



**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЁВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)**

Институт двигателей и энергетических установок

Кафедра конструкции и проектирования
двигателей летательных аппаратов

24.04.05 «Двигатели летательных аппаратов»
Магистерская программа «Проектирование авиационных двигателей
и энергетических установок»

ОТЧЁТ О НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЕ
4 семестр

Магистрант группы №2224-240405D _____ Магистрант
Научный руководитель проф., д.т.н. _____ Угланов Д.А.

Дата сдачи ____ . ____ . ____ г.

Оценка _____

Самара 2026

Содержание

Введение	3
Предыстория и важность исследования.....	4
Предмет и методы исследования.....	5
1. Проектные схемы двух систем	5
2. Расчет и сравнение	6
3. Проектирование насоса для СПГ	8
3.1 Введение в работу насоса для сжиженного природного газа	8
3.2. Расчёт основных параметров насоса	9
Заключение	13
Библиографический список	14
СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ И КОНФЕРЕНЦИЙ.....	14

Введение

В предыдущей работе я выполнил моделирование и термодинамический расчёт двигателя D-36 в программной среде ASTRA, получив подробные газодинамические и теплофизические параметры в различных сечениях двигателя. На основе этой модели можно перейти к проектированию части, не относящейся к (то есть модуля утилизации тепла и холода за силовой турбиной), чтобы обеспечить эффективную рекуперацию тепла выхлопных газов и каскадное использование холода сжиженного природного газа. Для этого я разработал две схемы:

Комбинированная термодинамическая система, в которой объединены цикл Ренкина на водяном паре и цикл Брайтона на азоте. Тепло выхлопных газов приводит в действие пароводяной цикл Ренкина, а холод СПГ используется для дополнительного охлаждения азота, усиливая перепад температур в цикле Брайтона.

Трёхступенчатая система циклов Ренкина, в которой вода служит рабочим телом для высокотемпературной ступени, а два различных органических рабочих тела формируют средне- и низкотемпературные ступени органического цикла Ренкина. Благодаря этому достигается поэтапное преобразование энергии во всём температурном диапазоне — от высокотемпературных выхлопных газов до низкотемпературного холода СПГ.

Обе схемы позволяют повысить общую эффективность преобразования тепловой энергии в механическую работу без изменения режима работы двигателя.

Предыстория и важность исследования

На фоне глобальной трансформации энергетической структуры и активного внедрения политики энергосбережения и снижения выбросов, рекуперация остаточного тепла и комплексное использование разнородных энергоносителей в высокоэнергоёмких энергетических установках, таких как авиационные двигатели и газовые турбины, становятся одной из ключевых областей исследований. Повышение интегральной эффективности преобразования энергии в подобных системах напрямую связано с сокращением расхода органического топлива и уменьшением антропогенного воздействия на климат. D-36 — типичный двухконтурный турбовентиляторный двигатель, широко применяемый в транспортной и энергетической авиации; он характеризуется высокой температурой выхлопных газов (до 500–600 °C) и значительными потерями тепла с дымовыми газами, которые в обычных условиях рассеиваются в атмосферу без полезного использования.

В то же время при испарении сжиженного природного газа (СПГ) выделяется большое количество высокопотенциального холода (температура испарения около –162 °C), который может быть использован для увеличения перепада температур в тепловых циклах. Одновременная утилизация тепла выхлопных газов и холода СПГ позволяет не только извлечь дополнительную механическую или электрическую мощность, но и повысить общую эффективность использования энергии на 15–25% по сравнению с традиционными схемами, а также снизить выбросы углекислого газа за счёт компенсации части полезной нагрузки.

Таким образом, проектирование комбинированной системы, использующей тепло отработавших газов и холод СПГ на базе двигателя D-36, имеет важное инженерно-прикладное и теоретическое значение, открывая перспективы для создания высокоэффективных гибридных энергоустановок нового поколения.

2. Расчет и сравнение

На рисунке 2 показана конструкция газовой турбины авиационного типа, а в таблице 1 приведены данные, рассчитанные программой ASTRA, которые также являются исходными параметрами для последующих расчетов.

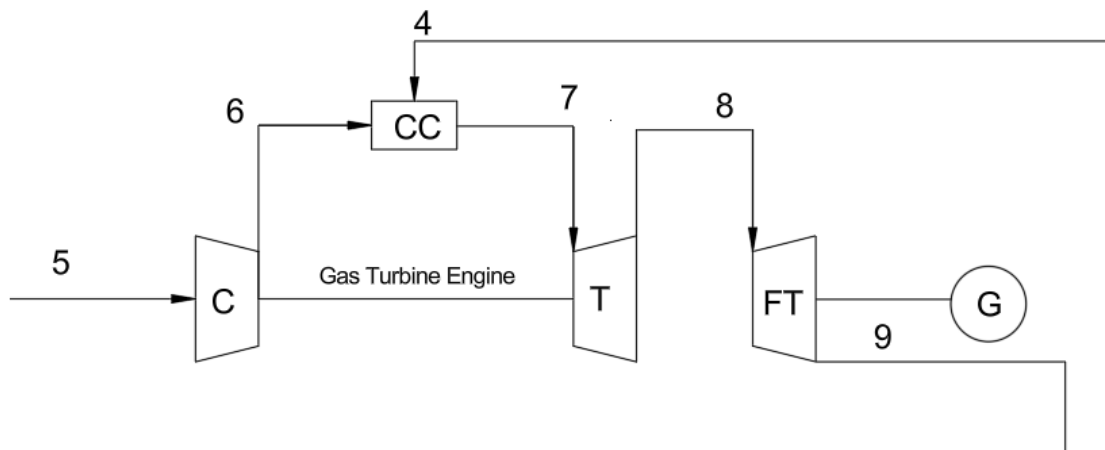


Рис.2 — Конструкция газовой турбины авиационного типа

Таблица 1- Основные тепловые параметры поперечного сечения.

Раздел	Материал	Массовый поток/(кг/с)	T/°C	P/кПа
5	Воздух	31,0	15	101.325
6	Воздух	31,0	466,43	1965,746
4	НГ (метан)	0.643	16,41	2200
7	Газ	31,643	1043,7	1867,459
8	Газ	31,81	882,1	424,316
9	Газ	31,81	594,92	116,137

Формулы, необходимые для проектирования и расчетов:

$$1. W_{\text{turbine}} = m_1 \cdot \Delta H$$

$$2. W_{\text{pump}} = m_1 \cdot \Delta H = v_1 \cdot \Delta P$$

$$3. m_1 \cdot \Delta H_1 = m_2 \cdot \Delta H_2$$

Где H — изменение энтальпии, v — удельный объем.

Общая тепловая эффективность

$$\eta_{he} = \frac{\Sigma W_{net}}{m_{LNG} \cdot H_f}$$

Где — высокая теплотворная способность СПГ.

Общее увеличение выходной мощности

$$In = \frac{\Sigma W_{orc} + W_{steam.turbine} - W_{fan}}{W_{gas}}$$

Таблица 2 - Сравнение результатов расчетов по двум схемам.

Тип	Мощность кВт	Эффективность %	Увеличение мощности %	Повышение эффективности %
прототип D-36	10923,6	34,08	/	/
Комбинированный цикл СПГ	15262,14	47,73	40,05	39,72
Трехступенчатый цикл Ранкина	14470,02	45,14	32,45	32,47

Система комбинированного цикла превосходит трехступенчатый цикл Ранкина как по мощности, так и по эффективности. Вероятно, это связано с тем, что азотный цикл Брайтона, использующий холодовую энергию СПГ, имеет большую среднюю разницу эндотермических и экзотермических температур, в то время как органический цикл Ранкина несколько менее эффективен в использовании высоких и низких температур из-за ограничений термодинамических свойств рабочего тела.

В практических инженерных приложениях необходимо также учитывать сложность оборудования, инвестиционные затраты и эксплуатационную стабильность. Система комбинированного цикла может включать систему высокого давления азота, в то время как трехступенчатый цикл Ранкина требует нескольких теплообменников и различных контуров рабочего тела; оба варианта представляют свои собственные технические сложности.

3. Проектирование насоса для СПГ

3.1 Введение в работу насоса для сжиженного природного газа

Насосы для СПГ используются для перекачки СПГ с судов в резервуары и из резервуаров в испарители с помощью насосов высокого давления на хранилищах СПГ и терминалах. Некоторые небольшие насосы также используются при бункеровке СПГ, на заправочных станциях СПГ для легковых автомобилей, грузовиков, автобусов и т. д.

Как правило, СПГ откачивается из резервуаров с помощью погруженных в них насосов под низким давлением, а затем давление повышается до требуемого высокого уровня с помощью внешних насосов-усилителей, установленных на судне/герметичных насосных установок. Следующие насосы для СПГ используются на береговых терминалах и в других областях применения в зависимости от условий эксплуатации.

- Центробежный погружной электронасос — большой колонного типа.
- Центробежный погружной электронасос — установленный на судне.
- Насосы поверхностного монтажа с внешним двигателем — многоступенчатый центробежный насос может быть установлен.
- Поршневые насосы высокого давления — от однопоршневых до трехпоршневых.
- Шестеренчатый насос

В данной системе перекачивается сжиженный природный газ (СПГ) при малом расходе (около 84 л/мин) и среднем давлении (на выходе 22 бар, перепад около 21 бар). Основные требования к насосу - безопасность, компактность и эффективность.

Центробежные насосы при малых расходах и высоких напорах работают с низким КПД и предъявляют жёсткие требования к условиям на входе для предотвращения кавитации. Хотя герметичный погружной центробежный насос способен обеспечить нулевую утечку, его миниатюризация сложна. Поршневые насосы легко создают высокое давление, но они громоздки, сложны, создают пульсации расхода, а подвижное уплотнение штока остаётся потенциальным

источником утечки, что неприемлемо для компактной системы СПГ.

Шестерёнчатый насос, как объёмная машина, идеально подходит для малых расходов и высоких давлений. В этом рабочем диапазоне он обладает высоким КПД и стабильной подачей. Конструкция компактна (форма «беговой дорожки»), что упрощает интеграцию. Самое главное – при применении магнитной муфты шестерёнчатый насос становится полностью герметичным, исключая подвижные уплотнения и гарантируя безопасность при перекачке СПГ.

Кроме того, он гибок в проектировании (изменением модуля, числа зубьев и ширины венца можно точно подобрать нужный расход и давление), а стоимость изготовления и обслуживания ниже, чем у поршневого. Поэтому для данной установки выбран прямозубый шестерёнчатый насос с магнитным приводом, обеспечивающим нулевую утечку.

3.2. Расчёт основных параметров насоса

Исходные данные представлены в таблице 3.

Таблица 3 - Исходные данные для проектирования

Параметр	Обозначение	Значение	Единица измерения
Массовый расход природного газа	m	0.643	кг/с
Плотность СПГ	ρ	430	кг/м ³
Давление на входе в насос	P_1	1.013	бар
Давление на выходе из насоса	P_2	22	бар
Перепад давления	$\Delta P = P_2 - P_1$	21	бар
Частота вращения	n	1450	об/мин

Объёмный расход определяется по формуле:

$$Q_v = \frac{m}{\rho} = \frac{0.643}{430} = 0.0015 \text{ м}^3/\text{с} = 84 \text{ л/мин}$$

Целевой объёмный расход $Q=84$ л/мин

Рабочий объём V_g (геометрическая производительность за один оборот вала) вычисляется по формуле:

$$V_g = \frac{Q}{n} = \frac{84}{1450} = 57.93 \text{ мл/об}$$

Используется внешнее зацепление с прямозубыми колёсами. Подбираем модуль m , число зубьев z и ширину венца B так, чтобы расчётный рабочий объём был близок к требуемому.

Для стандартного насоса с внешним зацеплением:

$$V_g = 2\pi z m^2 B \times 10^{-3}$$

где m и B в миллиметрах.

Подбор параметров: Принимаем $z=14$, $m=4$ мм, $B=40$ мм.

Выбранные параметры:

Число зубьев $z=14$

Модуль $m=4$ мм

Ширина венца $B=40$ мм

Таблица 4 - Расчёт остальных геометрических размеров:

Наименование	Формула	Расчётное значение (мм)
Делительный диаметр	$d=mz$	56
Высота головки зуба	$h_a = m$	4
Высота ножки зуба	$h_f = 1.25m$	5
Диаметр вершин	$d_a = d + 2h_a$	64
Диаметр впадин	$d_f = d - 2h_f$	46
Межосевое расстояние	$a = d$	56

Ограничение окружной скорости необходимо для предотвращения кавитации и вибраций. Формула:

$$v = \frac{\pi d_a n}{60 \times 1000} = 4.86 \text{ м/с}$$

$v < 5 \text{ м/с}$, условие выполнено.

Используем более точную формулу для прямозубых колёс ($\cos\beta=1$):

$$Q_{th} = \frac{nB(d_a^2 - d_f^2)\pi \times 60 \times 10^{-9}}{4} = 5.41 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Действительная подача меньше теоретической из-за внутренних утечек. Вводим объёмный КПД η_v . Для малых высоконапорных шестерёнчатых насосов принимаем $\eta_v=0.93$.

$$Q_{act} = Q_{th} \cdot \eta_v = 5.03 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Относительное отклонение от целевого расхода $5.04 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет около - 0.2%, что допустимо.

Расчёт мощности на валу и мощности электродвигателя:

Гидравлическая мощность (в практических единицах):

$$P_h = \frac{Q \cdot \Delta p}{600} = \frac{84 \times 21}{600} = 2.94 \text{ кВт}$$

Полученные результаты соответствуют мощности насоса СПГ в трехступенчатом цикле Ранкина, с минимальной погрешностью и в пределах допустимых значений.

Проверка скорости жидкости на входе в насос. По принятому диаметру входного патрубка 40 мм рассчитаем скорость потока, чтобы убедиться в отсутствии кавитации.

Площадь сечения:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = 0.0012566 \text{ м}^2$$

Объёмный расход $Q_v = 0.0014 \text{ м}^3/\text{с}$, тогда:

$$v_{in} = \frac{Q_v}{A} = 1.114 \text{ м/с}$$

Рекомендуемая скорость на входе для центробежных насосов СПГ составляет $0.5 \dots 2.0 \text{ м/с}$. Полученное значение лежит в допустимом диапазоне, конструкция

приемлема.

Таблица 5 - Сводная таблица результатов расчёта

Параметр	Значение	Ед. изм.
Объёмный расход Q	84	л/мин
Перепад давления ΔP	21	бар
Частота вращения n	1450	об/мин
Теоретический рабочий объём V_g	57.93	мл/об
Число зубьев z	14	-
Модуль m	4	мм
Ширина венца B	40	мм
Делительный диаметр d	56	мм
Диаметр вершин d_a	64	мм
Диаметр впадин d_f	46	мм
Межосевое расстояние a	56	мм
Окружная скорость v	4.86	м/с
Теоретическая подача Q_{th}	5.41	м ³ /с
Действительная подача Q_{act}	4.98	м ³ /с
Гидравлическая мощность P_h	2.94	кВт
Скорость на входе v_{in}	1.11	м/с

Заключение

Я разработал две схемы, которые позволяют повысить эффективность на 32,45% и 40,05% соответственно, что является существенным улучшением. Оба решения позволили добиться повышения мощности и эффективности более чем на 30% по сравнению с прототипом, в полной мере продемонстрировав технический потенциал одновременного использования отработанного тепла дымовых газов и холодной энергии сжиженного природного газа.

Кроме того, в рамках данной работы был разработан шестеренчатый насос для создания давления в сжиженном природном газе.

Библиографический список

- [1] Tianbiao He, Zheng Rong Chong, Junjie Zheng, Yonglin Ju, Praveen Linga, LNG cold energy utilization: Prospects and challenges, Energy, Volume 170, 2019, Pages 557-568, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.170>.
- [2] Tianbiao He, Hongyu Lv, Zixian Shao, Jibao Zhang, Xialian Xing, Huigang Ma, Cascade utilization of LNG cold energy by integrating cryogenic energy storage, organic Rankine cycle and direct cooling, Applied Energy, Volume 277, 2020, 115570, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115570>.
- [3] Teng Wan, Weihong Zhou, Bin Bai, Peng Zhang, Evaluations of energy, exergy, and economic (3E) on a liquefied natural gas (LNG) cold energy utilization system, International Journal of Hydrogen Energy, Volume 65, 2024, Pages 308-318, ISSN 0360-3199, <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.04.053>.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ И КОНФЕРЕНЦИЙ

1. Магистрант... Перспективы снижения экологических проблем в процессах сгорания за счет использования альтернативных авиационных топлив / Международная научно-техническая конференция имени Н. Д. Кузнецова "Перспективы развития двигателестроения" / Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва. Самара, 2025.



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

Тема ВКР : Разработка базы данных и прогнозной модели для пластинчато-ребристого теплообменника авиационного двигателя

Магистрант группы 2224-240405D

ФИО

Руководитель: д.т.н., профессор кафедры

Кафедра теплотехники и тепловых

двигателей

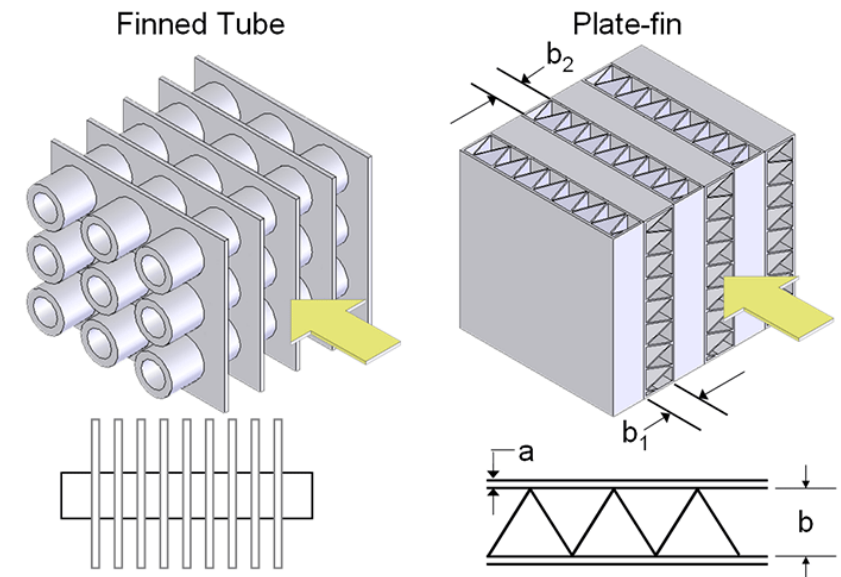
Угланов Д. А.

Самара 2025

Актуальность исследования

Цель работы: разработка и валидация нейросетевой модели для прогнозирования теплопередачи и гидравлического сопротивления в компактных пластинчато-ребристых теплообменниках авиационных двигателей с целью повышения эффективности расчётного проектирования.

- Пластинчато-ребристые теплообменники широко применяются в системах охлаждения авиационных двигателей благодаря высокой компактности и эффективности теплообмена [1].
- Однако большое число геометрических параметров и сложная зависимость теплогидравлических характеристик от режима течения существенно усложняют процесс проектирования.
- Традиционные CFD-расчёты требуют значительных вычислительных затрат, что делает актуальным применение данных-ориентированных методов прогнозирования [4–6].



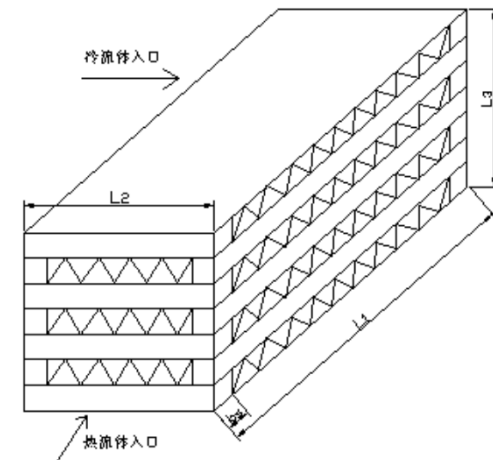
Компактный теплообменник

Объект исследования и параметры

Объект исследования — волнистый пластинчато-ребристый теплообменник. В работе рассматриваются основные геометрические параметры ребристой поверхности, а также режимные параметры потока, которые оказывают решающее влияние на теплоотдачу и потери давления [1–3].

Геометрические параметры	
шаг ребер	$p_f = 1,0 \sim 4,0 \text{ мм}$
высота ребер	$h_f = 3,0 \sim 12,0 \text{ мм}$
толщина ребер	$t_f = 0,08 \sim 0,30 \text{ мм}$
амплитуда волны	$A_w = 1,0 \sim 5,0 \text{ мм}$
длина волны	$\lambda_w = 5,0 \sim 25,0 \text{ мм}$

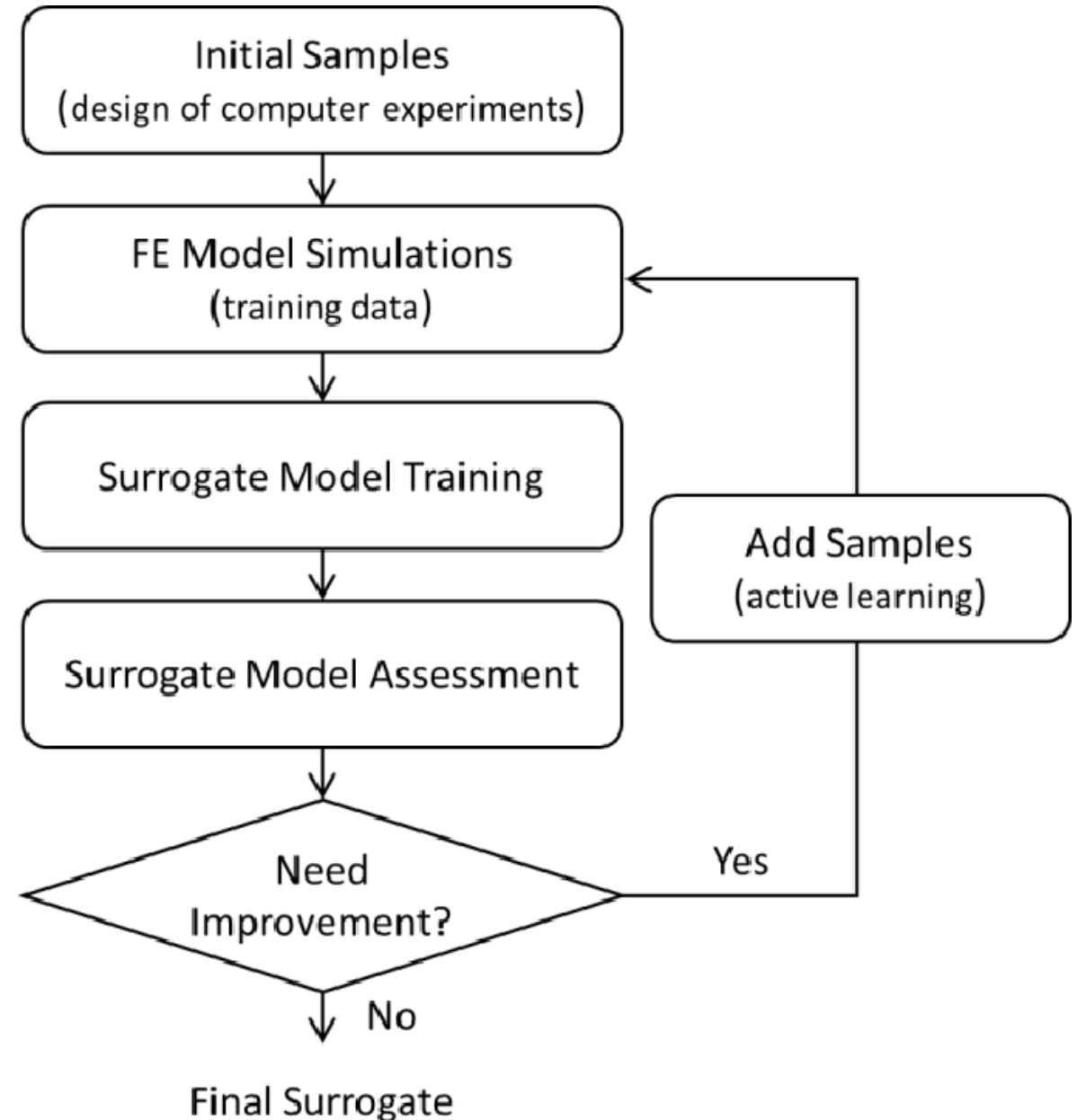
Режимный параметр	
скорость входящего воздушного потока	$V_0 = 1,0 \sim 8,0 \text{ м/с}$



Волнистый пластинчато-ребристый теплообменник

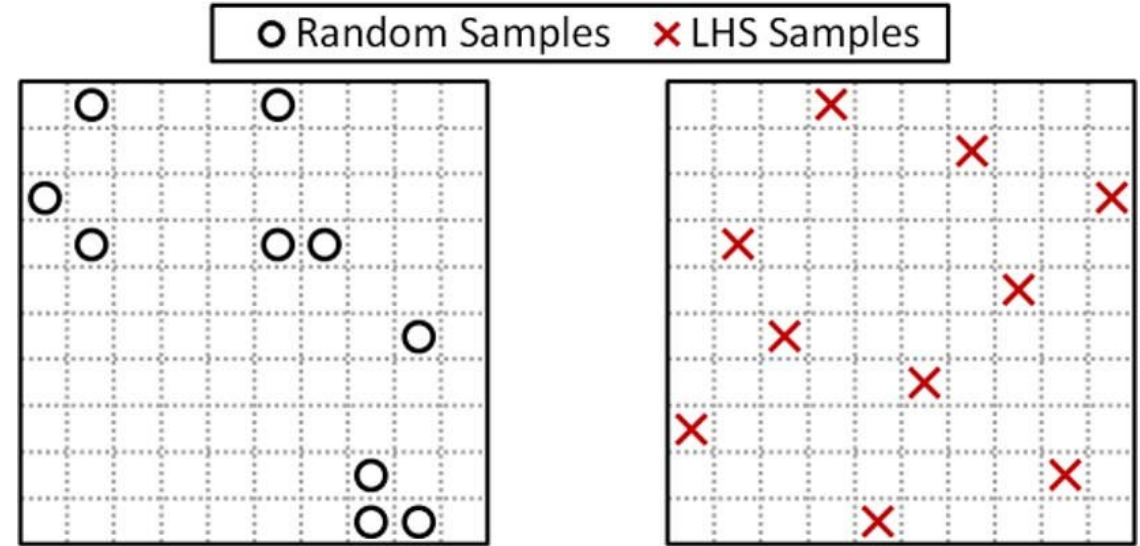
Методика исследования

В работе применяется поэтапный подход, включающий формирование параметрического пространства, генерацию расчётных точек, построение базы данных и последующую разработку прогнозной модели. Такой подход широко используется в современных исследованиях теплообменников и surrogate-моделирования [7–9].



Текущий этап: формирование базы данных

На текущем этапе разработан программный инструмент на языке Python для генерации расчётных точек с использованием метода Latin Hypercube Sampling (LHS). В шестимерном пространстве параметров сгенерировано 100 расчётных случаев, равномерно покрывающих диапазоны геометрических и режимных параметров. Полученные данные сохранены в формате CSV и предназначены для дальнейших CFD-расчётов.



```

Select_points.py
1 import numpy as np
2 import pandas as pd
3
4 def lhs(n_samples: int, n_dim: int, random_state: int = None) -> np.ndarray:
5     """Generate Latin Hypercube Sampling (LHS) points in a grid pattern.
6     Ensure that the random numbers generated are the same every time the code is run
7     if random_state is not None:
8         np.random.seed(random_state)
9
10    # Initialization
11    H = np.zeros((n_samples, n_dim))
12
13    # Perform Latin Hypercube Sampling on each dimension separately
14    for j in range(n_dim):
15        # Divide the interval [0,1] into n_samples segments
16        cut = np.linspace(0, 1, n_samples + 1)
17        # Randomly select one point in each small segment.
18        u = np.random.rand(n_samples)
19        points = cut[1:-1] * u + (cut[1:] - cut[:-1])
20        # Randomize the order to prevent alignment with other dimensions into a grid pattern
21        np.random.shuffle(points)
22        H[:, j] = points
23
24    return H
25
26 # ===== Defining the parameter space =====
27 param_space = {
28     "fin_pitch_mm": (1.0, 4.0), # p.f
29     "fin_height_mm": (3.0, 12.0), # h.f
30     "fin_thickness_mm": (0.08, 0.30), # t.f
31     "wave_amplitude_mm": (1.0, 5.0), # A.w
32     "wave_length_mm": (5.0, 25.0), # L.w
33     # Operating parameters
34     "air_velocity_ms": (1.0, 8.0), # Average entry speed
35 }
36
37 # How many test points need to be generated
38 n_samples_1 = 100
39
40 # ===== Generate LHS samples =====
41 param_names = list(param_space.keys())
42 bounds = np.array([param_space[name] for name in param_names]) # shape: (n_dim, 2)
43 n_dim_1 = bounds.shape[0]
44
45 H_unit = lhs(n_samples=n_samples_1, n_dim=n_dim_1, random_state=35)
46 print(H_unit[:5])
47
48 # ===== Mapped to the actual physical range =====
49 lower = bounds[:, 0]
50 upper = bounds[:, 1]
51 scaled = lower + H_unit * (upper - lower)
52 print(scaled[:5])
53
54 # ===== Save as CSV =====
55 df = pd.DataFrame(scaled, columns=param_names)
56
57 # Assign a number to each line
58 df.insert(loc=0, column="case_id", value=np.arange(1, n_samples_1 + 1))
59
60 output_file = "wavy_fin_LHS_samples.csv"
61 df.to_csv(output_file, index=False)
62
63 print(f"{n_samples_1} samples have been generated and saved to: {output_file}")
64 print(df.head())

```



case_id	fin_pitch_mm	fin_height_mm	fin_thickness_mm	wave_amplitude_mm	wave_length_mm	air_velocity_ms
1	3.534	9.881	0.174	2.760	21.101	3.067
2	1.331	4.951	0.269	1.701	15.753	5.224
3	3.040	6.870	0.167	4.594	12.220	7.116
4	1.014	5.857	0.103	4.533	9.765	3.954
5	3.519	3.608	0.254	1.915	12.483	5.848
6	3.193	10.119	0.163	4.831	9.115	6.327
7	3.591	8.837	0.152	3.932	12.186	1.885
8	1.563	7.775	0.295	3.882	5.940	6.004
9	1.750	6.552	0.111	2.146	8.221	3.682
10	1.692	3.176	0.095	3.208	20.760	5.789
11	3.053	8.574	0.240	4.901	6.336	2.366
12	3.246	3.367	0.178	4.058	13.883	4.399
13	2.075	9.329	0.159	2.245	20.138	5.113
14	1.098	4.762	0.088	1.959	13.427	3.654
15	1.324	10.872	0.282	3.000	22.365	7.249
16	2.978	3.272	0.241	4.114	11.428	1.630
17	3.177	5.776	0.170	3.854	18.591	3.872
18	1.540	3.813	0.193	4.203	16.843	4.881
19	3.401	3.459	0.121	3.702	10.514	2.840
20	3.656	4.702	0.145	2.918	7.666	7.921
21	1.986	11.084	0.210	3.773	24.131	4.477
22	3.979	4.253	0.290	2.176	14.128	2.327
23	2.166	8.998	0.128	4.989	21.605	7.849
24	3.470	6.346	0.119	1.467	8.671	5.019

Дальнейшие этапы работы

На следующем этапе планируется выполнение CFD-расчётов на основе сформированной выборки и построение базы данных теплогидравлических характеристик. Далее будет разработана нейросетевая модель для прогнозирования характеристик теплообменника и анализа влияния параметров конструкции.

Выводы

- Определён объект исследования и система параметров
- Реализован этап генерации базы данных с использованием LHS
- Создана основа для дальнейшего CFD- и нейросетевого моделирования

Такой подход позволит объединить традиционные методы теплотехнического анализа[1–3] и современные данные-ориентированные методы моделирования и оптимизации[4–9]. Итогом станет формирование научно обоснованной методики прогнозирования и улучшения характеристик пластинчато-ребристых теплообменников, применяемых в системах охлаждения авиационных двигателей, а также создание базы для последующих инженерных разработок.

Библиографический список

1. Kays W.M., London A.L. Compact Heat Exchangers. – 3rd ed. – New York: McGraw-Hill, 1998. – 512 p.
2. Alur S. Experimental Studies on Plate Fin Heat Exchangers. – PhD Thesis. – National Institute of Technology Rourkela, India, 2012.
3. Yu C., Li H., Wang X., et al. Analysis of Water-Cooled Intercooler Thermal Characteristics // Energies. – 2021. – Vol. 14. – No. 24. – P. 8332.
4. Peng H., Ling X. Neural networks analysis of thermal characteristics on plate-fin heat exchangers with limited experimental data // Applied Thermal Engineering. – 2009. – Vol. 29. – P. 2251–2258.
5. Mohanraj M., Jayaraj S., Muraleedharan C. Applications of artificial neural networks for thermal analysis of heat exchangers – A review // International Journal of Thermal Sciences. – 2015. – Vol. 90. – P. 150–172.
6. Gupta A.K., Kumar P., Sahoo R.K., et al. Performance measurement of plate fin heat exchanger by exploration: ANN, ANFIS, GA and SA // Journal of Computational Design and Engineering. – 2017. – Vol. 4. – No. 1. – P. 60–76.
7. Nascimento C.A.R. do, Mariani V.C., Coelho L.S. Integrative numerical modeling and thermodynamic optimal design of counter-flow plate-fin heat exchanger applying neural networks // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2020. – Vol. 159. – Art. 120097.
8. Sikirica A., Grbčić L., Kranjčević L. Machine learning based surrogate models for microchannel heat sink optimization // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2023. – Online first.
9. Cao Y., Zhan J., Zhou J., Si F. Design Optimization of Plate-Fin Heat Exchanger in a Gas Turbine and S-CO₂ Combined Cycle // Applied Sciences. – 2022. – Vol. 12. – No. 1. – Art. 42.
10. Алексеенко С.В., Бойко А.В., Михеев Н.И. Тепломассообмен и гидродинамика в каналах с интенсифицированной теплоотдачей // Теплофизика высоких температур. – 2016. – Т. 54. – № 3. – С. 327–348.
11. Холодов А.А. Численное моделирование турбулентного течения и теплообмена в каналах с развитой поверхностью // Вестник МЭИ. – 2017. – № 4. – С. 41–50.
12. Кондратьев В.В. Оптимизация параметров теплообменных аппаратов с учётом теплогидравлических критериев // Энергетика и теплоэнергетическое машиностроение. – 2020. – № 6. – С. 15–22.