojumu.

$$\mu t = \frac{\rho C \mu k^2}{\omega}, \quad (4.8)$$

- kur $C \mu$ – konstante, parasti – 0,09;
 k – turbulences kinētiskā enerģija, J/kg ;
 ω – k specifiskais izdīšanās ātrums;
 ρ – blīvums, kg/m^3

Spiediena krituma aprēķināšanai autors izmantoja 4.9. vienādojumu, kura pamatā ir Darsija-Veisbaha vienādojums [20]. Šis vienādojums pieņem, ka plūsma ir pilnībā attīstīta, turbulenta, ka kanāla garumā nav būtisku pacēluma vai ātruma izmaiņu.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho U^2}{2g}, \quad (4.9)$$

- kur ΔP – spiediena kritums, Pa;
 f – berzes faktors;
 L – kanāla vai caurules garums, m;
 D – kanāla diametrs, m;
 ρ – blīvums, kg/m^3 ;
 U – šķidruma vidējais ātrums, m/s;
 g – gravitācijas paātrinājums, m/s^2 .

4.5. Siltuma pārnese konjugācija

Siltuma pārnese konjugācija ietver trīs atšķirīgus fizikālos siltuma pārnese veidus: ārējās zonas malu siltuma pārnese, plūsmu, iekšējo dzesēšanas eju un kanālu lāpstiņas konstrukcijā. Konjugētajās metodēs tiek apvienotas ārējā un iekšējā plūsmas un siltuma pārnese ar asmeņu līniju. Asmens temperatūras sadalījums tiek noteikts, analizējot šīs trīs daļas. Ārējās plūsmas un siltuma pārnese simulācijas radītie robežnosacījumi tiek izmantoti metāla stieplu aprēķināšanai.

Iekšējie robežnosacījumi lāpstiņu līniju aprēķiniem tiek noteikti, imitējot iekšējā siltuma un šķidrums plūsmas dzesēšanas šķidrums kanālus. Kā minēts iepriekšējā nodaļā, siltuma pārneses 3D simulācija, izmantojot lāpstiņu iekšējos dzesēšanas kanālus, ir laikietilpīga. Wang eksperimentā C3X transniskās turbīnas centrālā lāpstiņa tika atdzesēta ar gaisu, kas plūst no rumbas uz klāju caur 10 apļveida plūsmas kanāliem. Asmens materiāls tika norādīts kā *ASTM Type 310* nerūsējošais tērauds. Eksperimentos Wang modelēja *ASTM 310* nerūsējošo tēraudu ar specifisko siltumu $C_p = 502 \text{ J/kgK}$, blīvumu $\rho = 8030 \text{ kg/m}^3$ un temperatūru, kas atkarīga no siltumvadītspējas un redzama 4.10. vienādojumā (10) [22], [25].

$$K_{SS} = 0,0155T + 9,9105 \text{ (WK/m)} \quad (4.10)$$

Simulācijā, lai raksturotu viskozitāti un siltumvadītspēju, tika izmantota Sazerlenda formula. Ir svarīgi atzīmēt, ka īpatnējā siltumietilpība, dinamiskā viskozitāte (apzīmēta ar μ) un siltumvadītspēja (apzīmēta ar k) ir atkarīgas no temperatūras. Tādēļ šīs īpašības mainās atbilstoši temperatūras izmaiņām, un to attiecīgās vērtības var noteikt, izmantojot formulas, kas ir jutīgas pret temperatūras svārstībām. Šī informācija ir ietverta 4.11. un 4.12. vienādojumā. k_{fg} [26].

$$\mu(T) = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{S}{T_0}} \times \frac{T_0 + S}{T + S}, \quad (4.11)$$

$$k_{fg}(T) = \lambda_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \times \frac{T_0 + S}{T + S}, \quad (4.12)$$

kur μ_0 – atsaucis dinamiskā viskozitāte, Pa·s;

T_0 – atsaucis temperatūra, K;

λ_0 – atsaucis siltumvadītspēja, W/(m·K);

S – Sazerlenda konstante.

Šķidrums dinamiskā viskozitāte, ko apzīmē ar $\mu(T)$, ir galvenais parametrs šķidrums dinamikā, kas atspoguļo šķidrums pretestību pret bīdi vai plūsmu. Tā tiek aprēķināta, izmantojot atsaucis dinamisko viskozitāti μ_0 , kas noteikta kā $1,7894 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Šī atsaucis vērtība atbilst noteiktai atsaucis temperatūrai T_0 , kas ir 273,11 K. Šķidrums temperatūrai T ir izšķiroša nozīme faktiskās dinamiskās viskozitātes noteikšanā. Turklāt vienādojumā (4.11) ir ietverta Sazerlenda konstante S , kas ir raksturīga vērtība šķidrums un būtiska aprēķinos. Attiecīgajam šķidrums Sazerlendas konstante ir 110,56. Šī konstante ir svarīga viskozitātes aprēķina pielāgošanai temperatūras svārstībām, nodrošinot precizitāti šķidrums uzvedības analizē dažādos termiskajos apstākļos.

Siltumvadītspēja apzīmēta ar $k_{fg}(T)$, ir fundamentāls parametrs šķidrums dinamikā, kas raksturo siltums vadīšanas ātrums caur šķidrums. Šī īpašība ir īpaši svarīga siltums pārneses un enerģijas apmaiņas lietojumos. Lai precīzi novērtētu siltumvadītspēju, tiek izveidots atsaucis punkts λ_0 , kas ir atsaucis siltumvadītspēja. Šī vērtība ir būtiska salīdzinošajiem un bāzes mērījumiem, un promocijas darba analizis vajadzībām λ_0 ir noteikta kā 0,0261 W/m·K, piedāvājot standartizētu mērījumu, pēc kura var novērtēt šķidrums siltumvadītspēju dažādās temperatūrās. Reinoldsa skaitlis un hidrauliskais diametrs katram dzesēšanas caurums tika aprēķināts, balstoties

šķidruma masas plūsmas ātrumā \dot{m} , dzesēšanas kanāla hidrauliskajā diametrā, šķidruma viskozitātē μ un blīvumā ρ . Aprēķins tika veikts, lai atbilstu izplūdes spiedienam, kas nepieciešams Reynolds skaitļa Re iegūšanai atbilstoši *NASA C3X* datiem. Reynolds skaitlis ir būtisks, lai noteiktu plūsmas uzvedību katrā dzesēšanas kanālā. Ja plūsma ir turbulenta, tā nodrošina maksimālu siltuma pārneši, bet arī rada pārejas plūsmas režīmus. Pārejas režīmā plūsma var radīt izaicinājumus simulācijās, lai precīzi prognozētu plūsmas uzvedību un siltuma pārneši dzesēšanas sistēmā. Dzesēšanas šķidruma ieplūdes Reynolds skaitlis tika aprēķināts, pamatojoties uz katra kanāla hidraulisko diametru, izmantojot zemāk norādīto vienādojumu. 4.13.

$$Re = \frac{\dot{m} D_c}{\mu A}, \quad (4.13)$$

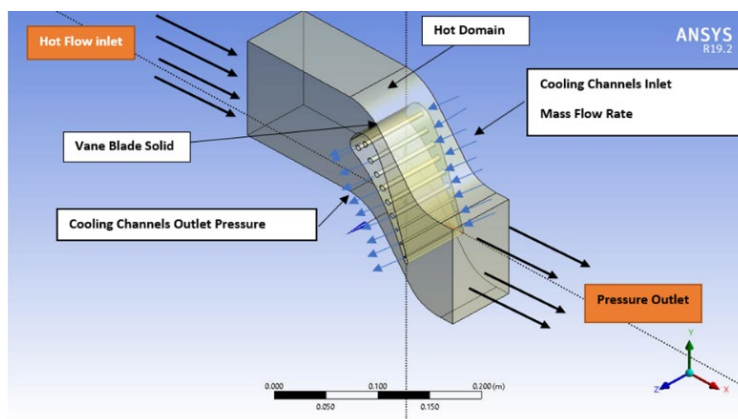
kur \dot{m} – masas plūsmas ātrums, kg/s;

μ – šķidruma viskozitāte, kg/m·s;

D_c – dzesēšanas kanāla hidrauliskais diametrs, m;

A – platība, m².

3D dimensiju aprēķinu domēns siltuma pārnesei konjugācijai ap *NASA C3X* plāksni tika modelēts tikai vienu reizi, lai apstiprinātu siltuma pārnesei koeficienta sadalījumu ap plāksni un veiktu aprēķinus. 3D domēns konjugāta siltuma pārnesei simulācijai redzams 4.3. attēlā.



4.3. att. 3D domēns konjugāta siltuma pārnesei simulācijai.

Pētījumā tika izmantota skaitļošanas šķidruma dinamika (CFD) un dažādas režģu savietojamības metodes, piemēram, prizmas slāņa pievienošana, daudzskaldņu un cilindru tīkla vispārinājumi, lai izstrādātu un analizētu dzesēšanas konfigurācijas gāzes turbīnu asmeņiem. Mērķis bija sasniegt maksimālu dzesēšanas efektivitāti, vienlaikus minimizējot ietekmi uz termodinamisko sistēmu, ko mēra ar siltuma pārnesei koeficientu (*HTC*). Pētījumā iegūtie rezultāti tika salīdzināti arī Hiltona un *Wang* iepriekšējo pētījumu datiem. Katra dzesēšanas kanāla *HTC* noteikšanai tika izmantots Nuselta skaitļa vienādojums.

$$N_{u0} = Cr(0,022Pr^{0,5}Re^{0,8}), \quad (4.14)$$

kur C_r – korekcijas koeficients;

P_r – Prandtla skaitlis;

Re – Reinoldsa skaitlis.

Vidējais siltuma pārnese koeficients (HTC) ir svarīgs parametrs gāzturbīnu lāpstiņu dzesēšanas sistēmu projektēšanā. To izmanto, lai kvantitatīvi noteiktu siltuma daudzumu, kas pārņests no metāla uz dzesēšanas šķidrums, un to parasti izsaka vienībās $W/m^2 \cdot K$. HTC nosaka vairāki faktori, tostarp šķidrums īpašības, plūsmas apstākļi un dzesēšanas sistēmas ģeometriskie parametri. Lai aprēķinātu HTC , parasti izmanto Nuselta skaitļa (N_u) vienādojumu, kas saista HTC ar šķidrums īpašībām un plūsmas apstākļiem. Korekcijas koeficients (C_r), Prandtla skaitlis (P_r) un Reinoldsa skaitlis (Re) ir galvenie parametri N_u vienādojumā un tiek izmantoti, lai ņemtu vērā šķidrums īpašību, plūsmas apstākļu un ģeometrisko parametru ietekmi uz HTC . Pēc tam HTC vērtības, kas aprēķinātas, izmantojot N_u vienādojumu, var izmantot, lai salīdzinātu dažādu dzesēšanas konfigurāciju dzesēšanas veiktspēju un optimizētu dzesēšanas sistēmas dizainu, lai uzlabotu siltuma veiktspēju. Lai varētu noteikt Nuselta skaitli N_u , šī plūsmas izdarīja daudzus pieņēmumus. Pēc tam tika aprēķināts konvektīvās siltuma pārnese koeficients, izmantojot N_u . Autors secināja, ka siltuma plūsmas ap lāpstiņu ir vienmērīga. Pēc tam autors pieņēma, ka Hiltona eksperimentālie temperatūras dati tika pakļauti noteiktam temperatūras robežnosacījumam. Ziņotajiem siltuma pārnese aprēķiniem autors izmantoja nemainīgu termisko slodzi [22], [25]. Visbeidzot, siltuma pārnese koeficients tika mainīts atkarībā no dzesēšanas kanāla parametriem, piemēram, diametra un Reinoldsa skaitļa. Bija jāparedz dažādas dzesēšanas šķidrums īpašības, lai pielāgotos dažādajiem siltuma pārnese koeficientiem uz dzesēšanas kanālu, piemēram, ka iekšējās plūsmas temperatūra ir vienmērīga un nemainīga, kā norādīts [14], [16], [22], [25].

Skaitlis ir definēts iepriekš, un Prandtla skaitlis ir šāds [16]:

$$P_r = \frac{c_p \mu}{k_{fg}}, \quad (4.15)$$

kur C_p – dzesēšanas šķidrums īpatnējā siltumietilpība, $J/(kg \cdot K)$;

μ – šķidrums viskozitāte un siltumvadītspēja, $kg/m \cdot s$;

k_{fg} – siltumvadītspēja, $W/m \cdot K$.

Pēc tam siltuma pārnese koeficients tika noteikts, izmantojot N_u , kā parādīts 4.16. vienādojumā.

$$h = \frac{k_{fg} N_u}{D_c}, \quad (4.16)$$

kur k_{fg} – siltumvadītspēja, $W/m \cdot K$;

D_c – dzesēšanas kanāla hidrauliskais diametrs, m .

Siltuma pārnese koeficientu var pazemināt līdz h (4.17. vienādojums), apvienojot 4.11., 4.15. un 4.16. vienādojumus [22], [25].

$$h = 0,02424 \cdot C(\lambda, \dot{m}, \mu) D_c^{-1,8}, \quad (4.17)$$

kur λ – siltumvadītspēja, W/m·K;

\dot{m} – masas plūsmas ātrums, kg/s;

μ – šķidruma viskozitāte, kg/m·s;

D_c – dzesēšanas kanāla hidrauliskais diametrs, m.

4.18. vienādojumā C ir koeficients, kas saistīts ar dzesēšanas kanālu, un tiek pieņemts, ka tas ir pastāvīgs iepriekš minēto dzesēšanas šķidruma pieņēmumu cēlonis.

$$C(\lambda, \dot{m}, \mu) = \lambda \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\mu}\right)^{0,8} \quad (4.18)$$

CS aprēķināja HTC , izmantojot Ņūtona dzesēšanas likumu. Siltuma pārnese koeficientu Ans_{ys} aprēķina, izmantojot šādu 4.19. vienādojumu.

$$h = \frac{(q'' \text{ conduction } (\alpha))}{[|\alpha| T_S - T_w]}, \quad (4.19)$$

kur T_S – standarta temperatūra, K;

T_w – robežtemperatūra, K.

T_S ir standarta temperatūra, kas tika uzskatīta par vidējo tilpumu un vidējo masas temperatūru šķidrumam katrā atsevišķajā kanālā, T_w ir robežtemperatūra sienai un $\frac{(q'' \text{ conduction } (\alpha))}{[|\alpha|]}$ ir vektora lauka siltuma plūsmas robežkondukcija. Siltuma plūsma pie robežas ņem vērā gan molekulārās, gan turbulences difūzijas ietekmi uz šķidruma robežām. Šī analīze tika piemērota, lai palīdzētu prognozēt vidējo siltuma pārnese statistiku katrā dzesēšanas kanālā, un secinājumi par vidējo siltuma pārnese koeficientu (HTC) dzesēšanas kanālā ir prezentēti rezultātu nodaļā. *NASA C3X* turbīnas asmeņu robežnosacījumi tika ņemti no *C3X* kaskādes testa nosacījumiem, koda 4311, tests 148 [14].

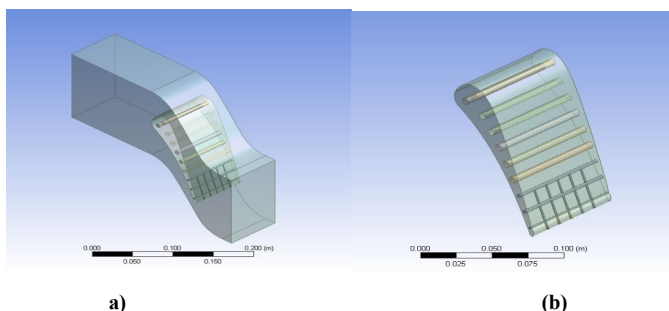
4.6. Bāzes modeļa tīklojums

Pētījumā tika izmantota skaitļošanas šķidruma dinamika (CFD) un dažādas režģa savienošanas metodes, piemēram, prizmas slāņa savienošanai, daudzskaldņu un vispārināto cilindru režģiem, lai izstrādātu un analizētu dzesēšanas konfigurācijas gāzes turbīnas asmeņiem. Mērķis bija sasniegt maksimālu dzesēšanas efektivitāti, vienlaikus samazinot ietekmi uz termodinamisko sistēmu, ko mēra ar siltuma pārnese koeficientu (HTC). Pētījumā iegūtie rezultāti tika salīdzināti ar Hiltona un *Wang* iepriekšējo pētījumu datiem. Katra dzesēšanas kanāla HTC noteikšanai tika izmantots Nuselta skaitļa vienādojums. Tīkla neatkarības sasniegšana ir svarīgs solis CFD simulācijās, jo īpaši, veicot konjugētās siltuma pārnese (CHT) analīzi. Tīkla neatkarība nozīmē, ka simulācijas rezultātā iegūtajam risinājumam ir jābūt relatīvi nejutīgam pret režģa blīvumu un jākonverģē uz vienotu risinājumu neatkarīgi no režģa elementu skaita vai ģeometrijas. Lai sasniegtu režģa neatkarību, tika izmantoti vairāki parametri, tostarp prizmas slāņa režģis, daudzslāņu režģis un

vispārinātais cilindra režģis. Prizmas slāņa režģis tiek izmantots, lai uzlabotu plūsmas modeļa risinājuma precizitāti, ģenerējot prizmatiskas šūnas, kas ir ortogonālas tuvu sienu virsmām un robežām, izmantojot tilpuma režģi. Šī pieeja palīdz uzlabot simulācijas precizitāti pie sienām, kur plūsmai ir augsta viskozitāte. Daudzskaldņu un vispārinātie cilindriskie režģi ir efektīvi, lai radītu augstas kvalitātes režģus *CHT* analizē. Šie režģu veidi nodrošina līdzsvarotu risinājumu režģa ģenerēšanas problēmām, izveidojot ekstrudētu režģi gar daļām, kas atgādina vispārīgus cilindrus. Šī pieeja ir noderīga sarežģītu ģeometriju vai augstas izliekuma zonu modelēšanai. Visbeidzot, *Ansys ICEM* tilpuma kontroles iespējas ļauj autoram precizēt noteiktu režģa daļu līdz precīzākām vērtībām. Tas var būt noderīgi, lai uzlabotu režģi reģionos, kur plūsma vai siltuma pānese ir īpaši svarīga, vai kur ir paredzams, ka risinājums būs ļoti jutīgs pret režģa blīvumu. Režģis, kas ģenerēts, izmantojot *Ansys ICME* un *Tetrahedron* metodi, ar maksimālo augšanas ātrumu 1,2, izvēloties izliekuma normālo leņķi 18 grādi, ir izveidots no 3 184 243 elementiem un 682 571 mezgla. Inflācija tiek izmantota ar pirmā slāņa biezumu 0,0021 mm, un kopējais slāņu skaits ir 10, kas ir ļoti svarīgi *CHT* precizitātei. Impulsa un citu skalāro pānesumu analīze ir visaktīvākā apgabals pie sienas, kur šķīdumā ir lielāki gradienti. Šajā gadījumā iekšējais slānis ir izgatavots no trim zonām ar atbilstošu sienu Y^+ , kas ir bezdimensiju attālums, kas ir vienāds ar vietējo Reinaldusa skaitli. Y^+ var raksturot kā viskozu apakšslāni, kur Y^+ ir mazāks par 5, Y^+ buferšlānim vai apžilbinošajam apgabalam no 5 līdz 30, un pilnīgi turbulento Y^+ no 30 līdz 60. Šajā gadījumā pieņemtais viskozs apakšslānis ir $Y^+ = 1$.

4.7. Optimizēta modeļa konfigurācija

Šajā pētījumā optimizētā strūklas trieciņa tipa konfigurācija tika izstrādāta ar mērķi palielināt dzesēšanas efektivitāti, vienlaikus saglabājot līdzīgus spiediena kritumus, salīdzino ar bāzes modeli. Rezultāti parādīja, ka optimizētā strūklas trieciņa veida konfigurācija veiksmīgi uzlaboja dzesēšanas efektivitāti, uzlabojot siltuma pāneses koeficientu un samazinot temperatūru lāpstiņas priekšējā malā. Tas uzsver, cik svarīgi ir ņemt vērā strūklas trieciņa parametrus, izstrādājot gāzturbīnu komponentu dzesēšanas sistēmas. Tiek izmantota tāda pati savienojuma pieeja kā bāzes modelim un iegūta Glinna pētījumā [17], tika apstiprināts, ka siltuma pānesi var uzlabot, samazinot strūklas sprauslas diametru. Ir svarīgi rūpīgi noteikt strūklas trieciņa parametrus, piemēram, strūklas sprauslas novietojumu un diametru. Saskaņā ar *Yamane* eksperimentiem H/DJ attiecībai vajadzētu būt no 2 līdz 8, kur H apzīmē attālumu starp sprauslām un DJ ir strūklas diametrs. Izvēloties strūklas diametru 1,94 mm, H/DJ attiecība sasniedza 8, kas atbilst ieteicamajai attiecībai, pamatojoties uz *Yamane* eksperimentu [18]. Turklāt strūklas atstatumam, kas izteikts kā S/DJ attiecība, jābūt diapazonā no 4 līdz 8. Tika noteikts, ka strūklas atstatums ir 11,44 mm, kā rezultātā S/DJ attiecība ir 5,89. 4.4. attēlā redzams plūsmas domēns un optimizētais turbīnas lāpstiņas dzesēšanas kanāls (strūklas trieciņa veids).



4.4. att. Plūsmas domēns un optimizētais turbīnas lāpstiņas dzesēšanas kanāls modelis: (a) *Hot Domain* konfigurācija; b) optimizēti turbīnas lāpstiņu dzesēšanas kanāli.

Tīklošana tika veikta, izmantojot *Ansys ICEM*, tā paša bāzes modeļa tīkla konfigurācijas *CFD* simulācija, izmantojot to pašu robežnosacījumu, kas tika izmantots bāzes modelī.

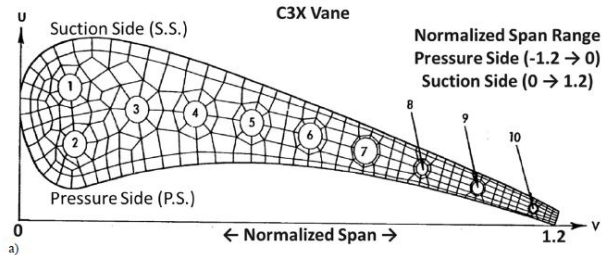
4.8. Rezultāti

Promocijas darba pētījums ietver rezultātu salīdzināšanu, kas iegūti no dažādām dzesēšanas konfigurācijām, izmantojot *CFD* simulācijas, izmantojot Heltona *NASA* modeli un *Wang CFD* [25]. Šī salīdzinošā analīze tiks strukturēta trīs atšķirīgās sadaļās, no kurām katra būs veltīta konkrētām dzesēšanas konfigurācijām un to svarīgākajiem atribūtiem. Turklāt pētījumā tiks parādīti tā ietvaros apkopotie un analizētie dati, kas ietver kontūru diagrammas, kas ilustrē temperatūras, spiediena un siltuma pārnese aprēķinus. Šī visaptverošā salīdzinājuma mērķis ir precīzi noteikt visefektīvāko dzesēšanas konfigurāciju, vienlaikus piedāvājot vērtīgu ieskatu gāzturbīnu lāpstiņu un veiktspējas uzlabošanā.

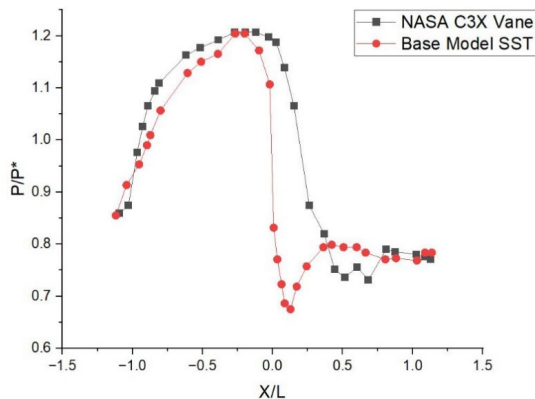
4.8.1. Bāzes modeļa konfigurācija

Šajā pētījumā ir izstrādāti grafiskie attēlojumi, lai salīdzinātu vidējo manometrisko spiedienu, vidējo temperatūru un siltuma pārnese koeficienta datus, kas iegūti no Hiltona datu kopas, ar datiem no pašreizējā bāzes modeļa. Šis salīdzinājums tika veikts, pielīdzinot līdzīgas laiduma un aksiālās auklas pozīcijas (x pret l) sensoru atrašanās vietām Hiltona datu kopā, ļaujot parādīt atbilstošus rezultātus šajās pozīcijās [14]. 4.5. attēlā redzama normalizētā *C3X* lāpstiņas laiduma koordināte. Lai standartizētu datus, parametrs p/p^* tika aprēķināts, izmantojot Hiltona ietilpdes nosacījumus, kas tika veikti pie nominālās gāzes plūsmas kopējās temperatūras 811 K. 4.6. attēlā redzami vidējie manometriskā spiediena dati bāzes modelim. Šis salīdzinājums ir svarīgs, lai novērtētu autora izstrādātā *CFD* modeļa precizitāti, salīdzinot ar *NASA* modeli, un tas ļauj izvērtēt korelāciju starp abām datu kopām, tādējādi apstiprinot promocijas darba pētījumā iegūtos rezultātus. Ir vērts atzīmēt, ka Hiltona *NASA* dati ir plaši atzīti par etalonu aeronautikas nozarē un jebkura pašreizējā pētījuma datu saskaņošana ar *NASA* datiem uzlabo promocijas darba pētījuma

rezultātu ticamību, salīdzinot ar *C3X Vane Data*.

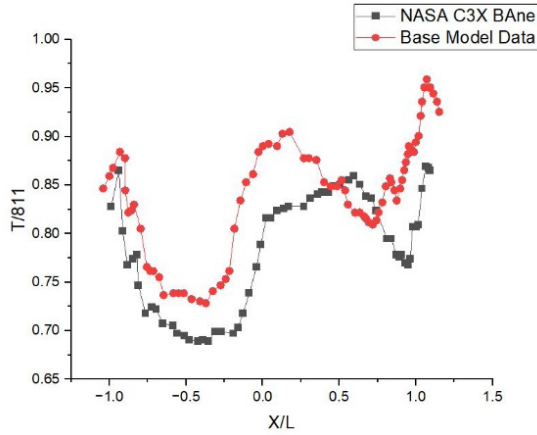


4.5. att. Normalizēta *C3X* lāpstiņas laiduma koordināte [14].

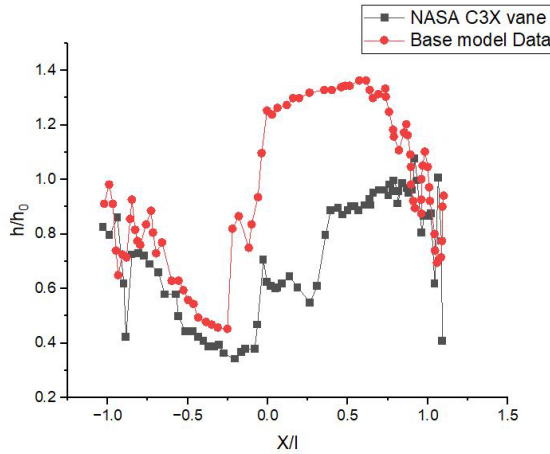


4.6. att. Bāzes modelis *Mean* manometra spiediena dati, salīdzinot ar *C3X* lāpstiņas datiem.

4.7. attēlā parādīts temperatūras sadalījuma salīdzinājums starp pētījuma datiem un Heltona *NASA C3X* modeļa eksperimenta datiem, kas ir normalizēti no $t/811$ līdz vidum [14]. Savukārt 4.8. attēlā redzams lokālā siltuma pārnese koeficienta sadalījums pa turbīnas lāpstiņu vidus laidumu. Temperatūras sadalījuma salīdzinājuma analīze ļauj novērtēt korelāciju starp abām datu kopām un promocijas darba gaitā izstrādātā *CFD* modeļa precizitāti. Lāpstiņas spiediena puse atbilst Hiltona tendencei, taču promocijas darba pētījums paredz pārvērtētu siltuma pārnese koeficientu ap lāpstiņas galvu un lielāko daļu sūkšanas puses. Abiem modeļiem vidējā h atšķirība ir 23,36 %, kas var būt saistīts ar dažādiem pieņēmumiem un vienkāršojumiem *CFD* modelī un iespējamām eksperimentālām kļūdām *NASA* datos. Tomēr atšķirība ir pieņemamā diapazonā, un pētījuma rezultāti ir uzticami un precīzi.



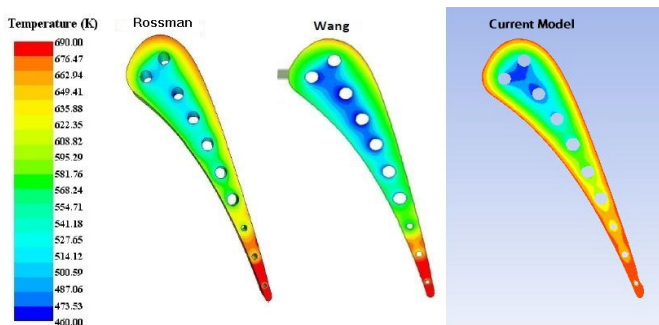
4.7. att. Bāzes modeļa temperatūras salīdzinājums ar *NASA C3X* eksperimentālajiem datiem.



4.8. att. Vidējais siltuma pārnese koeficientu salīdzinājums.

4.9. attēlā redzams temperatūras sadalījums Kelvinos (K) no lāpstiņu pamata modeļa konfigurācijas augšējā skata. Abiem modeļiem ir līdzīgs temperatūras profils, taču ir nelielas atšķirības. Promocijas darba autora izstrādātais modelis liecina par augstāku temperatūras profilu, īpaši virzienā uz lāpstiņas malām, kas ir visizteiktākās lāpstiņas sūkšanas pusē. Šīs atšķirības izriet no ierobežojumiem, kas raksturīgi *CFD* simulācijām, kā minēts iepriekš. Īpaši paaugstināta temperatūra ir asmens centrā, svārstoties no 10 K līdz 35 K. Tomēr temperatūras kontūras abos pētījumos atbilst vienam un tam pašam kopējam modelim, kur lāpstiņas aizmugurējā mala uzrāda visaugstāko temperatūru, kas pārsniedz 670 K. Salīdzinot promocijas darba pētījuma *CFD* rezultātus ar *NASA* modeļa rezultātiem, kā arī ar *Wang* un *Rossman* pētījumiem, var novērtēt korelācijas pakāpi starp abām datu kopām un promocijas darba autora izstrādātā *CFD* modeļa

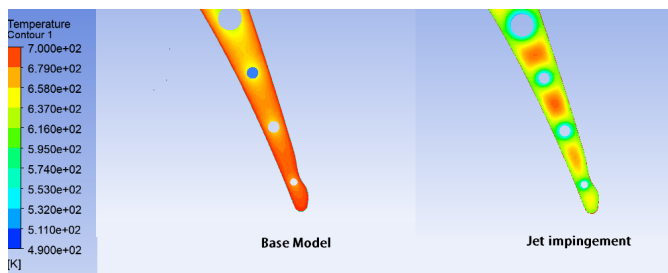
precizitāti. Tas ļauj novērtēt korelāciju starp abām datu kopām un pašreizējā *CFD* modeļa precizitāti [28]. 4.9. attēlā vizuāli attēlotas temperatūras kontūras, kas ģenerētas pašreizējā pētījuma bāzes līnijā trim konfigurācijām. Nelielās neatbilstības, kas novērojamas starp abām datu kopām, var saistīt ar dažādajiem pieņēmumiem un vienkāršojumiem, kas iekļauti autora pētījuma *CFD* modelī, kā arī iespējamo eksperimentālo kļūdu klātbūtni *NASA* datu kopā [14], [16], [22], [25].



4.9. att. Bāzes modelis. Vidējās temperatūras datu salīdzinājums.

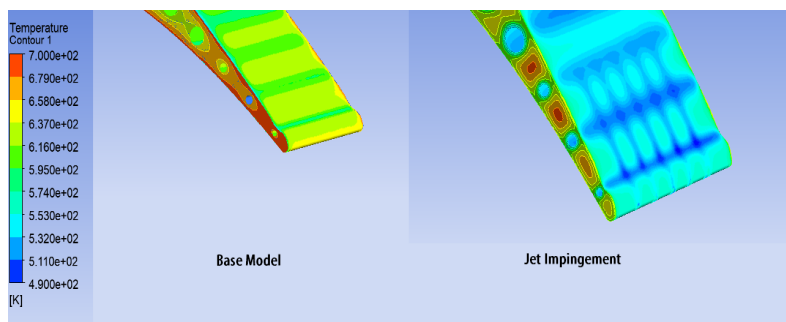
4.8.2. Aizmugurējās malas fokuss

Šajā pētījuma apakšnodaļā tiek izmantoti jaunākie dati, lai uzsvērtu strūkļas trieciņa tipa konfigurācijas pieņemšanas būtisko nozīmi turbīnas lāpstiņu aizmugurējās malas dzesēšanā. Šī konfigurācija nodrošina ievērojami zemāku temperatūru, salīdzinot ar bāzes gadījumu, kurā temperatūras diapazons ir no 633 K līdz 685 K, kā redzams 4.10. attēlā. Salīdzinājums skaidri ilustrē priekšrocības, ko sniedz strūkļas trieciņa tipa dzesēšanas iekārtas izmantošana, īpaši efektīvā siltuma izkliedēšanā lāpstiņas aizmugurējā malā, kur temperatūra sasniedz maksimumu. Šai informācijai ir izšķiroša nozīme turbīnu lāpstiņu un to dzesēšanas sistēmu projektēšanā un optimizācijā, jo tā izceļ trīskāršas dzesēšanas konfigurācijas potenciālu ievērojami uzlabot gāzturbīnu dzinēju veiktspēju un efektivitāti.



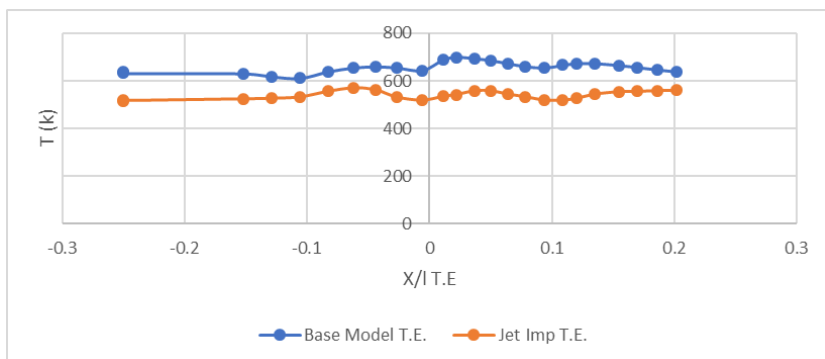
4.10. att. Aizmugurējās malas temperatūras salīdzinājums starp *NASA* bāzes modeli un optimizēto modeli.

Promocijas darba pētījumā tīkla trieciena izkārtojums parāda pat zemāku temperatūru nekā bāzes modelis. Tas svārstās no 545 K līdz 598 K, kas ir par 3,1 % līdz 3,9 % mazāk, un pati lāpstiņa ir par 14,7 % līdz 20 % mazāk, salīdzinot ar oriģinālo *NASA C3X* lāpstiņu. Proti, vislielākais temperatūras kritums tiek novērots aizmugurējās malas galā, kā redzams 4.11. attēlā. Pamata modelī lāpstiņas gals sasniedz 700 K temperatūru, bet tā aizmugurējās malas uzgalis – 652,75 K. Tas ir ievērojams temperatūras samazinājums (par 18,3 %), salīdzinot ar bāzes līniju un tīkla dzesēšanas strūklu trieciena veidu. Tas uzsvēr strūklu trieciena tipa dzesēšanas konfigurācijas efektivitāti, izkliedējot siltumu no lāpstiņas karstākā apgabala, aizmugurējās malas, tādejādi uzlabojot gāzturbīnu dzinēju veiktspēju un efektivitāti.



4.11. att. 3D aizmugurējās malas temperatūras salīdzinājums starp *NASA* bāzes modeli un optimizēto modeli.

Strūklu trieciena veida konfigurācija izrādās efektīva pieeja temperatūras pazemināšanai turbīnas lāpstiņas aizmugurējās malas galā, kas ir kritiskā zona, kas ir pakļauta atteicei augstā temperatūrā. Ievērojams temperatūras samazinājums aizmugurējās malas galā par 32,20 %, salīdzinot ar bāzes konfigurāciju, kā arī 18,95 % samazinājums, salīdzinot ar *NASA* modeļa konfigurāciju, nozīmē būtisku turbīnas termiskās veiktspējas uzlabojumu. Šis uzlabojums var ievērojami pagarināt turbīnas komponentu kalpošanas laiku.

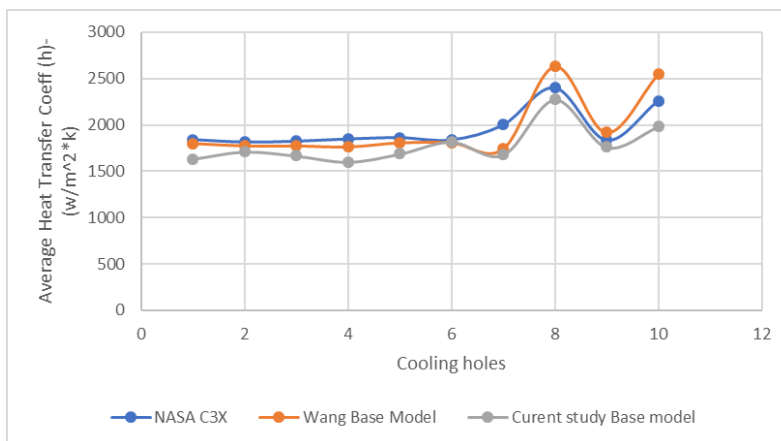


4.12. att. Aizmugurējās malas temperatūras salīdzinājums starp NASA bāzes modeli un optimizēto modeli.

4.12. attēlā redzams, ka no trim pētījumā apskatītajām konfigurācijām strūkļas triecienu tipa konfigurācija ir visefektīvākā, lai pazeminātu lāpstiņas temperatūru. Temperatūras sadalījums šajā konfigurācijā bija ievērojami vēsāks, salīdzinot ar pārējām divām, liecinot par šīs dzesēšanas metodes pārākumu. Šāda efektīva dzesēšana ir ļoti svarīga, lai mazinātu tādas problēmas kā degradācija, korozija un lāpstiņu atteice, kas parasti rodas augstas temperatūras apstākļos.

4.8.3. Konjugāta siltuma pārnese

Šajā apakšnodaļā izklāstīts plānotais salīdzinājums starp aprēķinātajiem un izmērītajiem vidējiem siltuma pārnese koeficientiem katram dzesēšanas kanālam. Konkrētie vienādojumi, kas paredzēti izmantošanai šajos aprēķinos, ir 4.14.–4.20. vienādojumi. Tie ir izstrādāti, lai aprēķinātu siltuma pārnese koeficientu, izmantojot dažādas metodes un modeļus. Šim salīdzinājumam ir vairāki mērķi. Pirmkārt, tas ir vērst uz aprēķināto rezultātu precizitātes un uzticamības novērtējumu, salīdzinot tos ar eksperimentāliem mērījumiem. Šāds novērtējums ir svarīgs, lai pārbaudītu izmantoto vienādojumu efektivitāti un precizitāti. Turklāt šī salīdzināšana ir noderīga, lai identificētu jebkādas atšķirības vai neatbilstības starp aprēķinātajām un izmērītajām vērtībām. Šī salīdzinošā analīze ir ļoti nozīmīga, jo tā var norādīt nepieciešamās korekcijas vai uzlabojumus izmantotajos vienādojumos vai modeļos, lai uzlabotu turpmāko aprēķinu precizitāti un uzticamību, nodrošinot lielāku atbilstību eksperimentālajiem datiem un reālajai situācijai. 4.13. attēlā redzams grafisks salīdzinājums vidējo siltuma pārnese koeficientu (HTC) aprēķiniem dažādos pētījumos. Paraksts pie diagrammas skaidro tās saturu. Jāatzīmē, ka promocijas darba pētījuma *Computational Fluid Dynamics (CFD)* bāzes gadījumā HTC ir nedaudz zemāks nekā prognozēts pirmajiem astoņiem dzesēšanas kanāliem. Šī zemākā prognoze kļūst izteiktāka lāpstiņas aizmugurējās malas tuvumā. Šis novērojums atbilst principam, ka HTC mainās atkarībā no dzesēšanas kanāla hidrauliskā diametra, kas ir pamatots ar siltuma pārnese un šķidrums dinamikas teoriju.



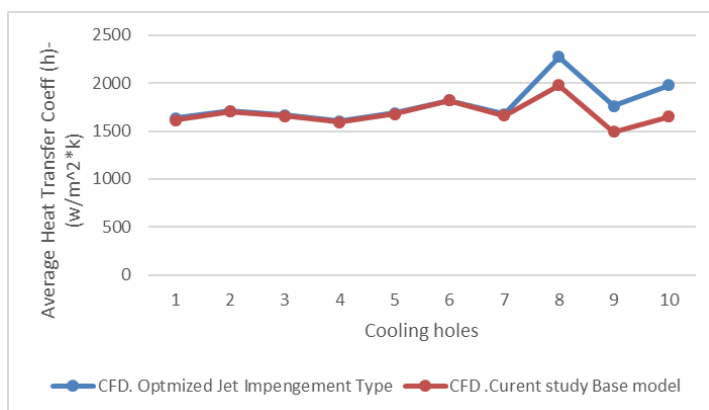
4.13. att. Vidējā siltuma pārnese koeficienta salīdzinājums starp *NASA C3X* eksperimenta datiem, *Wang* eksperimenta datiem un promocijas darba pētījuma bāzes modeli.

Šajā apakšnodaļā detalizēti izklāstīti dzesēšanas kanālu specifiski aspekti, pievēršot uzmanību to atšķirībām dažādos pētījumos. Novērojams ievērojams šo kanālu hidrauliskā diametra samazinājums (aptuveni par 59,70–69,55 %), tuvojoties lāpstiņas aizmugurējai malai. Šīs izmaiņas ir nozīmīgas dzesēšanas sistēmas veiktspējai un siltuma pārnese koeficientiem.

Turklāt šajā apakšnodaļā uzsvērtas atšķirības *HTC* vērtībās starp dažādiem pētījumiem. Šīs variācijas svārstās no 2,9 % līdz 15 % starp *Hylton* sākotnējiem *C3X* aprēķinātajiem datiem un autora pētījuma *CFD* bāzes gadījumu. Turklāt tiek konstatēta 2,4–26 % atšķirība starp promocijas darba pētījuma *CFD* bāzes gadījumu un *Wang* aprēķinātajiem datiem attiecībā uz dzesēšanas kanālu siltuma pārnese koeficientiem. Šie secinājumi izceļ dzesēšanas kanālu izšķirošo nozīmi pie lāpstiņas aizmugurējās malas, ietekmējot siltuma pārnese koeficientu. Tie arī parāda, ka pašreizējā promocijas darba pētījuma *CFD* modeļa rezultāti ievērojami atšķiras no iepriekšējiem pētījumiem, jo īpaši attiecībā uz dzesēšanas kanālu ietekmes modelēšanu un izpratni par siltuma pārnese.

Šajā pētījumā tiek akcentētas galvenās atšķirības no iepriekšējās pētniecības, jo īpaši – attālināšanās no pilnībā attīstīta plūsmas pieņēmuma. Atšķirībā no iepriekšējiem pētījumiem autors nepieņem, ka plūsma dzesēšanas kanālos ir sasniegusi stabilu stāvokli ar pastāvīgu ātrumu un temperatūras profilu visā garumā. Tā vietā tiek ņemtas vērā Reinoldsa skaitļa variācijas katrā atsevišķajā dzesēšanas kanālā, kas var ietekmēt siltuma pārnese koeficientus.

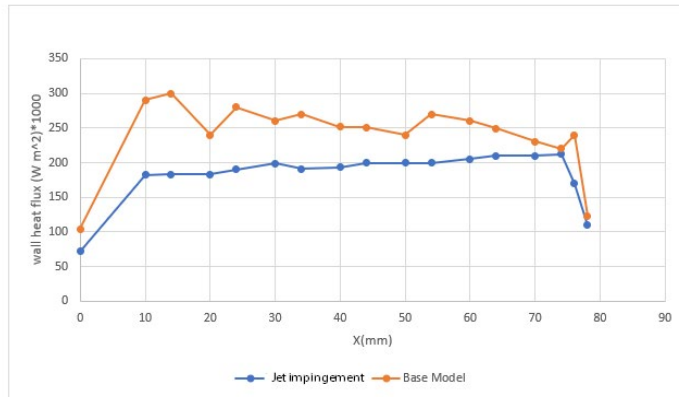
Šī pētījuma fokusā ir divu dažādu dzesēšanas konfigurāciju salīdzinošā analīze: bāzes modelis un strūklas trieciņa veida konfigurācija. Metodoloģija ietver vidējā siltuma pārnese koeficienta (*HTC*) aprēķināšanu katram dzesēšanas kanālam, izmantojot konkrētu metodi vai vienādojumu. Rezultāti, kas redzami 4.14. attēlā, norāda abu konfigurāciju katra dzesēšanas kanāla vidējā *HTC* atšķirības. Šāda salīdzinošā pieeja atklāj strūklas trieciņa veida konfigurācijas ietekmi uz dzesēšanas kanālu efektivitāti un tās salīdzināmo veiktspēju pret bāzes modeli.



4.14. att. *NASA* bāzes modeļa un strūklas trieciena veida vidējā siltuma pārnese koeficienta salīdzinājums.

4.15. attēlā redzama minimālā vidējā *HTC* atšķirība dzesēšanas atverēm starp bāzes modeļa un strūklas trieciena (*Jet Impingement*) tipa konfigurācijām, ar atšķirībām no 0 % līdz 5 %. Neskatoties uz sākotnējām cerībām, kanāli 8/9/10, kas atrodas strūklas trieciena tipa dzesēšanas kanālos, neuzrādīja būtiskas atšķirības. Šo rezultātu var ietekmēt dažādi faktori, piemēram, dzesēšanas spraugu ģeometrija, plūsmas Reynolds skaitlis vai izmantotais siltuma pārnese modelis.

Salīdzinošā analīze ir svarīga, lai saprastu, kā strūklas trieciena tipa konfigurācija ietekmē dzesēšanas veiktspēju. Tā palīdz noteikt, kuri kanāli uzrāda visievērojamākās siltuma pārnese koeficienta atšķirības starp abām konfigurācijām. Turklāt 4.19. attēlā tiek salīdzināta *NASA* bāzes modeļa un optimizētā modeļa lāpstiņas sienas siltuma plūsma, kas vēl vairāk veicina visaptverošu dzesēšanas konfigurāciju analīzi šajā pētījumā.



4.15. att. Lāpstiņas sienas siltuma plūsmas salīdzinājums starp *NASA* bāzes modeli un optimizēto modeli.

4.8.4. Optimizētā modeļa dzesēšanas efektivitātes noteikšana

Cunha matemātisko formulu izmanto, lai aprēķinātu piespiedu konvekcijas siltuma pārneses sistēmas, piemēram, turbīnas lāpstiņas dzesēšanas kanāla, dzesēšanas efektivitāti (ϕ) [29]. 4.20. vienādojumā ir ņemta vērā temperatūras starpība starp dzesēšanas šķidrumu un sienu, Reinoldsa skaitlis un Prandtla skaitlis. *Cunha* vienādojuma vispārējā forma ir šāda:

$$\phi = \frac{T_{\text{gas}} - T_{\text{metal}}}{T_{\text{gas}} - T_{\text{c,in}}}, \quad (4.20)$$

kur T_{gas} – gāzes temperatūra šķidruma telpā, K;

T_{metal} – cietās vielas temperatūra, kas ir asmeņu K;

T_{c} – dzesēšanas šķidruma temperatūra, kas promocijas darba pētījumā ir aukstais gaiss, K.

Aprēķinot turbīnas asmens dzesēšanas efektivitāti ar un bez trīskārtēja trieciena sistēmas, ir iespējams salīdzināt abas sistēmas un noteikt, vai optimizētā strūklas trieciena sistēma uzlabo asmeņu dzesēšanas veiktspēju, vienlaikus minimizējot zudumus vispārējā turbīnas sistēmā. Dzesēšanas efektivitātes vērtības var izmantot kā mēru, lai noteiktu uzlabojumus dzesēšanā, un tos var izmantot, lai optimizētu dzesēšanas sistēmas dizainu maksimālai veiktspējai. Salīdzinot abu sistēmu dzesēšanas efektivitātes vērtības, inženieri var noteikt labāko dizainu turbīnas asmeņu dzesēšanas sistēmai un nodrošināt to, ka asmeņi darbojas pieņemamos temperatūras ierobežojumos, kas ir kritiski svarīgi turbīnas ilgmūžībai un uzticamībai. Vidējā dzesēšanas šķidruma temperatūra kā ieejas temperatūra dzesēšanas kanāliem, un metāla temperatūru modelēt kā cietā asmeņa temperatūru un gāzes temperatūru kā karstā šķidruma temperatūru. Šie ir bieži izmantoti ievadi dzesēšanas efektivitātes aprēķināšanai. Pēc pamata modeļa un optimizētā strūklas uzsitiena modeļa dzesēšanas efektivitātes aprēķināšanas tika konstatēts, ka tā ir 0,4892 visam asmenim, un rezultāts tika salīdzināts ar optimizētā strūklas uzsitiena modeļa dzesēšanas

efektivitāti, kas ir 0,6936. Salīdzinājuma rezultāti starp pamata modeli un optimizēto strūklas uzsitienu modeli liecina, ka optimizētajam modelim ir ievērojami augstāka dzesēšanas efektivitāte. Dzesēšanas efektivitātes palielinājums par 29 % visam asmenim un 28 % aizmugurējai malā norāda, ka optimizētā strūklas uzsitienu dizains nodrošina uzlabotu dzesēšanas veiktspēju. Šie rezultāti liecina par nepieciešamību apsvērt optimizētus dzesēšanas dizainus turbīnas asmeņiem, lai uzturētu efektīvu un drošu to darbību.

VISPĀRĪGI SECINĀJUMI

Promocijas darba pētījums ir nozīmīgs sasniegums aeronautikas inženierijas jomā, īpaši attiecībā uz civilās aviācijas gaisakuģu dzinēju gāzturbīnu lāpstiņu dzesēšanas sistēmu projektēšanu un analīzi. Pētījums ietver daudzus aspektus, lai uzlabotu turbīnas lāpstiņu dzesēšanu, tostarp uzlabotu dzesēšanas kanālu dizainu, skaitlisku siltuma un temperatūras izmaiņu novērtējumu turbīnas lāpstiņās, *MATLAB* kodēšanas integrāciju siltuma pārnesei novērtējumā, izmantojot skaitļošanas šķidrums dinamiku (*CFD*) un optimizētu strūklas trieciņa tipa dzesēšanas kanālu ģeometrisku konfigurāciju efektīvākai lāpstiņu plūsmas dzesēšanai.

Promocijas darba galvenie sasniegumi

1. Dzinēju atdeves novērtējums, īpaši augsta spiediena turbīnas (*HPT*) sadaļā *CF6* dzinējiem, kas uzstādīti *Boeing 747* lidmašīnās, izmantojot *EGT* rezerves un *BI* datus. Šī analīze sniedza kritiskus faktorus, kas veicina dzinēja degradāciju un ietekmē tā ekspluatācijas ilgumu un apkopes izmaksas.
2. *CF6* dzinēju pētījums ar detalizētu *EGT* robežu pārbaudi sniedza vērtīgu ieskatu par dzinēja veiktspējas pasliktināšanos. Analizējot plašu dzinēja parametru klāstu, pētījums sniedza priekšstatu par faktoriem, kas ietekmē dzinēja stāvokli. Tas nodrošināja pamatu dzesēšanas kanālu izpētei.
3. *CFD* analīze, izmantojot *ANSYS FLUENT* un *ANSYS ICEM*, nodrošināja detalizētu dažādu dzesēšanas kanālu konfigurāciju pārbaudi. Stingra analīze identificēja optimālus dzesēšanas kanālu modeļus ar uzlabotu termisko veiktspēju un samazinātu pretestību, kas ievērojami veicina turbīnas lāpstiņu kopējo dzesēšanu.
4. *MATLAB* kodēšana, kas tika izstrādāta specifiski dzesēšanas kanālu termiskās veiktspējas analīzei, sniedza būtisku metodi, kā salīdzināt simulētos rezultātus ar eksperimentālajiem datiem literatūrā.
5. Strūklas trieciņa tipa dzesēšanas kanāli tika speciāli izstrādāti šim promocijas darbam. Rezultāti, balstīti Nuselta skaitļa attiecībās, Reynoldska skaitļa efektos un termiskajā veiktspējā, nodrošina uzlabotu siltuma pārnesei efektu lāpstiņas kanālā.
6. Šī pētījuma projektēto dzesēšanas kanālu rezultāti tika salīdzināti ar eksperimentālajiem rezultātiem, kas pieejami literatūrā par *NASA C3X* turbīnas lāpstiņu. Šī salīdzinošā analīze ne tikai apstiprina iepriekšējo pētījumu rezultātus, bet arī piedāvā jaunas dzesēšanas kanālu projektēšanas metodoloģijas, uzlabojot temperatūras un siltuma pārnesei koeficientu profilus turbīnu lāpstiņās.
7. Lai gan strūklas trieciņa dzesēšanas kanāli nodrošina lielisku siltuma pārnesei un efektīvu lāpstiņu dzesēšanu, var rasties strukturālas un ražošanas problēmas turbīnas lāpstiņās. Šis ierobežojums neietekmē šī promocijas darba sasniegumu nozīmīgumu, tomēr nākotnē šos pētījumus var turpināt ar eksperimentālu analīzi un ražošanas ierobežojumu pārvarēšanu, izmantojot modernas 3D drukāšanas bāzes aditīvās ražošanas metodes.

BIBLIOGRĀFIJA

- [1] W. L. Širks, "Roberts Bārbers, jaunākā māja: kvekeru hegemonijas reliks" Lankasteras Apgabala Vēsturiskās Biedrības Žurnāls; 96. sējums, 3. numurs, lpp, 1994.
- [2] Tonijs Džampaolo, *Gāzes turbīnu rokasgrāmata principi un prakse*, 3. izdevums. The Fairmont Press, Inc., 2006.
- [3] A. F. El-Sayed, *Gaisa kuģu dzinēji un gāzes turbīnu dzinēji, otrs izdevums*. CRC Press, 2017. doi: 10.1201/9781315156743.
- [4] L. Gallar, C. Calcagni, V. Pachidis un P. Pilidis, "Viendimensijas dinamiskas gāzes turbīnu sekundārās gaisa sistēmas modeļa izstrāde – I daļa: Instrumenta komponentu izstrāde un apstiprināšana", 4. sējums: Cikla inovācijas; rūpniecība un koģenerācija; Ražošanas materiāli un metalurģija; Marine, ASMEDC, 2009. gada janvāris, 457.–465. lpp. doi: 10.1115/GT2009-60058.
- [5] H. Dai, J. Zhang, Y. Ren, N. Liu un J. Lin, "Dzesēšanas caurumu konfigurāciju ietekme uz sadegšanu un siltuma pārnesei aviācijas dzinēja sadedzināšanas kamerā" *Appl Therm Eng*, sēj. 182. lpp. 115664, 2021. gada janvāris, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115664.
- [6] R. S. Bunker, "Turbīnu dzesēšanas attīstība", 1. sējums: *gaisa kuģa dzinējs; Ventilatori un pūtēji; Jūras; Apbalvojumi un apbalvojumi*, Amerikas Mašīnbūves inženieru biedrība, 2017. gada jūnijs. doi: 10.1115/GT2017-63205.
- [7] P.H. Snaiders un R.-R. North, "Seal Technology Development for Advanced Component for Airbreathing Engines", 2008. [Tiešsaiste]. Pieejams: <http://www.sti.nasa.gov>.
- [8] J. Ji, D. Huang, B. Sun, S. Peng un C. Pan, "Pētījums par gāzes turbīnu sekundārās gaisa sistēmas aktīvās vadības stratēģiju dažādos apkārtējās vides temperatūras apstākļos" *Sējums 5B: siltuma pārnese*, Amerikas Mašīnbūves inženieru biedrība, 2017. gada jūnijs. doi: 10.1115/GT2017-63001.
- [9] S. C. Pang, M. A. Kalam, H. H. Masjuki un M. A. Hazrat, "Pārskats par gaisa plūsmu un dzesēšanas šķidrums plūsmas ķēdi transportlīdzekļu dzesēšanas sistēmā", *Int J Heat Mass Transf*, vol. 55, Nr. 23.–24., 6295.–6306. lpp., 2012. gada novembris, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.07.002.
- [10] T. S Chowdhury, F. T. Mohsin, M. M. Tonni, M. N. H. Mita un M. M. Ehsan, "Kritisks pārskats par gāzturbīnu dzesēšanas veiktspēju un turbīnu lāpstiņu atteices analīzi" *Starptautiskais termoflūidu žurnāls*, sēj. 18. 100329. lpp., 2023. gada maijs, doi: 10.1016/j.ijft.2023.100329.
- [11] Waseem. Sidika, *Iekšējo dzesēšanas eju projektēšana serpentīna eju termiskās veiktspējas izpēte*. Rūpniecības inženierija un vadība, Karaliskais Tehnoloģiju institūts, 2011.
- [12] Logans E., *Turbo mašīnu rokasgrāmata*, 2. izd. Ņujorka: CRC Press, 2003.
- [13] J. A. Parsons un J. C. Han, "Rotācijas efekts uz strūkļas triecienu siltuma pārnesei gludos taisnstūra kanālos ar plēves dzesēšanas šķidrums ekstrakciju" *International Journal of Rotating Machinery*, sēj. 7, Nr. 2, 87.–103. lpp., 2001, doi: 10.1155/S1023621X01000082.
- [14] L.D. Hylton un R.E. York, "Analītiskais un eksperimentālais novērtējums siltuma pārnesei sadalījumam virs turbīnu lāpstiņu virsmām", 1983. Piekļuve: 1983. gada 1. maijā. [Tiešsaiste]. Pieejams: Siltuma pārnesei sadalījuma pa turbīnu lāpstiņu virsmām analītiskais un eksperimentālais novērtējums Hylton, York R.
- [15] A. Ramadhan Al-Obaidi un I. Chaer, "Plūsmas raksturlielumu, spiediena krituma un siltuma veiktspējas palielināšanas pētījums horizontālā caurulē ar un bez savītām lentes ieliktniem" *Gadījumu izpēte siltumtehnikā*, sēj. 2021. gada 25. jūnijs, doi: 10.1016/j.csite.2021.100964.
- [16] V. Nirmalan un L. D. Hiltons, "Eksperimentālais pētījums par turbīnas lāpstiņu siltuma pārnesei Ar

- priekšējo malu un pakārtoto plēves dzesēšanu”, 4. sējums: Siltuma pārnese; Elektroenerģija; Rūpniecība un koģenerācija, Amerikas Mašīnbūves inženieru biedrība, 1989. gada jūnijs. doi: 10.1115/89-GT-69.
- [17] C. Glins, T. O'Donovans un D. Marejs, “Jet Impingement Cooling” *Apvienotās Karalistes 9. Nacionālās siltuma pārneses konferences materiāli*, 2005. gada janvāris.
- [18] Y. Yamane, Y. Ichikawa, M. Yamamoto un S. Honami, “Iesmidzināšanas parametru ietekme uz reaktīvo masīvu trieciena siltuma pārnesi”, *Starptautiskais gāzes turbīnu, dzinējspēku un energosistēmu žurnāls*, sēj. 4, 27.–34. lpp., 2012, doi: 10.38036/jgpp.4.1_27.
- [19] N. Mashoofi, S. Pourahmad un S. Pesteei, “Pētīt aksiāli perforētu savītu lentu ietekmi uz dubultcaurules siltummaiņa siltuma veiktspējas uzlabošanas koeficientu”, *Case Studies in Thermal Engineering*, sēj. 10, 161.–168. lpp., 2017. gada septembris, doi: 10.1016/j.csite.2017.06.001.
- [20] G.O. Brown, “Dārsija-Veisbaha vienādojuma vēsture cauruļu plūsmas pretestībai” *Vides un ūdens resursu vēsture*, Reston, VA: American Society of Civil Engineers, 2002. gada oktobris, 34.–43. lpp. doi: 10.1061/40650(2003)4.
- [21] L. Vans, S. Vans, F. Veņs, X. Džou un Z. Vans, “U-veida dzesēšanas kanālu ar jaunām viļņainām ribām siltuma pārneses un plūsmas raksturlielumi stacionāros un rotējošos apstākļos” *Int J Siltuma masas pārvad*, sēj. 126, 312.–333. lpp., 2018. gada novembris, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.123.
- [22] J. Wang, B. Sundén, M. Zeng un Q. Wang, “Plēves dzesēšanas ietekme uz gāzturbīnas lāpstiņas gala plūsmas raksturlielumiem”, *Piedzīņas un jaudas izpēte*, sēj. 4, 1, 9.–22. lpp., 2015. gada marts, doi: 10.1016/j.jppr.2015.02.003.
- [23] S.-F. Yang, H.-W. Wu, J.-C. Han, L. Džans un H.-K. Mēness, “Siltuma pārnese vienmērīgi rotējošā vairāku kanālu kanālā ar rumbas pagrieziena lāpstiņu un aizmugurējās malas spraugas izmešanu” *Int J Siltuma masas pārvad*, sēj. 109, 1.–15. lpp., 2017. gada jūnijs, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.059.
- [24] M. SAJBEN, J. KROUTIL un C. CHEN, “Ātrdarbīga šlīrēna difuzora plūsmu izpēte ar dinamiskiem kropļojumiem” *13. Propulsion Conference*, Reston, Virģina: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1977. gada jūlijs. doi: 10.2514/6.1977-875.
- [25] K. Wang, H. Li un J. Zhu, “Eksperimentāls pētījums par siltuma pārneses raksturlielumiem strūklas trieciena dzesēšanai ar plēves ekstrakcijas plūsmu” *Appl Therm Eng*, sēj. 70, Nr. 1, 620.–629. lpp., 2014. gada septembris, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.077.
- [26] A.J. Organ, “Pretplūsmas spirālveida siltummainis – Spirex”, *Gaisa dzinējs*, Elsevier, 2007, 29.–38. lpp. doi: 10.1533/9781845693602.1.29.
- [27] “Fluent 6.2 dokumentācijas fails, ANSYS rokasgrāmata, 2006”.
- [28] C.D. Rossman, “C3X lāpstiņas C3X lāpstiņas konfigurācijas savienotas mikro un trīskāršās ieklūdes dzesēšanas analīzes analīze. [Tiešsaistē]. Pieejams: <https://commons.erau.edu/edt>.
- [29] U. Uysal, P.-W. Li, MK Chyu un FJ Cunha, “Siltuma pārnese uz kanāla iekšējām virsmām, kas pakļautas strūklas bloka triecienam ar dažādu strūklas caurumu izmēru un atstarpi” *J Turbomach*, 128. sēj., Nr. 1, 158.–165. lpp., 2006. gada janvāris, doi: 10.1115/1.2101859.



Adham Ahmed Awad Elsayed Elmenshawy dzimis 1986. gadā Belkasā (Dakālijas province, Ēģipte). Aviācijas inženierijas un tehnoloģiju institūtā (Ēģipte) ieguvis bakalaura grādu aviācijas inženierijā (2008), Rīgas Tehniskajā universitātē (RTU) – maģistra grādu aviācijas transportā (2017). Kopš 2018. gada ir RTU zinātniskais asistents. Patlaban ir Transporta un sakaru institūta vieslektors, kā arī APAC EASA mācību centra instruktors. Piedalījies personāla apmaiņas mācībās *Erasmus+* programmā *Kauno Technikos Koleģija* (Lietuva) un iesaistījies divos Eiropas projektos. Ir sertificēts *EASA Part 66/147* instruktors. Zinātniskās intereses saistītas ar šķidrumu dinamiku, lidmašīnu dzinējiem, lidmašīnu konstrukcijām, robotiku, materiālu inženieriju un bezpilota lidaparātiem.