

УДК: 621.515

А.А. Гурский, В.А. Денисенко, А.Е. Гончаренко

Учебно-научный институт механики, автоматизации и робототехники им. П.Н. Платонова Одесской национальной академии пищевых технологий, 65039, ул. Канатная, 112, г. Одесса, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

В данной работе описывается модель холодильного центробежного компрессора, разработанная средствами среды MATLAB\Simulink, в которой характеристики компрессора представляются в виде табличных данных в блоках Lookup Table.

Для оценки адекватности рассматриваемой модели приводится сравнительный анализ с альтернативным вариантом модели, которая представляет характеристику компрессора интерполяционными сплайн-функциями.

Приводится, полученное в результате моделирования, поле характеристик компрессора, на котором изображено 12 характеристик турбокомпрессора и 4 характеристики сети (конденсатора) в координатах степень повышения давления – производительность. На основе сравнительного анализа результатов моделирования делается вывод о целесообразности применения определенных подходов при синтезе модели.

Ключевые слова: Центробежный компрессор – Холодильная установка – Турбокомпрессорная установка – Характеристики турбокомпрессора – Модель турбокомпрессора.

О.О. Гурський, В.А. Денисенко, О.Є. Гончаренко

Навчально-науковий інститут механіки, автоматизації і робототехніки ім. П.М. Платонова Одеської національної академії харчових технологій, 65039, вул. Канатна, 112, м. Одеса, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ СТАТИЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕССОРА

У даній роботі описується модель холодильного відцентрового компресора, що розроблена засобами середовища MATLAB\Simulink, у якій характеристики компресора представляються у вигляді табличних даних у блоках Lookup Table.

Для оцінки адекватності розглянутої моделі приводиться порівняльний аналіз з альтернативним варіантом моделі, яка представляє характеристику компресора інтерполяційними сплайн-функціями.

Приводиться, отримане в результаті моделювання, поле характеристик компресора, на якому зображено 12 характеристик турбокомпресора та 4 характеристики мережі (конденсатора) у координатах ступінь підвищення тиску – продуктивність. На основі порівняльного аналізу результатів моделювання робиться висновок про доцільність застосування певних підходів при синтезі моделі.

Ключові слова: Відцентровий компресор – Холодильна установка – Турбокомпресорна установка – Характеристики турбокомпресора – Модель турбокомпресора.

I. ВВЕДЕНИЕ

Экстремальными характеристиками обладают многие объекты управления. Центробежные компрессоры – одни из тех объектов у которых осуществляется дрейф экстремума КПД при изменении режима функционирования. На многих промышленных предприятиях эксплуатируются данные мощные центробежные компрессоры, функционирование которых обеспечивается не в энергоэффективном режиме. Типовые системы управ-

ления не способны обеспечить наивысший КПД компрессоров при различной их производительности. Таким образом, особое внимание уделяется разработке нетиповых систем управления турбокомпрессорами [1].

При разработке, практически любой системы управления, целесообразно иметь модель для оценки энергоэффективности функционирования турбокомпрессорной установки. Следовательно, актуальность разработки модели компрессора обусловлена необходимостью обеспечения энерго-

фективного режима функціонування в процесі автоматичного управління.

Обзор современных достижений

Моделированию характеристик турбокомпрессоров и синтезу модели центробежного компрессора (ЦБК) как объекта управления уделялось достаточно внимания [2-4]. В связи с существенной нелинейностью центробежного компрессора как объекта управления было выделено особое направление – это моделирование турбокомпрессора в классе логико-динамических систем (ЛДС) [5]. В настоящей работе рассматриваются различные подходы моделирования ЦБК, в том числе в классе ЛДС и представляются различные модели. А также проводится соответствующий сравнительный анализ результатов моделирования, который позволяет выделить наилучший вариант разработки модели.

Цель и задача настоящей работы

Целью работы является повышение точности моделирования статических режимов работы центробежного компрессора.

Для достижения поставленной цели необходимо было разработать модели, отражающие характеристики центробежных компрессоров при различных скоростях вращения вала и углах установки лопаток диффузора.

II. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

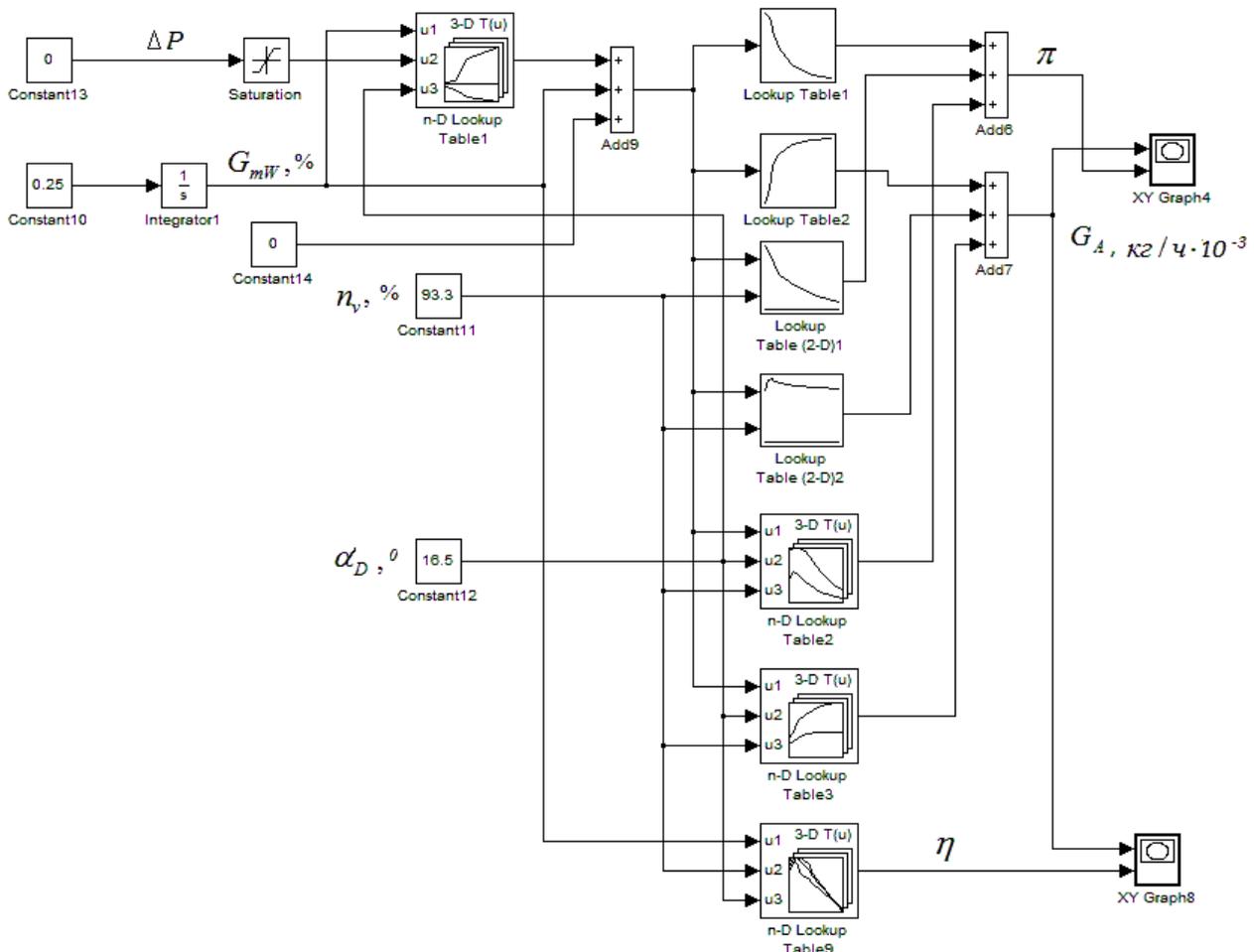


Рисунок 1 – Структурная схема модели турбокомпрессора представленная в среде MATLAB/Simulink

Характеристики различных холодильных центробежных компрессоров имеют определенные сходства, при этом, такие параметры как степень повышения давления, КПД, потребляемая мощность, производительность во многом определяются конструктивными размерами и особенностями компрессора, а также конкретным холодильным агентом.

В настоящей работе при разработке модели, в качестве основы были взяты характеристики компрессора холодильной установки ДР-1У, работающей на агенте Р22 [6, 7], а также рассматривались характеристики компрессоров представленные в различных работах [8, 9].

В случае изменения холодильного агента Р22 на какой либо другой или при рассмотрении какого либо другого компрессора, модель представленная в настоящей работе должна быть скорректирована. При этом, коррекция модели должна быть выполнена при условии несущественном изменении ее основных параметров, которые определяют форму и характер смещения характеристик.

На рисунке 1 представлена структурная схема модели турбокомпрессора средствами среды MATLAB/Simulink.

Данная модель представляет характеристики турбокомпрессора (статические зависимости):

$$\pi = f(G_{mW}, n_v, \alpha_D, \Delta P_0);$$

$$G_A = f(G_{mW}, n_v, \alpha_D, \Delta P_0);$$

$$\eta = f(G_{mW}, n_v, \alpha_D, \Delta P_0)$$

где G_{mW} – расход охлаждающей среды на конденсаторе; n_v – скорость вращения вала турбокомпрессора; α_D – угол установки лопаток диффузора; ΔP_0 – изменение давления всасывания; π – степень повышения давления; G_A – расход холодильного агента (производительность компрессора); η – КПД турбокомпрессора.

Характеристики турбокомпрессора определены в виде табличных данных в блоках Lookup Table модели, реализованной в среде MATLAB\Simulink (рисунок 1). В данной модели линейная интерполяция вызывает определённую погрешность результатов моделирования и необходимость оценки адекватности модели. При этом оценка адекватности данной модели может быть установлена при сравнительном анализе с альтернативным вариантом модели, представленной интерполяционными сплайн-функциями. Данный анализ необходим в связи с тем, что изначально имеется ограниченное количество экспериментальных данных – параметры турбокомпрессорной установки при расходе охлаждающей среды на конденсаторе G_{mW} – 2,5%; 12,5%; 37,5%; 87,5%. Все остальные данные, представленные в блоках Lookup Table (рис. 2 – 10) приняты с определённой погрешностью, из-за отсутствия особой нелинейности статических характеристик турбокомпрессоров позволяющей выделить зоны высокого, среднего и низкого влияния изменения расхода охлаждающей среды G_{mW} на изменение производительности турбокомпрессора G_A [10].

Breakpoints	Column	(1)
Row		--
(1)	2.5	3.3
(2)	6.25	3.27
(3)	10.75	3.22
(4)	12.5	3.1
(5)	20	2.9
(6)	37.5	2.7
(7)	62.5	2.58
(8)	87.5	2.55

Lookup Table1

Рисунок 2 – Зависимость между расходом охлаждающей среды на конденсаторе G_{mW} и степенью повышения давления π , при скорости вращения вала $n_v = 80\%$ (от номинальной) и угле установки лопаток диффузора $\alpha_D = 4,7^\circ$

Breakpoints	Column	(1)
Row		--
(1)	2.5	11.5
(2)	6.25	13.75
(3)	10.75	17.5
(4)	12.5	21
(5)	20	23.75
(6)	37.5	26.2
(7)	62.5	27.5
(8)	87.5	27.8

Lookup Table2

Рисунок 3 – Зависимость между расходом охлаждающей среды на конденсаторе G_{mW} и расходом холодильного агента G_A , при скорости вращения вала $n_v = 80\%$ (от номинальной) и угле установки лопаток диффузора $\alpha_D = 4,7^\circ$

Breakpoints	Column	(1)	(2)
Row		80	100
(1)	2.5	0	1.1
(2)	6.25	0	1.03
(3)	10.75	0	0.88
(4)	12.5	0	0.8
(5)	20	0	0.58
(6)	37.5	0	0.4
(7)	62.5	0	0.22
(8)	87.5	0	0.12

Lookup Table (2-D)1

Рисунок 4 – Зависимость между расходом охлаждающей среды на конденсаторе G_{mW} , скоростью вращения вала n_v (80%; 100%) и увеличением степени повышения давления $\Delta \pi$ при угле установки лопаток диффузора $\alpha_D = 4,7^\circ$

Breakpoints	Column	(1)	(2)
Row		80	100
(1)	2.5	0	20.5
(2)	6.25	0	24.75
(3)	10.75	0	25.2
(4)	12.5	0	24
(5)	20	0	23.15
(6)	37.5	0	22
(7)	62.5	0	21.4
(8)	87.5	0	21.2

Lookup Table (2-D)2

Рисунок 5 – Зависимость между расходом охлаждающей среды на конденсаторе G_{mW} , скоростью вращения вала n_v (80%; 100%) и увеличением расхода холодильного агента ΔG_A при угле установки лопаток диффузора $\alpha_D = 4,7^\circ$

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)
Row		4.7	8.5	16.5
(1)	10.75	0	0.4	0.95
(2)	12.5	0	0.43	1.01
(3)	20	0	0.6125	1.07
(4)	25	0	0.55	1.05
(5)	37.5	0	0.395	1
(6)	62.5	0	0.2	0.6
(7)	87.5	0	0.125	0.3125
(8)	100	0	0.1	0.25

Data Type: Row: Column: Table:

Dimension Selector:

Dimension size	8	3	2
Select 2-D slice	All	All	1

n-D Lookup Table 1

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)
Row		4.7	8.5	16.5
(1)	10.75	0	0.98	1.75
(2)	12.5	0	1.062	1.7
(3)	20	0	0.9125	1.75
(4)	25	0	0.6875	1.2
(5)	37.5	0	0.475	1
(6)	62.5	0	0.2	0.5
(7)	87.5	0	0.125	0.3125
(8)	100	0	0.1	0.25

Data Type: Row: Column: Table:

Dimension Selector:

Dimension size	8	3	2
Select 2-D slice	All	All	2

n-D Lookup Table 2

Рисунок 6 – Зависимости между расходом охлаждающей среды на конденсаторе G_{mW} , углом установки лопаток диффузора α_D ($4,7^0$; $8,5^0$; $16,5^0$) и увеличением степени повышения давления $\Delta \mathcal{T}$ при скорости вращения вала $n_v = 80\%$ (n-D Lookup Table 1) и при $n_v = 100\%$ (n-D Lookup Table 2)

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)
Row		4.7	8.5	16.5
(1)	10.75	0	24.5	30
(2)	12.5	0	25	34.25
(3)	20	0	28.25	44
(4)	25	0	35.5	64.8
(5)	37.5	0	42.35	76.5
(6)	62.5	0	44.7	92.4
(7)	87.5	0	45	98.5
(8)	100	0	45	99

Data Type: Row: Column: Table:

Dimension Selector:

Dimension size	8	3	2
Select 2-D slice	All	All	1

n-D Lookup Table 3 1

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)
Row		4.7	8.5	16.5
(1)	10.75	0	24.5	40
(2)	12.5	0	35	54.25
(3)	20	0	41.25	78
(4)	25	0	42.5	92.8
(5)	37.5	0	43.75	96.5
(6)	62.5	0	44.7	98.4
(7)	87.5	0	45	99
(8)	100	0	45	99

Data Type: Row: Column: Table:

Dimension Selector:

Dimension size	8	3	2
Select 2-D slice	All	All	2

n-D Lookup Table 3 2

Рисунок 7 – Зависимости между расходом охлаждающей среды на конденсаторе G_{mW} , углом установки лопаток диффузора α_D ($4,7^0$; $8,5^0$; $16,5^0$) и увеличением расхода холодильного агента ΔG_A при скорости вращения вала $n_v = 80\%$ (n-D Lookup Table 3 1) и при $n_v = 100\%$ (n-D Lookup Table 3 2)

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)
Row		-0.5	0	0.5
(1)	2.5	-3	0	5
(2)	6.25	-10	0	7
(3)	20	-20	0	15
(4)	37.5	-50	0	100
(5)	87.5	-70	0	150

Data Type: Row: Column: Table:

Dimension Selector:

Dimension size	5	3	2
Select 2-D slice	All	All	1

n-D Lookup Table 1 1

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)
Row		-0.5	0	0.5
(1)	2.5	-3	0	1
(2)	6.25	-5	0	3
(3)	20	-10	0	5
(4)	37.5	-20	0	15
(5)	87.5	-50	0	40

Data Type: Row: Column: Table:

Dimension Selector:

Dimension size	5	3	2
Select 2-D slice	All	All	2

n-D Lookup Table 1 2

Рисунок 8 – Зависимости между расходом охлаждающей среды на конденсаторе G_{mW} , изменением давления всасывания ΔP_0 (0 ; $0,5$) и степенью корректировки характеристики компрессора при угле установки лопаток диффузора $\alpha_D = 4,7^0$ (n-D Lookup Table 1 1) и при $\alpha_D = 16,5^0$ (n-D Lookup Table 1 2)

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)
Row		80	90	100
(1)	2.5	0.4	0.43	0.45
(2)	6.25	0.42	0.45	0.495
(3)	10.75	0.46	0.495	0.51
(4)	12.5	0.495	0.51	0.47
(5)	17.5	0.505	0.498	0.45
(6)	20	0.51	0.49	0.4
(7)	22.5	0.505	0.47	0.39
(8)	25	0.49	0.46	0.38
(9)	35	0.45	0.41	0.35
(10)	37.5	0.4	0.38	0.33
(11)	87.5	0.12	0.13	0.14

Data Type: Row: Column: Table:

Dimension Selector:

Dimension size	11	3	3
Select 2-D slice	All	All	1

n-D Lookup Table9 1

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)
Row		80	90	100
(1)	2.5	0.55	0.56	0.57
(2)	6.25	0.56	0.57	0.58
(3)	10.75	0.57	0.59	0.6
(4)	12.5	0.58	0.65	0.66
(5)	17.5	0.59	0.655	0.62
(6)	20	0.6	0.66	0.6
(7)	22.5	0.63	0.61	0.55
(8)	25	0.65	0.57	0.5
(9)	35	0.615	0.4	0.43
(10)	37.5	0.6	0.335	0.38
(11)	87.5	0.15	0.155	0.16

Data Type: Row: Column: Table:

Dimension Selector:

Dimension size	11	3	3
Select 2-D slice	All	All	2

n-D Lookup Table9 2

Рисунок 9 – Зависимости между расходом охлаждающей среды на конденсаторе G_{mw} , скоростью вращения вала n_v (80%; 100%) и КПД η турбокомпрессора при угле установки лопаток диффузора $\alpha_d = 4,7^0$ (n-D Lookup Table9 1) и при $\alpha_d = 8,5^0$ (n-D Lookup Table9 2)

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)
Row		80	90	100
(1)	2.5	0.5	0.52	0.53
(2)	6.25	0.52	0.53	0.55
(3)	10.75	0.55	0.55	0.57
(4)	12.5	0.58	0.57	0.64
(5)	17.5	0.59	0.65	0.685
(6)	20	0.6	0.69	0.705
(7)	22.5	0.64	0.72	0.75
(8)	25	0.7	0.75	0.68
(9)	35	0.745	0.66	0.48
(10)	37.5	0.75	0.63	0.42
(11)	87.5	0.35	0.155	0.16

Data Type: Row: Column: Table:

Dimension Selector:

Dimension size	11	3	3
Select 2-D slice	All	All	3

n-D Lookup Table9 3

Рисунок 10 – Зависимость между расходом охлаждающей среды на конденсаторе G_{mw} , скоростью вращения вала n_v (80%; 100%) и КПД η турбокомпрессора при угле установки лопаток диффузора $\alpha_d = 16,5^0$ (n-D Lookup Table9 3)

Табличные данные, представленные на рисунках 2 – 10, определяют характеристики компрессора в координатах степень повышения давления – расход холодильного агента ($\pi - G_A$) и $\eta - G_A$ при различных углах установки лопаток диффузора α_d и скоростях вращения вала n_v . Параметры рабочей точки турбокомпрессора определяются на основе входных данных – α_d , n_v , G_{mw} , ΔP_0 .

На рисунке 11 отражена структурная схема альтернативной модели турбокомпрессора, представленной двумя интерполяционными сплайн-функциями описывающими достаточно точно характеристику компрессора. Модель, представленная на рисунке 11, реализована в классе логико-динамических систем в программной среде DC-Net. Средства DC-Net, специализированы в области синтеза и исследования данных моделей логико-динамических систем.

Для определения интерполяционной сплайн-функции, состоящей из трех многочленов второй степени, было взято минимально-необходимое количество экспериментальных данных (данные 7-ми рабочих точек турбокомпрессора).

В результате моделирования было получено поле характеристик модели турбокомпрессора, представленное на рисунке 12. Из рисунка видно, что на поле в координатах $\pi - G_A$ представлено 12 характеристик турбокомпрессора и 4 характеристики сети (конденсатора) согласно имеющимся изначально данным. Это дает возможность визуально сравнить полученные характеристики с экспериментальными [6 – 8], но при этом адекватность модели необходимо оценить на основе табличных данных, представленных в таблице 1.

Отметим, на рисунке 12 характеристики 1 – 4 получены при $\alpha_d = 4,7^0$, 5 – 8 при $\alpha_d = 8,5^0$, 9 – 12 при $\alpha_d = 16,5^0$, при этом характеристики 1, 5 9 соответствуют скорости вращения вала $n_v = 80\%$ от номинальной, 2, 6, 10 соответствуют $n_v = 86,6\%$, 3, 7, 11 соответствуют $n_v = 93,3\%$, 4, 8, 12 соответствуют $n_v = 100\%$.

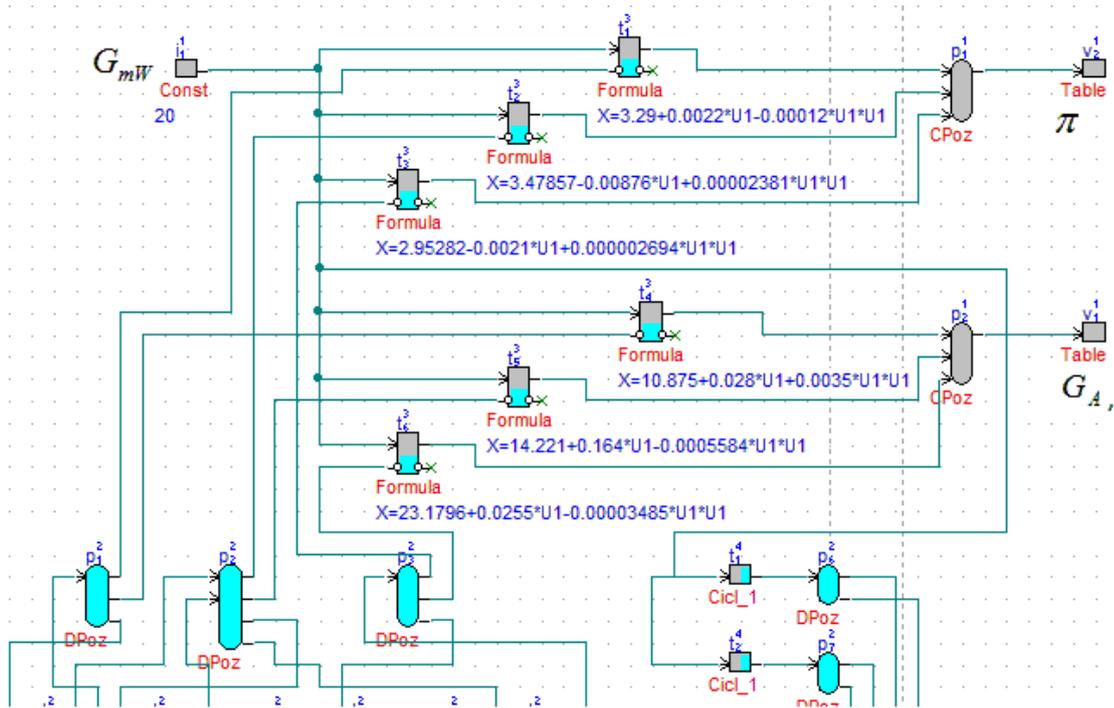


Рисунок 11 – Модель представлена, интерполяционными сплайн-функциями, средствами среды DC-Net (Визуализированная дискретно-непрерывная сеть)

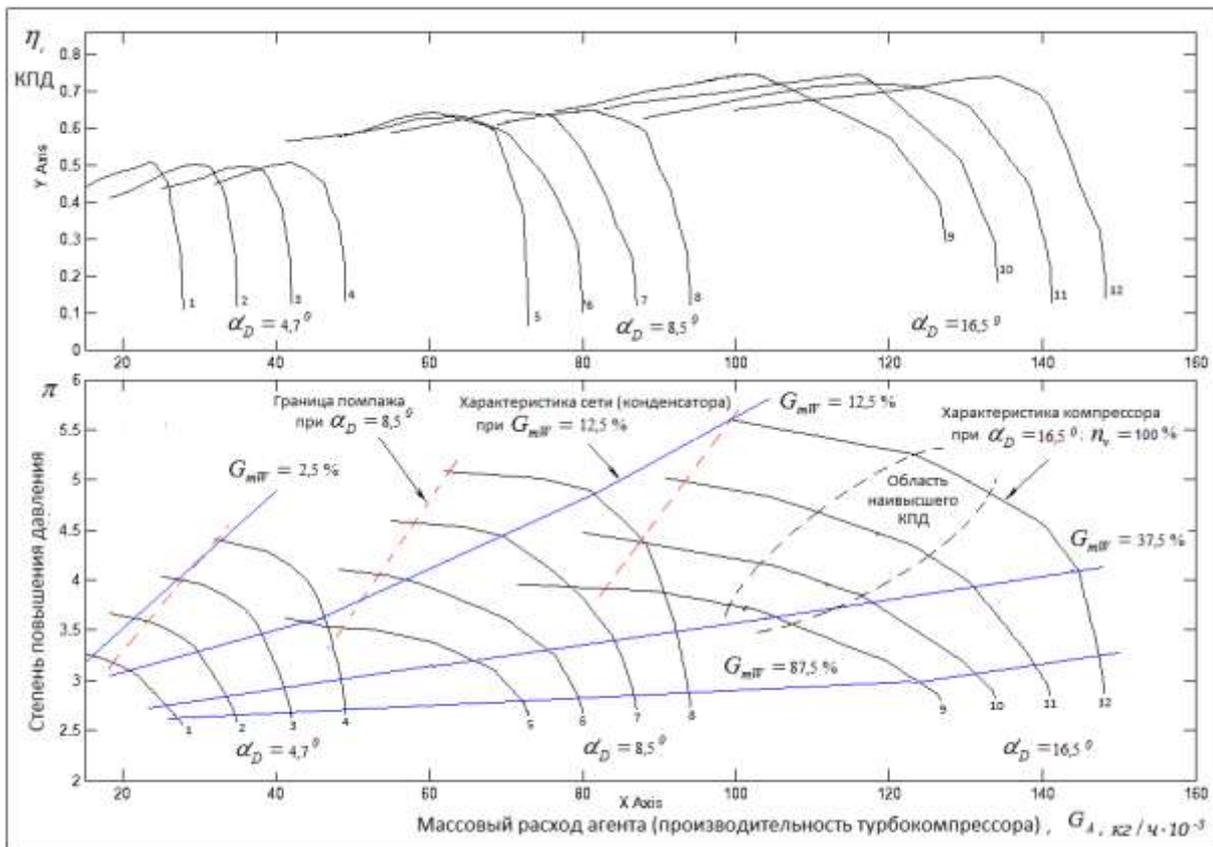


Рисунок 12 – Поле характеристик турбокомпрессора, полученное в результате моделирования в среде MATLAB\Simulink

В конечном итоге для анализа, параметры различных рабочих точек турбокомпрессора были сведены в таблицу 1. Строки 1, 4, 8 таблицы 1 со-

ответствуют экспериментальным данным, при этом как видно, относительная погрешность равна нулю.

Таблица 1 Параметры рабочих точек холодильного центробежного компрессора, π_T – степень повышения давления и G_{AT} – расход холодильного агента – данные полученные на основе модели реализованной в среде MATLAB\Simulink; π_F – степень повышения давления и G_{AF} – расход холодильного агента – данные полученные на основе модели реализованной в среде DC-Net; γ_π – относительная погрешность по степени повышения давления; γ_G – относительная погрешность по расходу холодильного агента

№	G_{mW} , %	π_T	π_F	γ_π %	G_{AT} , кг/ч · 10 ⁻³	G_{AF} , кг/ч · 10 ⁻³	γ_G %
1	2,5	3,3	3,3	0	11,5	11,5	0
2	5	3,28	3,286	0,1826	13	12,84	1,286
3	10	3,228	3,186	1,329	16,88	17,6	4,1
4	12,5	3,1	3,1	0	21	21,0	0
5	15	3,033	3,039	0,19	21,92	22,05	0,58
6	20	2,9	2,93	1,029	23,75	23,77	0,084
7	27,5	2,814	2,803	0,39	24,8	25,5	2,76
8	37,5	2,7	2,7	0	26,2	26,2	0
9	62,5	2,58	2,596	0,623	27,5	27,38	0,451

На основе данных, представленных в строках 1, 4, 8 можно сделать вывод, что рассматриваемые в настоящей работе модели практически идентичны. Но в остальных случаях данные различны и бывают довольно существенно. Так например, если принимать данные модели представленной интерполяционными сплайн-функциями как эталонные, то при $G_{mW} = 10$ % относительная погрешность модели, основанная на табличных данных Lookup Table, составляет более 4%.

Опираясь на данные, представленные в таблице 1 можно сделать вывод, что при синтезе модели, структурная схема которой представлена на рисунке 1, необходимо располагать параметрами не менее 8-ми рабочих точек на одной характеристике компрессора для получения адекватной модели с максимальной относительной погрешностью примерно 4%.

V. ВЫВОДЫ

В настоящей работе была разработана модель статических режимов функционирования турбокомпрессора на базе средств MATLAB\Simulink. Данная модель необходима для оценки энергоэффективности функционирования турбокомпрессорной установки на этапе синтеза системы управления. В процессе сравнительного анализа результатов моделирования было установлено количество экспериментальных данных необходимое для реализации адекватной модели на основе линейной интерполяции.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Гурский А.А., Денисенко В.А., Гончаренко А.Е.** Системы автоматического регулирования производительности холодильных центробежных компрессоров // Холодильная техника и технология. – 2013. – №5 – С. 72–76.

2. **Бухарин Н.Н.** Моделирование характеристик центробежных компрессоров. – Л.: Машиностроение, 1983. – 214 с.

3. **Татаренко Ю.В.** Моделирование характеристик ступени холодильного центробежного компрессора при различных режимах работы и регулировании // Известия СПбГУНиПТ. – 2007. – №1 – С. 9–10.

4. **Терюшов И.Н., Гузельбаев Я.З., Аверко Антонович В.И.** Автоматическое регулирование центробежных компрессорных машин как объектов с взаимосвязанными параметрами // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1991. – №12 – С. 7–9.

5. **Гурский А.А., Денисенко В.А., Гончаренко А.Е.** Особенности моделирования холодильного центробежного компрессора как объекта автоматического управления // Холодильная техника и технология. – 2013. – №2 – С. 92–95.

6. **Козорез А.И.** Экспериментальное исследование центробежного компрессора с поворотными лопатками диффузоров, работающего на R22 / [Козорез А.И., Радковский О.В., Муратов Ю.И., Замковец В.Н., Налобин Л.В.] // Холодильная техника и технология. – 1988. – Вып. 44 – С. 14–19.

7. **Радковский О.В.** Повышение энергетической эффективности холодильных турбокомпрессорных установок в системах охлаждения сжатого воздуха: дис. кандидата тех. наук: 05. 04. 03 / О.В. Радковский. – Одесса., 1987. – 196 с.

8. Теория и расчет турбокомпрессоров (учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов) / Под редакцией проф. **К.П. Селезнева** – Л.: Изд-во «Машиностроение», 1986. – 391 с.

9. **Левашов В.А., Бухолдин Ю.С.** Опыт применения программ расчета трехмерных вязких течений для совершенствования проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. – №6. – С. 20–23.

10. **Дженеев Е.А., Перстнев П.В., Сутырина Т.М.** Расчет двухступенчатой холодильной установки с помощью ЭВМ // Холодильная техника. – 1971. – №7. – С. 10–15.

A. Gurskiy, V. Denisenko, A. Goncharenko.

P.N. Platonov Institute of Mechanics, Automation and Robotics. ONAFT. 112 Kanatnaya str. Odessa, 65039, Ukraine

MODELLING OF STATIC MODES FUNCTION OF THE REFRIGERATION CENTRIFUGAL COMPRESSOR

The aim of our scientific work is to improve the accuracy of static modes simulation of the centrifugal compressors operation. To achieve this scientific aim we have carried out the models designing the centrifugal compressors characteristics. These characteristics must be obtained at various speeds of rotation and the angles of the vanes of the diffuser. The model of the refrigeration centrifugal compressor is realized in MATLAB/Simulink program presented in this article. The modern achievements review in the field of centrifugal compressors modeling is presented. We have substantiated the necessity of the centrifugal compressor modeling in this paper. The tabular data describing static characteristics of the compressors is shown. These tabular data are determined in the Lookup Table blocks. The model is represented by these blocks in the MATLAB/Simulink program. We have also presented the alternative compressor model. This realized model is based of the interpolation spline functions. This alternative model is presented in the DC-Net program. DC-Net program is destined for modeling and research of the logical-dynamic systems. The centrifugal compressors model is presented in the DC-Net program as the logical-dynamic systems. The compressor static characteristics set received as a result modeling is shown in this article. It is presented twelve characteristics in axes. The pressure ratio and the refrigerant flow denote on the axes. These static characteristics can be compared with experimental characteristics to assess the model adequacy. The assessment of the model adequacy is realized on the basis of the simulation results comparison. We have presented the simulation results comparison obtained in the various models. We have presented the conclusions about the optimal methods of the synthesis model.

Keywords: Centrifugal compressor - Refrigerating machinery – Turbocompressor plant – Static characteristics of the compressor – Model of the compressor

REFERENCE

- Gurskii A.A., Denisenko V.A., Goncharenko A.E.** Sistemi avtomaticheskogo regulirovaniya proizvoditelnosti holodilnih centrobejnih kompressorov // Holodilnaya tehnika i tehnologiya. – 2013. – №5 – S. 72–76.
- Buharin N.N.** Modelirovanie harakteristik centrobejnih kompressorov. – L. : Mashinostroenie, 1983. – 214 s.
- Tatarenko Yu.V.** Modelirovanie harakteristik stupeni holodilnogo centrobejnogo kompressora pri razlichnih rejimakh raboti i regulirovanii // Izvestiya SPbGUNIPT. – 2007. – №1 – S. 9–10.
- Teryushov I.N., Guzelbaev Ya.Z., Averko-Antonovich V.I.** Avtomaticheskoe regulirovanie centrobejnih kompressorov mashin kak obektov s vzaimosvyazannimi parametrami // Himicheskoe i neftyanoe mashinostroenie. – 1991. – №12 – S. 7–9.
- Gurskii A.A., Denisenko V.A., Goncharenko A.E.** Osobennosti modelirovaniya holodilnogo centrobejnogo kompressora kak obekta avtomaticheskogo upravleniya // Holodilnaya tehnika i tehnologiya. – 2013. – №2 – S. 92–95.
- Kozorez A.I.** Eksperimentalnoe issledovanie centrobejnogo kompressora s povorotnymi lopatkami difuzorov, rabotayushchego na R22 / [Kozorez A.I., Radkovskii O.V., Muratov Yu.I., Zamkovec V.N., Nalobin L.V.] // Holodilnaya tehnika i tehnologiya. – 1988. – Vip. 44 – S. 14–19.
- Radkovskii O.V.** Povishenie energeticheskoi effektivnosti holodilnih turbokompressorov ustanovok v sistemah ohlajdeniya shtatogo vozduha_ dis. kandidata teh. nauk_ 05. 04. 03 / O.V. Radkovskii. – Odessa., 1987. – 196 s.
- Teoriya i raschet turbokompressorov (uchebnoe posobie dlya studentov mashinostroitel'nykh special'nostei VUZov) / Pod redakciei prof. **K.P. Selezneva** – L.: Izd-vo «Mashinostroenie», 1986. – 391 s.
- Levashov V.A., Buholdin Yu.S.** Opit primeneniya programm rascheta trehmernih vyazkih techenii dlya sovershenstvovaniya protochnih chastei centrobejnih kompressorov // Kompessornaya tehnika i pnevmatika. – 2009. – №6. – S. 20–23.
- Djenееv E.A., Perstnev P.V., Sutirina T.M.** Raschet dvuhstupenchatoi holodilnoi ustanovki s pomoschyu EVM // Holodilnaya tehnika. – 1971. – №7. – S. 10–15.