## ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ

И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ

### ЖУРНАЛ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПО ГРУППАМ НАУЧНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ: 01.02.00 – МЕХАНИКА, 05.02.00 – МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ, 05.04.00 – ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ, 05.05.00 – ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

## Том 19 2018 5 (214)

### СОДЕРЖАНИЕ

#### Технологичность конструкции

Волков	Г.Ю., См	ирнов В.В.	Повыше	ение производител	ьности плане-	
тарных	роторных	гидромашин	путем	последовательной	сборки одно-	
типных (	секций					195

#### Технологическая оснастка для сборки

Емельянов С.Г., Кочергин В.С., Евсеев Е.Ю. Автоматизированный подход к проектированию протяжек для обработки гранных отверстий ..... 201

#### Питание сборочных линий. Комплектация. Складирование. Упаковка

Сорокин М.Н. Решение трехпараметрической задачи комплектования 

#### Трение и смазка в машинах и механизмах

Коднянко В.А. Статические характеристики вибронесущего газового
подпятника
Пулатов Т.Р. Обоснование исходных параметров для проведения
испытаний с торцовыми парами трения гидравлических машин и узлов 224
Шишкарев М.П. Повышение нагрузочной способности адаптивных
фрикционных муфт
Меделяев И.А., Чмыхало А.И. Модель разрушения трубок тепло-
обменных аппаратов с учетом сверхнормативной эксплуатации в условиях
коррозионного воздействия 233

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индекс по каталогу "Пресса России" — 84967) или непосредственно в издательстве

Тел.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96

E-mail: sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

#### Председатель редакционного совета В.И. КОЛЕСНИКОВ, академик РАН

#### Редакционный совет

### MOCKBA

БРЯНСК

В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф. В.В. БАРДУШКИН, д.ф.-м.н. И.А. БУЯНОВСКИЙ, д.т.н., проф. М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф. А.А. ГУСЕВ, д.т.н., проф. С.М. ЗАХАРОВ, д.т.н. И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.

Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н. А.В. ИГНАТОВ, к.т.н., доц. Ю.Г. КОЗЫРЕВ, к.т.н.

- А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф. И.А. ЛЮБИНИН, к.т.н.
- Е.А. МИКРИН, д.т.н., акад. РАН Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф. А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.

#### Региональные редсоветы

О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф. ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н.КУЛЬЧИН, акад. РАН А.А. СУПОНЯ, к.т.н. ВОЛГОГРАД

М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф. В.И. ЛЫСАК, акад. РАН В.М. ТРУХАНОВ, д.т.н., проф.

#### ИЖЕВСК

И.В. АБРАМОВ, д.т.н., проф. ОСЕТРОВ, д.т.н., проф. ΒГ Б.А. ЯКИМОВИЧ, д.т.н., проф.

КАЗАНЬ Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

#### KOBPOB Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

Б.Н. МАРЬИН, д.т.н. А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

НИЖНИЙ НОВГОРОД С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

NDEN Ю.С.СТЕПАНОВ, д.т.н., проф. Г.А. ХАРЛАМОВ, д.т.н., проф.

ОРЕНБУРГ А.Н. ПОЛЯКОВ, д.т.н., проф. А.И. СЕРДЮК, д.т.н., проф. А.П. ФОТ, д.т.н., проф.

ПЕРМЬ С.М. БЕЛОБОРОДОВ, д.т.н. В.Ф. МАКАРОВ, д.т.н.

РОСТОВ-НА-ДОНУ А.А. РЫЖКИН. д.т.н., проф. ГОМЕЛЬ В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н. Украина

В.А. МАТВИЕНКО, к.т.н.

Польша

П. ЛЕБКОВСКИ, д.т.н. Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н.

Ответственные за подготовку и выпуск номера: Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

Журнал зарегистрирован в РОСКОМНАДЗОРе. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953 от 09.12.2015 г.



РЫБИНСК

В.В. НЕПОМИЛУЕВ, д.т.н., проф. А.Н. СЕМЕНОВ, д.т.н., проф. CAMAPA

Ю.А. ВАШУКОВ, к.т.н., доц. М.А. ЕВДОКИМОВ, д.т.н., проф.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

#### СЕВАСТОПОЛЬ

Е.Л. ПЕРВУХИНА, д.т.н., проф. TOMCK

А.В. КОЛУБАЕВ, д.ф.-м.н. В.Е. ПАНИН, акад. РАН

TYNA

#### А.А. МАЛИКОВ, д.т.н., проф. В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф

ХАБАРОВСК В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

### Беларусь

В.Л. БАСИНЮК, д.т.н. М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

## А.С. ЗЕНКИН, д.т.н., проф.

### **DOHEUK** А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.



KNFR



МИНСК

## THE MONTHLY JOURNAL FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE JOURNAL IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERING THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION BY GROUPS OF SCIENTIFIC SPECIALTIES: 01.02.00 — MECHANIC, 05.02.00 — MECHANICAL ENGINEERING AND MACHINE SCIENCE, 05.04.00 — POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING, 05.05.00 — TRANSPORT, MINING AND CONSTRUCTION MECHANICAL ENGINEERING

## 2018 Vol. 19 5 (214)

### CONTENTS

#### Manufacturability of a construction

Volkov G.Yu., Smirnov V.V. Increase in productivity of planetary rotor hydraulic	
machines by consecutive assembly of the same sections	195

#### Technological equipment for assembly

#### Feeding of assembly lines. Packaging arrangement. Stocking. Packing

#### Friction & lubrication in machines and mechanisms

 Kodnyanko V.A. Static characteristics of squeeze film gas thrust bearing
 221

 Pulatov T.R. Substantiation of the initial parameters for testing with pairs of
 24

 face friction of hydraulic machines and assemblies
 224

 Shishkarev M.P. The increased of load capacity of adaptive friction cluth
 228

 Medelyaev I.A., Chmykhalo A.I. The model of destruction of the tubes of heat
 233

#### Chair of Editorial Advisory Board — Member of Russian Academy of Science V.I. KOLESNIKOV

Editors

A.S. VASIL'EV (Chief editor) V.V. BARDUSHKIN I.A. BUYANOVSKY M.V. VARTANOV A.A. GUSEV S.M. ZAKHAROV I.N. ZININA

#### **Regional editors**

BRIANSK

O.A. GORLENKO VLADIVOSTOK Yu.N.KULSHIN

A.A. SUPONIA VOLGOGRAD

M.G. KRISTAL V.I. LYSAK V.M. TRUKHANOV

IZHEVSK I.V. ABRAMOV V.G. OSETROV B.A. YAKIMOVICH KAZAN

R.I. ADGAMOV Kovrov

Yu.Z. ZHITNIKOV Komsomolsk-on-Amur

B.N. MARJIN A.M. Shpilev Nizhny Novgorod

S.V. GOLUBEV

Yu.S. STEPANOV G.A. KHARLAMOV

ORENBURG A.N. POLYAKOV A.I. SERDUK

A.P. FOT PERM

S.M. BELOBORODOV V.F. MAKAROV ROSTOV-ON-DON

A.A. RYZHKIN

Executive editors of current issue:

E.M. NUZHDINA, I.M. GLIKMAN

Yu.L.IVANOV A.V. IGNATOV Yu.G.KOZYREV A.I. KUMENKO I.A. LUBININ E.A. MIKRIN B.V. SHANDROV A.G. KHOLODKOVA

RYBINSK V.F. BEZIAZYCHNYI V.V. NEPOMILUEV A.N. SEMENOV SAMARA

Yu.A. VASHUKOV M.A. EVDOKIMOV SI.-PFTFRSRIIRG

E.V. SHALOBAEV SEVASTOPOL

E.L. PERVUKHINA

A.V. KOLUBAEV V.E. PANIN

TULA A.A. MALIKOV V.V. PREYS

KHABAROVSK V.I. SCHPORT

Belarus MINSK

V.L. BASINJUK M.L KHEIFETZ GOMEL

V.E. STARZHINSKI

KIEV A.S. ZENKIN V.A. MATVIENKO

DONETSK A.N. MIKHAILOV Poland

P. LEBKOVSKI E. LUNARSKII

Journal is distributed on subscription, whith can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Pressa Rossii" — **84967**) or directly in editorial of the journal. *Ph.*: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96 *E-mail:* sborka@machin.ru, http://www. mashin.ru The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory. Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

The journal is registered by ROSKOMNADZOR. Registration certificate ΠИ № ΦС 77-63953. 09.12.2015



УДК 621.65.03

#### Г.Ю. Волков, д-р техн. наук, В.В. Смирнов (Курганский государственный университет) E-mail: smirnov45@bk.ru

# Повышение производительности планетарных роторных гидромашин путем последовательной сборки однотипных секций

Проанализирована возможность увеличения сечений каналов подвода и отвода рабочей среды планетарных роторных гидромашин (ПРГМ) за счет последовательного соединения (сборки) двух и более секций. Выведены расчетные формулы. Эффект увеличения сечений каналов наблюдается для всех ПРГМ. Наибольшее увеличение сечений — для схем с одинаковыми числами волн ротора и статора (1×1, 2×2, 3×3), а также с числами волн 1×2.

The possibility of increase in sections of channels of a supply and withdrawal of task environment of planetary rotor hydraulic machines by serial connection (assembly) of two and more sections is analyzed. Rated formulas are removed. The effect of increase in sections of channels is observed for all planetary rotor hydraulic machines. The greatest increase — for schemes with identical numbers of waves of a rotor and the stator ( $1 \times 1$ ,  $2 \times 2$ ,  $3 \times 3$ ) and also with numbers of waves  $1 \times 2$ .

**Ключевые слова:** планетарный механизм, роторная гидромашина, площадь сечения каналов, расчетная методика, сравнительная оценка, повышение производительности.

**Keywords:** planetary mechanism, rotor hydraulic machine, cross-sectional area of channels, rated technique, comparative assessment, increase in productivity.

Среди объемных гидромашин (насосов и гидродвигателей) известны планетарные роторные гидромашины (ПРГМ) с некруглыми (в общем случае) центральными колесами и плавающими сателлитами (рис. 1) [1]. Рабочая среда заключена в полостях, расположенных между ротором 1 (солнечной шестерней), имеющим внешние зубья, статором 2 (эпициклом), имеющим внутренние зубья, и сателлитами З. Коммутацию рабочей среды обеспечивают каналы 4, выполненные в торцовых стенках 5 статора, периодически перекрываемые сателлитами. Объем рабочих полостей периодически изменяется по мере вращения ротора. От числа волн М колеса 1 с внешними зубьями и *N* колеса 2 с внутренними зубьями зависят числа сателлитов V = N + M и каналов K = 2N.

Достоинства гидромашин рассматриваемого класса — компактность, высокая производительность, отсутствие клапанов.

Малая площадь сечения каналов ограничивает производительность гидромашин и сдержива-

ет практическое применение ПРГМ. Устранить указанный недостаток возможно за счет последовательного соединения (сборки) однотипных секций ПРГМ [2, 3].

## Площадь сечения каналов в ПРГМ с одной рабочей секцией

Теоретические границы канала определяются положениями A и B сателлитов (окружностями радиусом впадин  $R_{fc}$  сателлита на рис. 2), соответствующими началу и концу цикла в рабочей камере [1]. Для ПРГМ с одной секцией эти границы соответствуют минимальному и максимальному объемам рабочей камеры. При соблюдении такого условия в ПРГМ отсутствуют замкнутые объемы и моменты, когда одновременно открыты входной и выходной каналы данной рабочей камеры (см. рис. 1).

Для расчета площади сечения канала найдем расстояние  $l_{AB}$  между центральными точками A и B сателлитов и радиус впадин  $R_{fc}$  сателлита,



Рис. 1. Планетарная роторная гидромашина [1] *M*×*N* = 2×4:

1 — ротор; 2 — статор; 3 — сателлиты; 4 — каналы подвода и отвода среды; 5 — торцовые стенки

пренебрегая разницей длин радиус-векторов  $R_A$  и  $R_B$  центровой траектории сателлитов:

$$l_{AB} = |\delta R|, \tag{1}$$

где  $\delta$  — угловое расстояние между граничными положениями сателлитов (точками *A* и *B*):

$$\delta = \gamma' - \tau', \tag{2}$$

где  $\gamma'$  — угол между входным и выходным каналами, относящимися к единому рабочему циклу;

τ' — угол между "крайними" сателлитами, обеспечивающими рабочий цикл.

В односекционной ПРГМ угол  $\gamma'$  между входным и выходным каналами равен углу  $\gamma$  между соседними каналами ( $\gamma' = \gamma$ ), а угол  $\tau'$  между "крайними" сателлитами соответствует углу  $\tau$ между соседними сателлитами ( $\tau' = \tau$ ). Углы  $\gamma$  и  $\tau$  могут быть выражены через числа волн N и M:

$$\gamma = 2\pi/K = 2\pi/2N = \pi/N;$$
 (3)

$$\tau = 2\pi/V = 2\pi/(N + M).$$
 (4)

Для односекционной ПРГМ выражение (2) преобразуется к виду:

$$\delta = \gamma - \tau = \pi \left( \frac{1}{N} - \frac{2}{N+M} \right). \tag{5}$$



Рис. 2. Графическое определение площади сечения каналов в ПРГМ, состоящей из одной секции

В рассматриваемой в качестве примера ПРГМ 2×4 угол  $\delta$  отрицательный  $\delta = -\pi/12 = -15^\circ$ , что имеет определенный физический смысл.

Средний радиус R центровой траектории сателлитов 3 равен разности среднего начального радиуса  $R_{w2}^{cp}$  эпицикла 2 и начального радиуса  $R_{wc}$  сателлита (см. рис. 2).

$$R = R_{w2}^{\rm cp} - R_{wc}.$$
 (6)

В ПРГМ рассматриваемой группы отношение чисел зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$  солнечного 1 и эпициклического 2 колес равно отношению их чисел волн:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{M}{N}.$$
(7)

Для схем с  $M \neq N$  в предварительных расчетах можно считать коэффициенты смещения всех зубчатых колес равными нулю, тогда количество зубьев  $Z_c$  сателлита:

$$Z_{\rm c} = \frac{Z_2 - Z_1}{2}.$$
 (8)

Из формул (6)—(8) получаем начальный радиус сателлита:

$$R_{\rm wc} = \frac{R_{\rm w2}^{\rm cp}}{2} \left( 1 - \frac{M}{N} \right).$$
(9)

Подставляя выражение (9) в формулу (6), найдем средний радиус R центровой траектории сателлитов:

$$R = \frac{R_{w2}^{\rm cp}}{2} \left(1 + \frac{M}{N}\right). \tag{10}$$

Для случаев M = N характерен начальный радиус сателлита  $R_{wc} = 0, 1 R_{w2}^{cp}$ , а средний радиус центровой траектории сателлитов  $R = 0, 8 R_{w2}^{cp}$ .

Реальные границы канала определяют не начальными окружностями сателлитов, а окружностями их впадин. С учетом характерных чисел зубьев сателлитов введем коэффициент *f*, равный отношению радиуса впадин  $R_{fc}$  сателлита к его начальному радиусу  $R_{wc}$  ( $f = R_{fc}/R_{wc}$ ). Для схем  $M \neq N$  расчетное значение f = 0,8, а для M = Nпримем f = 0,7.

На предварительных этапах проектирования размеры каналов рассчитывают по приближенной методике. Оценим площадь сечения канала на рис. 2 по соотношению (в данном случае разности, рис. 3, *a*) площади  $S_3$  круга, ограниченного впадинами сателлита, и площади  $S_{\rm np}$  прямоугольника, со сторонами, равными расстоянию *AB* и диаметру впадин сателлита.

Для унификации расчетов перейдем к относительной площади канала, разделив ее фактическую площадь на площадь  $S_2$ , заключенную внутри центроиды эпициклического колеса 2, или на весьма близкую ей площадь  $S_2^p$  круга радиусом  $R_{w2}^{cp}$  (см. рис. 2). Расчетная относительная площадь  $S_i^p$  сечения канала:

$$S_i^{\rm p} = \frac{S_3 \pm S_{\rm np}}{S_2^{\rm p}}.$$
 (11)

Подставляя в формулу (11) выражения входящих в нее площадей, для односекционной ПРГМ, характеризующейся соотношением чисел волн  $M \neq N$ , получаем:

$$S_{i}^{\rm p} = \frac{\pi (fR_{\rm wc})^{2} - l_{AB} 2fR_{\rm wc}}{\pi (R_{\rm w2}^{\rm cp})^{2}}.$$
 (12)



a — односекционных;  $\delta$  — двухсекционных

После преобразования с учетом формул (1), (3)—(5) выражение (12) примет вид:

$$S_i^{\rm p} = \frac{f}{4N^3} (N - M)^2 (fN - 2).$$
(13)

Знак "—" из формул (11) и (12) в выражении (13) будет автоматически учтен знаком угла δ, получаемого по формуле (5).

Для случая M = 2, N = 4 по приближенной формуле (13) получаем  $S_i^p = 0,015$ . Относительная площадь сечения канала, найденная графическим методом без указанного выше упрощения, связанного с переходом к среднему радиусу R, составила  $S_i^r = 0,0148$ , т.е. весьма близка рассчитанной по формуле (13).

Для односекционной ПРГМ с соотношением чисел волн M = N угловое расстояние  $\delta$  по формуле (5)  $\delta = 0$ , а расчетная формула площади сечения канала:

$$S_i^{\rm p} = 0,01f^2.$$
 (14)

Важная техническая характеристика ПРГМ — суммарная относительная площадь  $S_N$  входных (или выходных) каналов:

$$S_N = S_i^p N. \tag{15}$$

В ПРГМ, представленной на рис. 2,  $S_N = 0,059$ . Параметры ПРГМ, характеризующихся другими сочетаниями чисел волн  $M \times N$ , находим аналогично (табл. 1).

Сравнивая площади  $S_i^p$ , полученные расчетом, с фактическими площадями  $S_i^r$ , найденными графическим методом, отметим, что погрешность приближенного расчета вполне приемлема на предварительных стадиях проектирования гидромашины. Наибольшая относительная суммарная площадь сечения каналов у схем: 4×6  $(S_N = 6 \%)$ , 2×4  $(S_N = 5,9 \%)$ , 6×8  $(S_N = 5,4 \%)$ , 1×3  $(S_N = 4,2 \%)$ . Малое относительное сечение каналов у схем 2×3 и 3×4. Для схемы 1×2 площадь сечения каналов равна нулю (их нет). Для схем с одинаковым числом волн (M = N) сечение канала равно площади круга впадин сателлита, которая ограничена малым числом зубьев сателлита.

В целом можно сделать вывод, что в любых односекционных ПРГМ с каналами, выполненными в эпицикле, площадь сечений этих каналов существенно меньше характерных размеров рабочих полостей. Это значит, что скорость протекания через каналы достаточно вязкой рабочей среды (жидкости) будет ограничивать производительность таких гидромашин.



Параметры каналов, выполненных в торцовых стенках эпицикла односекционных ПРГ	Параметры каналов	ы каналов,	выполненных в	торцовых	стенках	эпицикла	односекционных	ПРГМ
-------------------------------------------------------------------------------	-------------------	------------	---------------	----------	---------	----------	----------------	------

	1								
14	A.T.	IZ.	V	τ	γ	δ			G
M	N	V	Λ		0		$S_i^{r}$	$S_i^p$	$\mathcal{S}_N$
6	8	14	16	25,71	22,5	-3,21	0,0067	0,0069	0,054
4	6	10	12	36	30	-6	0,0101	0,0104	0,060
3	4	7	8	51,43	45	-6,43	0,0	037	0,015
2	3	5	6	72	60	-12	0,0035	0,0030	0,011
2	4	6	8	60	45	-15	0,0148	0,0150	0,059
	2	3	4	120	90	20		0	
1	3	4	6	90	60	-30	0,0140	0,0120	0,042
	1		2	18	80				0,005
	2		4	9	0	0	0,0	049	0,010
	3		6	6	0				0,015

#### Сечения каналов в ПРГМ с двумя секциями, соединенными последовательно

В работах [2, 3] предложен конструктивный прием, позволяющий существенно увеличить площадь сечений каналов в ПРГМ с одинаковыми числами волн, а именно для схем 1×1 и 2×2, за счет последовательной сборки (соединения) двух рабочих секций с поворотом на определенный угол. Рассмотрим более подробно возможности этого приема, а также эффективность его применения для других схем ПРГМ на примере двухсекционной ПРГМ 2×4 (рис. 4).

Сущность конструктивного решения состоит в том, что при последовательном соединении секций активную фазу работы можно разделить между секциями поровну. Активной на рис. 4 является секция Ж—Ж. Секция Е—Е находится в пассивной фазе — пропускает через себя жидкость. При этом и впускной и выпускной каналы данной пассивной секции остаются



#### Рис. 4. Двухсекционная ПРГМ 2×4:

1 — ротор; 2 — статор; 3 — сателлиты; 4 — каналы подвода и отвода среды; 5 — торцовые стенки

открытыми. Такое условие позволяет и требует увеличения угловой протяженности сечений каналов. В результате уменьшается гидравлическое сопротивление каналов и увеличивается потенциальная производительность ПРГМ.

Для того чтобы рабочая среда беспрепятственно перетекала из одной секции в другую, статоры секций ПРГМ повернуты друг относительно друга на угол  $\gamma = \pi/N$  между соседними каналами (для схемы 2×4  $\gamma = \pi/4 = 45^{\circ}$ ). При этом некруглые венцы ротора повернуты друг относительно друга на угол  $\nu = 2\pi/M$  (для схемы 2×4  $\nu = \pi = 180^{\circ}$ ). Сателлиты разных секций располагаются в шахматном порядке со сдвигом на угол  $\tau/2$  ( $\tau/2 = \pi/6 = 30^{\circ}$ ) (см. рис. 4).

При объединении двух (или более) секций каждый канал половину (или большую часть) рабочего цикла перепускает среду, поэтому алгебраическая величина (с учетом знака) углового расстояния δ, определяющего длину канала между центрами сателлитов в граничных положениях *A* и *B*, по сравнению с односекционной ПРГМ, увеличивается.

Угол  $\delta$  находим по формуле (2), но входящие в нее углы  $\gamma'$  и  $\tau'$  будут отличаться от углов  $\gamma$  и  $\tau$  односекционных ПРГМ.

С учетом того, что каждая присоединенная секция повернута относительно предыдущей на угол  $\gamma$ , угол  $\gamma'$  между входным каналом камеры первой секции и выходным каналом последней секции, относящимися к одному рабочему циклу, составит:

$$\gamma' = n\gamma = \pi n/N, \tag{16}$$

где *n* — число последовательно соединенных секций.

При "шахматном" расположении сателлитов в соседних рядах угол т' между "крайними" сателлитами, обеспечивающими рабочий цикл, равен:

$$\tau' = n + \frac{\tau}{2} = \pi \frac{n+1}{N+M}.$$
 (17)

Угловая протяженность канала в общем случае:

$$\delta = \pi \left( \frac{n}{N} - \frac{n+1}{N+M} \right). \tag{18}$$

Формула (18) справедлива для любого числа n секций. Формула (5) получается из формулы (18) при подстановке n = 1 (одна секция).

Для приближенного расчета площади сечений каналов используем выражение (11). Знак "+" или "-" будет определяться знаком угла δ. Когда δ > 0, площадь канала складывается из площади круга сателлита  $S_3$  и прямоугольника  $S_{\rm пp}$  (см. рис. 3,  $\delta$ ), а когда  $\delta < 0$  — вычитается.

После подстановки в уравнение (11) параметров, характеризующих многосекционную ПРГМ с соотношением волн  $M \neq N$ , окончательно получим:

$$S_{i}^{p} = \frac{f}{4N^{3}} (N - M) (fN(N - M) + 2(Mn - N)).$$
(19)

Для многосекционных схем с одинаковым числом волн M = N:

$$S_i^{\rm p} = 0.01 f \left( f + 16 \frac{n-1}{N+M} \right).$$
 (20)

В рассматриваемом примере ПРГМ 2×4 при числе секций n = 2 угол  $\delta = 0$  по формуле (18) (см. рис. 4, Г–Г). Поэтому относительная площадь сечения канала равна относительной площади круга  $S_{fc}$  внутри впадин сателлита. Из выражения (19) получаем:  $S_i^p = 0,04$ , что полностью совпадает с площадью, определенной графически. Суммарная относительная площадь входных (или выходных) каналов  $S_N = 0,16$ .

Для двухсекционной ПРГМ 2×2 по формуле (18)  $\delta = \pi/4 = 45^{\circ}$  (рис. 5). В этом случае площадь сечения канала складывается из площади круга и прямоугольника (см. рис. 3,  $\delta$ ). По уравнению (20)  $S_i^{\rm p} = 0,0329$ . Суммарная относительная площадь каналов  $S_N = 0,066$ . Для других двухсекционных схем ПРГМ полученные значения площадей приведены в табл. 2.

Суммарная относительная площадь  $S_N$  двухсекционных ПРГМ всегда больше  $S_N$  односекционных (см. табл. 2). Для схем 6×8, 4×6, 2×4, 1×3 это увеличение — в 2,5—3 раза, для случая 2×3 — в 9 раз

Таблица 2

Параметры каналов эпициклического колеса двухсекционной ПРГМ

М	Ν	δ, °	$S_{fc}$	$S_i^{\mathrm{p}}$	$S_N$	<i>k</i> <sub>21</sub>
6	8	6,43	0,010	0,0162	0,130	2,41
4	6	6	0,018	0,0252	0,151	2,52
3	4	12,86	0,010	0,0225	0,090	6
2	3	12	0,018	0,0326	0,098	8,89
	4	0	0.040	0.04	0,160	2,71
	2	0	0,040	0,04	0,080	x
1	3	-15	0,071	0,0415	0,124	2,96
	1	90		0,0609	0,061	12,18
2	2	45	0,005	0,0329	0,066	6,58
3	3	30		0,0236	0,071	4,71



#### Рис. 5. Двухсекционная ПРГМ 2×2:

1 — ротор; 2 — статор; 3 — сателлиты; 4 — каналы подвода и отвода среды; 5 — торцовые стенки

 $(k_{21} = 9)$ , а для схемы 1×2, в которой не было каналов, появился достаточно широкий канал  $(k_{21} = \infty)$ . Многократное увеличение площади каналов имеет место в схемах M = N, например, 2×2 (см. рис. 5) [2, 3].

При малых значениях угла  $\delta$  эффект расширения каналов в двухсекционных ПРГМ не столь значителен — сателлит следующей секции частично перекрывает перепускной канал. Для схем M = N, характеризующихся большим значением  $\delta$  и малым диаметром сателлита, данный эффект проявляется в полной мере (см. рис. 5).



Рис. 6. Зависимость мгновенной производительности Q от угла  $\varphi$  поворота ротора:

1, 2 — кривые производительности первой и второй секций в отдельности; 3, 4 — производительность при соединении секций последовательно (3) и параллельно (4) Последовательно можно соединять и более двух секций. Приведенные выше выражения позволяют выполнить соответствующий расчет. Так, например, в схеме ПРГМ 2×4 для трех секций (n = 3) угловая протяженность канала по формуле (18) составит:  $\delta = \pi/12 = 15^\circ$ . Расчетная суммарная относительная площадь сечения каналов при этом  $S_N = 0.26$ . Однако увеличение сечения каналов достигается за счет увеличения осевых габаритов и некоторого усложнения ПРГМ.

При последовательном соединении производительность Q каждой секции ПРГМ несколько снижается, а точнее недоиспользуется (рис. 6).

Для сравнения рассмотрим случай, когда две секции ПРГМ собраны не последовательно, а параллельно. При равных габаритах теоретическая производительность такой гидромашины (рис. 6, кривая 4) будет в 1,4 раза выше, чем в случае последовательного соединения секций (рис. 6, кривая 3). Однако при параллельном соединении площадь сечения каналов меньше (как в односекционной ПРГМ). Поэтому потенциальная производительность гидромашины с параллельным соединением секций не может быть реализована на вязких рабочих средах. Вопрос о том, какую схему со-

единения использовать, следует решать в каждой конкретной ситуации.

#### Вывод

Последовательное соединение секций дает эффект расширения каналов в любых ПРГМ. Особенно значителен этот эффект для схем, характеризующихся одинаковым числом волн центральных колес M = N (1×1, 2×2, 3×3) и схемы 1×2, в которой при наличии только одной секции каналы вообще не могли быть выполнены. Получены простые расчетные зависимости, позволяющие оценить площади сечений каналов на стадии проектирования.

#### Библиографический список

1. **Ан И-Кан.** Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин: автореф. ... д-ра техн. наук. Томск, 2001. 35 с.

2. Пат. 2513057 РФ, МПК<sup>8</sup> F 04 C2/08, F 04 C2/14. Роторная гидромашина / Волков Г.Ю. Опубл. 20.04.2014, Бюл. № 11.

3. Пат. RU 144306U1, МПК<sup>8</sup> F 04 C2/08, F 04 C2/14. Роторная гидромашина / Волков Г.Ю., Курасов Д.А. Опубл. 20.08.2014. Бюл. № 23.

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОСНАСТКА ДЛЯ СБОРКИ

УДК 621.919.2(075.8)

С.Г. Емельянов, д-р техн. наук, В.С. Кочергин, Е.Ю. Евсеев (Юго-Западный государственный университет, г. Курск) E-mail: koshergin@mail.ru

# Автоматизированный подход к проектированию протяжек для обработки гранных отверстий

Представлен автоматизированный подход к проектированию протяжного инструмента для обработки гранных отверстий с использованием специальной программы. Рассмотрены функциональные возможности, а также интерфейс программного продукта автоматизированного проектирования протяжек для обработки гранных отверстий. Данная работа направлена на повышение эффективности и качества проектирования сложнопрофильного режущего инструмента.

Presents an automated approach to the design of broaching tool for machining of rectangular holes, using a special developed program. Are the functional capabilities and the interface software of the automated designing of broaches for machining of rectangular holes. This work is aimed at improving the efficiency and quality of the design of complex cutting tools.

**Ключевые слова:** протягивание, подъем на зуб, твердость материала заготовки, скорость протягивания, наработка инструмента на отказ, передний и задний углы, САПР.

**Keywords:** pulling, rise per tooth, hardness of the workpiece material, speed drawing, time of tool failure, front and rear corners, CAD.

Первый шаг при проектировании протяжек для обработки гранных отверстий — определение параметров гранного отверстия. При работе с отверстиями формы правильных многоугольников к этим параметрам относят:

— число сторон правильного многоугольника;

размер стороны правильного многоугольника;

— внутренний диаметр гранного отверстия;

- наружный диаметр гранного отверстия;

— допуски на указанные величины.

Указанные параметры находим при помощи диалогового окна "Определение параметров гранных отверстий", внешний вид которого представлен на рис. 1 [12, 16].

При определении группы обрабатываемости материала заготовки вводят следующие исход-

Определение параметров гранного отверстия.	
Число сторон правильного многоугольника	2
Сторона правильного многоугольника	60
Поле допуска на сторону правильного многоугольника 👘	H8
Значение внутреннего диаметра гранного отверстия	30
Поле допуска внутреннего диаметра гранного отверстия	H9
Значение наружного диаметра гранного отверстия	41
Поле допуска наружного диаметра гранного отверстия	НЭ
OK X Cancel	

Рис. 1. Определение параметров гранного отверстия

Определение свой	ств мате	ериала.				
Сталь		НВ при гр	иппе об:	рабатыва	емости	1
Группа/Марка	1			IV	V	
Автоматная конструкционная по ГОСТ 1414-75			-		-	
A12,A20,A30	≤ 229		•			
Углеродистая конструкционная качественная по ГОСТ 1050-2013			-			
10,15,20,25	≤ 229					-
Чугун, бронза, алюминивые сплавы,медь	НВ при группе обрабатываемости					
Группа/Марка	VI	VII	VIII	IX	×	-
Чугун серый по ГОСТ 1412-85						
СЧ10,СЧ15,СЧ18,СЧ20,СЧ21,СЧ24,СЧ25,СЧ30,СЧ35,СЧ40	≤ 197	197-285	•	•		
Чугун ковкий (ферритный) по ГОСТ 1215-79						
KH 30-6, KH 33-8, KH 35-10, KH 37-12	≤ 163					-
Марка материала.			į.	Твердость п	о Бринеллю	(HB).
Сталь А12 ГОСТ 1414-75				220		
-						

Рис. 2. Выбор материала заготовки

ные данные, относящиеся к параметрам заготовки:

- марка и ГОСТ материала;
- твердость;
- группа обрабатываемости.

На основе марки, ГОСТ и твердости материала заготовки устанавливаем группу обрабатываемости. Рекомендации по выбору группы обрабатываемости приведены на диалоговом окне "Свойства материала" (рис. 2).

Группа качества устанавливается по квалитету и параметру шероховатости поверхностей отверстия, заданного чертежом детали автоматически в соответствии с данными табл. 1.

Таблица 1

#### Технические требования для определения группы обрабатываемости гранных отверстий

Группа качества	Параметр шероховатости <i>Ra</i>	Квалитет
1	≤1,25 и менее	≤5
2	≤2,5	7, 8
3	≤20	9, 10
4	≤40 и грубее	≥11

При помощи диалогового окна "Параметры станка" (рис. 3) определяем параметры станка и завода-изготовителя протяжек.

Параметры станка:

- модель;
- тип;
- состояние;
- тяговая сила;
- рабочий ход.
- Параметры завода-изготовителя протяжек:

 минимальное межцентровое расстояние технологического оборудования;

— глубина шахтной печи для нагрева протяжки под закалку.

Далее находим расстояние от торца протяжки до зеркала станка (рис. 4).

Материал рабочей части протяжки выбираем в зависимости от группы обрабатываемости и типа производства на диалоговом окне "Выбор материала рабочей части" (рис. 5), указывая его допускаемое напряжение и марку материала рабочей части.

Конструкцию инструмента выбираем в зависимости от наружного диаметра протяжки.

Протяжки из быстрорежущей стали диаметром до 15 мм и протяжки из ХВГ всех раз-

Введите ис	ходные данные для проектирования.	
Параметры протяжного станка Модель станка 7552	Тип протяжного станка © Горизонтально-протяжной © Вертикально-протяжной	Состояние станка С новый С изношенный
Тяговая сила станка, Н 1020000	Рабочий ход станка, мм 2000	
-Данные завода-изготовителя протяжек Минимальное межцентровое расстояние техн	юлогического обрудования, мм 1600	
· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·		

#### Рис. 3. Определение параметров станка

İ	Определение расстояния от ториа протяжки до зеркада станка
	Расстояние от торца протяжки до зеркала станка = 270 мм:
Ì	
	Cancel

#### Рис. 4. Определение расстояния от торца хвостовика до зеркала станка

бр	ранная группа обрабатываемости :	Выбор типа производства С массовое С крупносерийнос ср	асти. еднесерийновО мелкосерийновО единич
		Материал рабочей част	И.
	Голтно	Производ	(ство
	обрабатываемости	массовое, крупносерийное, среднесерийное	мелкосерийное, единичное
ĺ	I—III, VI, VIII—X	P6AM5, P12Φ3	ХВГ
	IV, V, VII	P18, P12Ф5М, P9К10, P6M5K5, P6ФK8M5	Р18, Р6АМ5, Р12Ф3
r .p	тускаемое напряжение і ока материала рабочей г	при растяжении материала рабоче части протяжки Р18	эй части 450 МПа;

#### Рис. 5. Выбор материала рабочей части

меров изготавливают цельными; диаметром 15...40 мм — сварными. Сваривают хвостовик со стержнем протяжки по шейке на расстоянии 20 мм от начала переходного конуса.

В разработанной программе выбор хвостовика осуществляется автоматически. Тип хвостовика выбирается в зависимости от имеющегося на станке патрона. Для стандартных хвостовиков размеры принимают по ГОСТ 4044—70. Чтобы хвостовик свободно проходил через отверстие в заготовке и в то же время был достаточно прочным, его диаметр выбирают ближайшим к меньшему диаметру отверстия до протягивания.

Таким образом, исходным параметром для выбора хвостовика является диаметр отверстия до протягивания. Для составного инструмента уточняется материал хвостовика (рис. 6).

ГОСТ 4044—70 предусматривает наличие хвостовиков двух типов. Тип 1 разработан для размеров от 4 до 18 мм, тип 2 — от 12 до 100 мм. Таким образом, в интервале от 12 до 18 мм выбор хвостовика осуществляет пользователь (рис. 7).

Силу, допускаемую прочностью хвостовика, рассчитывают по формуле

$$P_{\rm XB} = [\sigma]_p F_{\rm OII},$$

где [σ]<sub>p</sub> — допускаемое напряжение при растяжении, МПа;

 $F_{\rm on}$  — площадь опасного сечения хвостовика, мм<sup>2</sup>. После определения типа хвостовика уточняем предельные отклонения для диаметра отверстия до протягивания (рис. 8).

Выбор переднего и заднего углов осуществляется программой: передний угол — в зависимости от группы обрабатываемости и вида зубьев, задний угол — от вида зубьев. Задний угол зубьев протяжек должен быть: черновых и переходных — 3°; чистовых — 2°; калибрующих — 1°. Кроме переднего и заднего угла устанавливают значения группы заточки и формы зубьев (табл. 2).



Рис. 6. Определение диаметра отверстия в заготовке до протягивания для инструмента:

a -составного;  $\delta -$ цельного



Рис. 7. Определение типа хвостовика



Рис. 8. Определение допуска диаметра начального отверстия

Выбор параметров стружечной канавки осуществляется программой на основе следующих положений. Во-первых, глубина стружечной канавки должна быть достаточной для размещения стружки. Во-вторых, глубина стружечной канавки не должна существенно уменьшать прочностные характеристики инструмента. Вначале пользователю предлагается определить вид стружки на основе указанных ранее характеристик материала заготовки (рис. 9):

— марка материала;

- группа обрабатываемости;
- твердость материала.

Предварительно принимаем

$$t_0 = m \sqrt{l_{\max}},$$

где *l*<sub>max</sub> — максимальная длина протягивания;

🎊 Определение вида стружки	
Ранее определенные данные	
Марка материала - Сталь А	2 FOCT 1414-75
Твердость материала - 220	
Группа обрабатываемости -	L
Вид стружки Стружка сливная	С стружка надлома
Длина протягивания - 🛛 🛛 🛛 🛛	MM;
<b>√</b> 0K	X Cancel

Рис. 9. Определение вида стружки

m — коэффициент, m = 1,75...2,0 при одинарной схеме резания; m = 1,25...1,65 при групповой схеме резания.

Шаг черновых зубьев  $t_0$  выбираем ближайшим большим к стандартному значению. В зависимости от принятого шага принимается минимально-возможная глубина канавки. Остальные размеры стружечной канавки также принимаются стандартными.

Число одновременных участвующих в работе зубьев определяем в зависимости от длины протягивания  $l_{max}$  и шага черновых зубьев  $t_0$ :

$$z_{\rm p} = \frac{l_{\rm max}}{t_0} + 1.$$

Если *z*<sub>p</sub> получается нецелым числом, то дробную часть не учитывают:

$$z_{\rm p} = {\rm int}\left(\frac{l_{\rm max}}{t_0} + 1\right).$$

Сила резания при протягивании ограничивается следующими факторами:

мощностью станка;

прочностью первого зуба протяжки;

прочностью хвостовика протяжки.

Сила, допускаемая прочностью хвостовика, рассчитана ранее при определении параметров хвостовика.

Силу, развиваемую станком  $P_{\rm ct}$ , рассчитывают в зависимости от состояния станка и его паспортной тяговой силы Q:

для нового станка

$$P_{\rm ct} = 0, 9Q;$$

для изношенного станка

$$P_{\rm ct} = 0, 7Q.$$

Силу, допускаемую прочностью первого зуба  $P_{\text{o.n}}$ , вычисляют в зависимости от допускаемого напряжения  $[\sigma]_p$  и площади опасного сечения  $F_{\text{o.n}}$ :

$$P_{0.\Pi} = F_{0.\Pi} [\sigma]_p$$



Таблииа 2

Геометрические параметры рабочей части протяжки (ГОСТ 2036-74)

	_	Передний угол зубьев, °						
Обрабатываемый материал	Группа заточки зубьев	черновых и перех	чистовых и калибрующих					
	Syobeb	Форма	γ	Форма	γ	γ1		
Сталь I группы обрабатываемости и материалы Х группы обрабатываемости	Ι		20		20			
Стали II и III групп обрабатываемости	II		15	A	18	] —		
Стали IV и V групп обрабатываемости	III	A						
Материалы VI и VII групп обрабатываемости	IV		10	Б	10	0.5		
Материалы VIII и IX групп обрабатываемости	V			В		05		

Площадь опасного сечения *F*<sub>о.п</sub> определим из формулы:

$$F_{\rm o.n} = \frac{\pi (D_0 - 2h)^2}{4}$$

Для протяжек из быстрорежущей стали обычно принимают  $[\sigma]_p = 350$  МПа; для протяжек из ХВГ  $[\sigma]_p = 250$  МПа.

После расчета ограничивающих сил принимаем решение о максимально допустимом значении силы резания, т.е. определяем лимитирующую силу  $P_{\rm lim}$ . В качестве лимитирующей силы примем минимальную из рассчитанных ранее ограничивающих сил:

 $P_{\text{lim}} = \min (P_{\text{xB}}, P_{\text{cT}}, P_{\text{o.II}}).$ 

На осевую силу резания в зависимости от качества протягиваемой поверхности вводится поправочный коэффициент  $K_{\rm pk}$ : для 1-й и 2-й группы качества  $K_{\rm pk} = 1$ ; для 3-й —  $K_{\rm pk} = 1,1$ ; для 4-й —  $K_{\rm pk} = 1,2$ .

На осевую силу резания в зависимости от способа разделения стружки вводится поправочный коэффициент  $K_{\rm pp}$ . Для его определения необходимо установить способ разделения стружки (рис. 10).

Значения  $K_{\rm pp}$  для каждого возможного способа разделения стружки приведены в табл. 3.

На осевую силу резания в зависимости от вида смазывающе-охлаждающей технологиче-





Таблииа З

Поправочный коэффициент на осевую силу резания, определяемый в зависимости от способа разделения стружки

Способ разделения стружки	K <sub>pp</sub>
Выкружками	1,0
Узкими канавками	1,2
Без разделения	1,3

ской жидкости (СОТС) вводится поправочный коэффициент  $K_{po}$  (рис. 11).

Значения  $K_{po}$  для различных видов СОТС приведены в табл. 4.

На осевую силу резания в зависимости от состояния и твердости материала вводится поправочный коэффициент  $K_{\rm pm}$ . Данный коэффи-



Рис. 11. Определение вида смазывающе-охлаждающей жидкости для материалов:

*а* — І—V групп обрабатываемости; *б* — VІ—Х групп обрабатываемости

Таблица 4

Поправочный коэффициент на осевую силу резания, определяемый в зависимости от вида смазывающеохлаждающей технологической среды (СОТС)

Группа обраба- тывае- мости	СОТС	K <sub>po</sub>			
	5%-ная эмульсия из эмульсола СДМУ-2	0,8			
	310%-ная эмульсия из эмульсола "Укринол-1"				
	Масло ОСМ-3	1,0			
I—V	Масло индустриальное И-12А, И-20А				
	Сульфофрезол				
	5%-ная эмульсия из эмульсола Э-2 (ЭТ-2, ЭГТ)				
	10%-ная эмульсия из эмульсола Э-2	1,1			
	57%-ная эмульсия из эмульсола T				
	Без охлаждения	1,0			
	Масло ОСМ-3				
VI-X	Масло индустриальное И-12А, И-20А	0,8			
	Сульфофрезол				

циент определяется в зависимости от группы обрабатываемости материала заготовки, твердости материала заготовки, состояния заготовки (табл. 5). Общий поправочный коэффициент на осевую силу резания  $K_{\rm p}$  представляет собой произведение поправочных коэффициентов:

$$K_{\rm p} = K_{\rm pM} K_{\rm po} K_{\rm pp} K_{\rm p\kappa}.$$

На основе математической модели зависимости контактной нагрузки на зубе от подъема на

зуб 
$$\left(q_{y_{\rm I\!I}}\left(S_z\right) = \frac{a_q}{S_z} + b_q\right)$$
 находим значение  $S_{z_{\rm min}}$ :  
 $S_{z_{\rm min}} = \frac{a_q}{[\sigma_{{\rm KOH}}] - b_q},$ 

где  $[\sigma_{\text{кон}}]$  — допускаемое контактное напряжение;  $a_q$  и  $b_q$  — коэффициенты математической модели (табл. 6).

В общем случае для гранных протяжек, обрабатывающих отверстие в форме правильного многоугольника с числом сторон, равным n, и стороной  $a_n$  периметр резания *i*-го зуба ступени с радиусом начальной окружности  $r_0$  (радиус последнего зуба предыдущей ступени или радиус внутренней поверхности гранного отверстия) и подъемом на зуб  $S_7$  определяется по формуле:

$$B_{\text{pes}_i} = 2n \left( \pi \left( 0, 5 + \frac{2}{n} \right) - \arcsin \left( \frac{a_n \cos\left(\frac{1}{n}\right)}{2 \sin\left(\frac{\pi}{n}\right) (r_0 + iS_z)} \right) \right) \times (r_0 + iS_z).$$

Таблица 5

Поправочный коэффициент на осевую силу резания, определяемый в зависимости от состояния и твердости обрабатываемого материала

Обраба	атываемые материалы	Твердость НВ	К <sub>рм</sub>	
Стали I—V групп обрабатываемости		<285	1,3	
	После закалки и отпуска	285336		
		336375	1,4	
	В отожженном, нормализованном и горячекатаном состоянии	130321	1,0	
Инструментальные, легированные и (	204229	1,4		
II		<229	0,5	
Чугуны серые, ковкие, антифрикцион	≥229	0,7		
Бронзы, латуни VIII и IX групп обраб	<110	0.4		
Алюминиевые сплавы Х группы обра	батываемости	≤110	0,4	

Таблица 6 Коэффициенты линейной функции для различных у

γ,°	5	10	10 15		25
$a_q$	56,011	28,215	17,733	11,314	7,693
$b_q$	2269,505	2065,016	1931,953	1840,968	1766,130

Для первого зуба эта формула будет иметь вид

$$B_{\text{pes}_1} = 2n \left( \pi \left( 0, 5 + \frac{2}{n} \right) - \arcsin\left( \frac{a_n \cos\left(\frac{1}{n}\right)}{2\sin\left(\frac{\pi}{n}\right)(r_0 + S_z)} \right) \right) \times (r_0 + S_z).$$

Для упрощения расчета периметра резания трехгранных, квадратных и шестигранных протяжек в табл. 7 приведены частные случаи указанной выше формулы.

Значения осевой силы резания, приходящейся на один миллиметр режущей кромки, определим на основе математической модели

 $q_0 = kS_z + b,$ 

где k и b — коэффициенты линейной функции, зависящие от значения переднего угла  $\gamma$  (табл. 8).

Таблица 7 Формулы для расчета периметра резания трехгранных, квадратных и шестигранных протяжек

Число сторон правильного многоугольного отверстия	Формулы для расчета В
3	$6(r_0 + iS_z) \left(\frac{\pi}{3} - \arccos\frac{a\sqrt{3}}{6(r_0 + iS_z)}\right)$
4	$8\left[\frac{\pi}{4} - \arccos\left(\frac{a}{2(r_0 + iS_z)}\right)\right](r_0 + iS_z)$
6	$12\left[\frac{\pi}{6} - \arccos\left(\frac{3a}{\sqrt{12}\left(r_0 + iS_z\right)}\right)\right]\left(r_0 + iS_z\right)$

Таблица 8

Коэффициенты линейной функции для различных ү

γ, °	5	5 10 15		20	25
k	2229,702	2042,175	1930,539	1854,987	1788,422
b	60,975	31,071	17,93	9, 58	5,03

Число зубьев в группе

$$z_{\rm c} = \frac{q_0 K_{\rm p} B_{\rm l} z_{\rm p}}{F_{\rm lim}}.$$

После уточнения  $z_c$  возможны следующие значения {2; 3; 4; 5}.

По выбранному значению проводим перерасчет  $q_0$ :

$$q_0 = \frac{z_{\rm c} F_{\rm lim}}{K_{\rm p} B_{\rm l} z_{\rm p}}.$$

Зная  $q_0$ , определим подачу на зуб для первого зуба:

$$S_{z_{\rm I}} = \frac{q_0 - b}{k}$$

Если  $S_{z_{\rm I}} > 0,3$  мм, то протяжка изготовляется с  $S_z = 0,3$  мм.

Далее на основе вида стружки, группы обрабатываемости материала заготовки (коэффициент K), длины протягивания  $l_S$ , подъема черновых зубьев  $S_{z_1}$  проводим проверку на заполняемость стружечной канавки. Для нормальной работы должны выполняться неравенства:

для сливной стружки

$$h \leq 1,1283\sqrt{Kl_SS_I};$$

для стружки надлома

$$h \leq 0,8917\sqrt{Kl_SS_I}$$
.

Для материалов I—V и X групп обрабатываемости K = 3, для остальных (VI—IX) K = 2,5.

Если неравенства не выполняются, то увеличивают глубину канавки, принимая следующее большее стандартное значение для шага.

Если неравенства не выполняются для максимально возможного *h*, то проводят перерасчет подъема на зуб по формулам:

для сливной стружки

$$S_{z_{\rm I}} = 0,785 \frac{h^2}{K l_S};$$

для стружки надлома

$$S_{z_{\mathrm{I}}} = 1,267 \frac{h^2}{Kl_s}$$

Остальные размеры стружечной канавки принимают стандартными для принятых шага и глубины. В данном случае протяжка состоит из одной ступени.

Определение максимально-возможного подъема на зуб происходит по формуле

$$S_{z_{\text{max}}} = \frac{z_{\text{c}} F_{\text{lim}}}{K_{\text{p}} B_{\Pi} z_{\text{p}} k} - \frac{b}{k},$$

где *B*<sub>п</sub> — периметр последнего зуба.

O

В общем случае

$$B_{\text{pes}i} = 2n \left( \pi \left( 0, 5 + \frac{2}{n} \right) - \arcsin \left( \frac{a_n \cos \left( \frac{1}{n} \right)}{2 \sin \left( \frac{\pi}{n} \right) R_{\Pi}} \right) \right) R_{\Pi},$$

где  $R_{\rm n}$  — радиус наружной поверхности гранного отверстия.

Принимается число ступеней, равное 3. Значения  $S_{z_1}$  и  $S_{z_{max}}$  образуют рабочий диапазон подъемов на зуб. Значение  $S_{z_{max}}$  применимо только для последнего зуба. Определим значения подъемов на зуб для оставшихся ступеней. Подъем на зуб второй ступени найдем по формуле

$$S_{z_{\text{II}}} = S_{z_{\text{I}}} + \frac{1}{3} (S_{z_{\text{max}}} - S_{z_{\text{I}}});$$

для третьей ступени

$$S_{z_{\rm III}} = S_{z_{\rm I}} + \frac{2}{3} (S_{z_{\rm max}} - S_{z_{\rm I}}).$$

Осуществляем проверку выбранных подъемов. Если  $S_{z_{\rm H}} \ge 0,3$ , тогда число ступеней принимается равным 2.

Проводим проверку на заполняемость стружечной канавки. Для нормальной работы должны выполняться неравенства:

для сливной стружки

$$h \leq 1,1283\sqrt{Kl_SS_{II}};$$

для стружки надлома

$$h \leq 0,8917\sqrt{Kl_SS_{\mathrm{II}}}$$

Для материалов I—V и X групп обрабатываемости K = 3, для остальных (VI—IX) K = 2,5.

Если неравенства не выполняются, то увеличивают глубину канавки, принимая следующее большее стандартное значение для шага.

Если неравенства не выполняются для максимально возможного *h*, то проводят перерасчет подъема на зуб по следующим формулам:

для сливной стружки

$$S_{z_{\rm II}} = 0,785 \frac{h^2}{Kl_s};$$

для стружки надлома

$$S_{z_{\rm II}} = 1,267 \frac{h^2}{Kl_S}$$

Остальные размеры стружечной канавки принимают стандартными для принятых шага и глубины. В данном случае протяжка состоит из двух ступеней.

Если  $S_{z_{III}} \ge 0,3$ , тогда число ступеней принимается равным 3,  $S_{z_{II}} = S_{z_{I}} + \frac{1}{2}(0,3 - S_{z_{I}}).$ 

Проводим проверку на заполняемость стружечной канавки. Для нормальной работы должны выполняться неравенства:

для сливной стружки

$$h \leq 1,1283\sqrt{Kl_SS_{III}};$$

для стружки надлома

$$h \leq 0,8917\sqrt{Kl_S S_{\text{III}}}.$$

Для материалов I—V и X групп обрабатываемости K = 3, для остальных (VI — IX) K = 2,5.

Если неравенства не выполняются, то увеличивают глубину канавки, принимая следующее большее стандартное значение для шага.

Если неравенства не выполняются для максимально возможного h, то проводят перерасчет подъема на зуб:

для сливной стружки

$$S_{z_{\mathrm{III}}}=0,785\frac{h^2}{Kl_S};$$

для стружки надлома

$$S_{z_{\rm III}}=1,267\frac{h^2}{Kl_S}.$$

Остальные размеры стружечной канавки принимают стандартными для принятых шага и глубины. В данном случае протяжка состоит из

трех ступеней, 
$$S_{z_{\text{II}}} = S_{z_{\text{I}}} + \frac{1}{2} (S_{z_{\text{III}}} - S_{z_{\text{I}}}).$$

Для определения числа зубьев выполняют проверку возможного увеличения подъема на зуб начиная со второго зуба. Номер последнего зуба, для которого выполняется неравенство, является номером последнего зуба ступени:

$$S_{z_j} - S_{z_i} \ge 0;$$

$$S_{z_j} - \frac{z_c F_{\lim}}{K_p B_j z_p k} + \frac{b}{k} \ge 0.$$

Приводим выражение к виду

$$B_i \geq \frac{z_{\rm c} F_{\rm lim}}{\left(S_{z_j} + \frac{b}{k}\right) K_{\rm p} z_{\rm p} k};$$

$$(r_0 + iS_z) \left( \pi \left( 0, 5 + \frac{2}{n} \right) - \arcsin \frac{a \cos\left(\frac{1}{n}\right)}{2 \sin\left(\frac{\pi}{n}\right) (r_0 + iS_z)} \right) \ge$$
  
$$\ge \frac{z_c F_{\text{lim}}}{2n \left(S_{z_j} + \frac{b}{k}\right) K_p z_p k}.$$

Правая часть полученного выражения не зависит от i, поэтому ее можно заменить некоторой константой C:

$$(r_0 + iS_z) \times$$
  
  $\times \left( \pi \left( 0, 5 + \frac{2}{n} \right) - \arcsin \frac{a \cos\left(\frac{1}{n}\right)}{2 \sin\left(\frac{\pi}{n}\right)(r_0 + iS_z)} \right) \ge C_j.$ 

Чтобы найти минимальное значение *i*, для которого не выполняется неравенство, переходим к уравнению и вычисляем значение *i* для каждой ступени. Если *i* — дробное число, то его округляют до ближайшего большего целого.

Для первой ступени минимальный  $r_0^{(1)}$  — значение радиуса вписанной окружности. Для остальных справедлива формула

$$r_0^{(i+1)} = r_0^{(1)} + \sum_{j=1}^i n_j S_{z_j},$$

где *i* = 1,2, ..., *m*.

Определим диаметры рабочих групп протяжки. Для каждой ступени протяжки ранее определены диаметры первого и последнего зубьев ступени, подъем на зуб и число зубьев в ступени. Диаметр каждой последующей группы зубьев отличается от предыдущей на два подъема на зуб. По этой схеме рассчитываются все неопределенные еще диаметры групп.

Диаметры зубьев протяжки находят в зависимости от диаметра рабочей группы, номера зуба, числа зубьев в группе, номера первого зуба в ступени, устанавливая последний зуб в секции и уменьшая его диаметр на величину пластической деформации обрабатываемого металла.

Определяем номер первого зуба в группе  $N_{13,rp}$  в зависимости от номера зуба  $N_3$ , номера первого зуба в ступени  $N_{13,cr}$ , числа зубьев в группе  $z_{rp}$ :

$$N_{13.rp} = N_{13.cr} + z_{rp} \operatorname{int}\left(\frac{N_3 - N_{13.cr}}{z_{rp}}\right)$$

Находят номер секции  $N_{\text{сек}}$  в зависимости от номера зуба  $N_3$ , номера первого зуба в ступени  $N_{13,\text{ст}}$ , числа зубьев в группе  $z_{\text{гр}}$ :

$$N_{\rm ct} = 1 + {\rm int} \left( \frac{N_3 - N_{\rm l3.ct}}{z_{\rm rp}} \right).$$

Далее вычисляют порядок зуба в группе  $N_{3.rp}$  в зависимости от номера зуба  $N_3$ , номера первого зуба в ступени  $N_{13.cT}$ :

$$N_{3.\rm rp} = N_3 - N_{13.\rm ct} + 1.$$

Сигнальная функция SignFunk в зависимости от числа зубьев в группе  $z_{\rm rp}$  и порядка зуба в группе  $N_{\rm 3.rp}$ :

SignFunc = int 
$$\left(\frac{z_{\rm rp}}{z_{\rm rp} + (N_{\rm 3.rp} \bmod z_{\rm rp})}\right)$$

Когда число зубьев в группе  $z_{\rm rp} = 1$ , SignFunc = 0. Диаметр зуба  $D_{N_3}$  в зависимости от диаметра зуба соответствующей группы  $D_{N_{\rm rp}}$ , сигнальной функции SignFunk, величины пластической деформации δ:

$$D_{N_3} = D_{N_{\rm TD}} - {\rm SignFunc}\,\delta.$$

Число калибрующих зубьев зависит от группы качества обработанной поверхности: для 1-й группы качества z = 5; 2-й группы качества z = 4; 3-й группы качества z = 3.

Определение шага калибрующих зубьев происходит в зависимости от шага режущих зубьев (табл. 9):  $t = (0,6...0,8)t_p$ .

Длина режущей части определяется по формуле:

$$l_{\text{pex}} = t(n_1 + n_2 + n_3);$$

калибрующей части

$$l_{\kappa} = tz;$$

Таблица 9

Определение шага калибрующих зубьев

t	t <sub>p</sub>	t	t <sub>p</sub>	t	<i>t</i> <sub>p</sub>	t	t <sub>p</sub>
4,0	4,0	4,5	4,0	5,0	4,0	5,5	4,0
6,0	4,5	6,5	5,0	7,0	5,5	8,0	6,0
9,0	6,0	10,0	7,0	11,0	7,0	12,0	8,0
13,0	9,0	14,0	10,0	15	11	16	11
17	12	18	13	19	14	20	14
21	15	22	16	24	17	25	18
26	19	28	20	30	20	32	22



Таблица 10

Длина переходного конуса

Диаметр протяжки, мм	До 30	Св. 30 до 70	Св. 70
Длина направляющего конуса, мм	15	20	25

рабочей части

$$l_{\rm p} = l_{\rm pex} + l_{\rm K}.$$

Сила резания P определяется в зависимости от периметра  $B_{pe3}$ , поправочного коэффициента на осевую силу резания  $K_p$ , приведенной осевой нагрузки  $q_0$ , числа одновременно работающих зубьев  $z_p$  и числа зубьев в группе  $z_{r.c}$ :

$$P_i = \frac{B_{\text{pe}_{3i}}q_0 z_\text{p} K_\text{p}}{z_\text{p}}$$

Силу резания находят для каждой группы зубьев отдельно.

Длину переходного конуса определяют по данным табл. 10.

Диаметр задней направляющей  $D_{3.H}$  принимают равным диаметру отверстия до протягивания протяжки:  $D_{3.H} = d_{0\min}$  с классом допуска dll. Длину задней направляющей и фаски устанавливают по данным табл. ll в зависимости от диаметра протяжки.

Тип, диаметр и геометрические параметры заднего хвостовика у протяжек, предназначенных для работы на вертикально-протяжном станке, принимают равными параметрам переднего хвостовика (табл. 12).

Параметры передней направляющей:

диаметр передней направляющей равен наименьшему диаметру отверстия до протягивания с классом допуска e8;

длина передней направляющей  $l_{\text{п.н}}$  определяется в зависимости от отношения длины протягивания к диаметру протяжки: при  $l/D > 1,5l_{\text{п.н}} =$ = 0,75 l, иначе  $l_{\text{п.н}} = 1$ .

Расстояние от торца протяжки до первого зуба  $L_1$  зависит от длины протягивания l и рас-

Параметры задних хвостовиков

Таблица 12

Диаметр D <sub>3.хв</sub> , мм	Длина I <sub>з.хв.</sub> , мм
1222	100
2550	125
6370	140

стояния от торца протяжки до зеркала станка  $l_{3.ct}$ :

$$L_1 = l_{3.ct} + l + 25$$
 MM.

Общая длина протяжки L является суммой расстояния от торца протяжки до первого зуба  $L_1$ , длин рабочей части  $L_{\text{раб}}$ , задней направляющей  $L_{3,\text{H}}$  и заднего хвостовика  $L_{3,\text{XB}}$ :

$$L = L_1 + L_{\text{pa6}} + L_{3.\text{H}} + L_{3.\text{XB}}.$$

На длину протяжки накладываются следующие ограничения:

по жесткости  $L_{\text{пр.max}} \leq 40 D_0;$ 

по длине рабочего хода  $L_{\text{пр.max}} \leq l_{\text{рx}}$ ;

технологическое  $L_{\text{пр. max}} \leq L_{\text{м.ц.с.}}$ 

В случае несоблюдения указанных ограничений необходимо провести расчет комплекта протяжек.

Число протяжек в комплекте определяют по формуле

$$j = \frac{l_{\text{раб.части}}}{L_{\text{кр}} - l_{\text{гл.ч.пр}}},$$

где  $l_{\text{раб.части}}$  — длина рабочей части гранной протяжки, мм;

 $L_{\rm kp}$  — лимитирующая длина, мм;

 $l_{\text{гл.ч.пр}}$  — длина гладких частей протяжки (хвостовик, шейка, направляющий конус, передняя и задняя направляющие),  $l_{\text{гл.ч.пр}} = L_1 + L_{3.\text{H}} + L_{3.\text{XB}}$ .

Повышение качества проектирования протяжек для обработки гранных отверстий возможно за счет создания методики проектирования протяжного инструмента и на ее основе САПР.

Таблица 11

Диаметр D <sub>з.н</sub> , мм	<13	1323	2330	3035	3545	4555	5560	6070	7090	90100	>100
Длина <i>l</i> <sub>з.н.</sub> , мм	20	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80
Фаска, мм	0,5	1	1,6	1,6	1,6	2	2	2	2,5	2,5	3

Размеры задней направляющей



#### Библиографический список

1. Баклунов Е.Д. Протяжки. Конструкция, технология изготовления и эксплуатация. М.: Машгиз, 1960. 170 с.

2. Буч Г. Объектно-ориентированный анализ и проектирование с примерами приложений на C++. М.: Издательство Бином, СПб.: Невский диалект, 2001. 560 с.

3. Гречишников В.А., Маслов А.Р., Стрихладзе А.Г. Инструментальное обеспечение автоматического производства / под ред. Ю.М. Соломенцева. М.: Высшая школа, 2002. 271 с.

4. **Гречишников В.А.** Моделирование систем инструментального обеспечения автоматизированных производств. М.: ВНИИТЭМР, 1988. 60 с.

5. **Гречишников В.А.** Системы автоматизированного проектирования режущих инструментов. М.: ВНИИТЭМР, 1987. 52 с.

6. Кузнецов Ю.Н. Дискретная математика для инженера. М.: Энергоатомиздат, 1988. 480 с.

7. **Кузнецов Ю.Н.** Математическое программирование. М.: Высшая школа, 1976. 352 с.

8. Лукина С.В., Седов Б.Е., Гречишников В.А. Повышение эффективности протяжного инструмента на основе математического моделирования // Вестник машиностроения. 1997. № 2. С. 23 — 26.

9. **Протяжки** для обработки отверстий / Д.К. Маргулис и др. М.: Машиностроение, 1986. 232 с.

10. Маргулис Д.К. Протяжки переменного резания. М.: Машгиз, 1962. 270 с.

11. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики. М.: Наука, 1980. 536 с.

12. Общемашиностроительные нормативы режимов резания: справочник: В 2 т. Т. 2 / А.Д. Локтев и др. М.: Машиностроение, 1991. 285 с.

13. Полянский А. Среда программирования Delphi 5-6. Справочное пособие. М.: Познавательная книга плюс, 2001. 406 с.

14. **Проектирование** и расчет металлорежущего инструмента на ЭВМ: учеб. пособие / О.В. Таратынов и др.; под ред. О.В. Таратынова. М.: Высш. шк., 1991. 423 с.

15. Руководство по проектированию металлорежущих инструментов с применением ЭВМ / под общ. ред. Г.Н. Кирсанова. М.: Машиностроение, 1986. 288 с.

16. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017662464. Программа для расчета энергосберегающего протяжного инструмента для обработки гранных отверстий / Селезнев Ю.Н., Кочергин В.С., Евсеев Е.Ю., Хомутов Р.Н.

17. Селезнев Ю.Н., Губанов В.С. Современные тенденции в разработке САПР протяжного инструмента // Известия ТулГУ. Серия. Инструментальные и метрологические системы. Вып. 1. Тр. Международной юбилейной науч.-техн. конф. "Наука о резании материалов в современных условиях". Тула: ТулГУ, 2005. С. 232–237.

18. Старков В.К. Дислокационные представления о резании металлов. М.: Машиностроение, 1979. 160 с.

19. Старков В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. М.: Машиностроение, 1989. 296 с.

20. Щеголев А.В. Конструирование протяжек. М.: Машгиз, 1960. 352 с.



## ПИТАНИЕ СБОРОЧНЫХ ЛИНИЙ. КОМПЛЕКТАЦИЯ. Складирование. Упаковка

УДК 621.717

М.Н. Сорокин, д-р техн. наук

(Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана) E-mail: sorokin-mn@mail.ru

# Решение трехпараметрической задачи комплектования частного вида (часть 1)

Представлен алгоритм решения трехпараметрической задачи комплектования частного вида. Алгоритм основан на процедуре расширения потока и представляет последовательность выбора базовых путей комплектования. Приведен модельный пример.

The algorithm of the solution of a three-parametrical problem of matching of a certain form is provided. The algorithm is based on the procedure of expansion of a flow. The algorithm represents the sequence of the choice of basic ways of matching. The model example is given.

Ключевые слова: селективная сборка, задача комплектования, перераспределение, сборочные комплекты.

Keywords: selective assembly, matching problem, redistribution, assembly sets.

**В** работе [1] предложен метод решения трехпараметрической задачи комплектования общего вида [2] при различных функциях распределения сопрягаемых параметров, заданных в относительной, нормированной системе полей допусков. Метод основан на процедуре перераспределения потока [3].

В данной работе предложен алгоритм решения трехпараметрической задачи комплектования при условии, когда функции распределения  $f_i(x_i)$  сопрягаемых параметров  $x_i$  являются унимодальными, симметричными и имеет место равенство функций распределения  $f_1(x_1)$  и  $f_2(x_2)$ , т.е.  $f_1(x_1) = f_2(x_2)$ .

Рассматриваемая трехпараметрическая задача комплектования наиболее простая и практически нереализуемая, однако для нее можно построить алгоритм процедуры перераспределения потока, который является ключевым моментом при решении трехпараметрической задачи комплектования общего вида.

Введем определения и обозначения, необходимые в дальнейшем:

 $\xi_i$  — случайная величина, принимающая значения сопрягаемого параметра  $x_i$  *i*-й детали,  $i = \overline{1, 3}$ ;

 $f_i(x_i)$  — функция распределения случайной величины  $\xi_i$ ;

*у* — параметр сопряжения;

η — случайная величина, принимающая значения *у* параметра сопряжения;

φ(*y*) — функция распределения случайной величины η;

 $y = x_1 - x_2 - x_3$  — уравнение сопряжения.

Разобьем поле допуска  $\delta x_i$  сопрягаемого параметра  $x_i$  отрезок [-1, +1] и поле допуска  $\delta y$  параметра сопряжения у отрезок [-3, +3] на нечетное число селективных интервалов длиной  $\delta$ ,

$$\delta = \frac{2}{2n+1}.$$

Пусть:

 $j_i$  — номер селективного интервала (группы) сопрягаемого параметра  $x_i$ ,  $j_i = -n, +n$ ;

j — номер селективного интервала (группы) параметра сопряжения y, j = -3n, +3n;

 $x_{ij_i}$  — значение сопрягаемого параметра  $x_i$  в точках деления отрезка [-1, +1] на селективные интервалы  $\delta$ ;

 $y_j$  — значение параметра сопряжения *у* в точках деления отрезка [-1, +3] на селективные интервалы  $\delta$ .

Проведем дискретизацию случайных величин ξ<sub>i</sub>, η:

 $\overline{x}_{ij_i}$  — среднее значение случайной величиной  $\xi_i$  в интервале  $(x_{ij_i-1}, x_{ij_i}]$ ,

$$\overline{x}_{ij_i} = \frac{x_{ij_i-1} + x_{ij_i}}{2};$$

 $\overline{y}_{j}$  — среднее значение случайной величиной  $\eta$  в интервале  $(y_{j-1}, y_{j}]$ ,

$$\overline{y}_j = \frac{y_{j-1} - y_j}{2}$$

 $p_{ij_i}$  — вероятность, с которой случайная величина  $\xi_i$  принимает значение  $\overline{x}_{ij_i}$ ,

$$p_{ij_i} = \int_{x_{ij_i-1}}^{x_{ij_i}} f_i(x_i) dx_i$$

 $p_j$  — вероятность, с которой случайная величина  $\eta$  принимает значение  $\overline{y}_j$ ,

$$p_j = \int_{y_{j-1}}^{y_j} \varphi(y) dy$$

Тогда дискретная случайная величина  $\bar{\xi}_i$  примет вид:

$$P\left\{ \overline{\xi}_i = \overline{x}_{ij_i} \right\} = p_{ij_i} ,$$

а случайная величина η:

$$P\left\{\overline{\eta}=\overline{y}_j\right\}=p_j.$$

Заменим значения  $\overline{x}_{ij_i}$  дискретной случайной величины  $\overline{\xi}_i$  и значения  $\overline{y}_j$  дискретной случайной величины  $\overline{\eta}$  значениями числовых индексов  $j_i$  и j. Это является линейным преобразованием значений  $\overline{x}_{ij_i}$  и  $\overline{y}_j$  дискретных случайных величин  $\overline{\xi}_i$  и  $\overline{\eta}$  и не изменяет физический смысл случайных величин.

Значениями дискретных случайных величин  $\overline{\xi}_i$  и  $\overline{\eta}$  могут быть как значения  $\overline{x}_{ij_i}$  и  $\overline{y}_j$ , так и значения числовых индексов  $j_i$  и j.

В дальнейшем рассматриваем дискретные случайные величины ξ<sub>i</sub> и η:

$$P\{\xi_i = j_i\} = p_i(j), \ p_i(j) = p_{ij_i};$$
$$P\{\eta = j\} = p(j), \ p(j) = p_j.$$

Обозначения дискретных случайных величин примем такими же, как и обозначения непрерывных случайных величин.

Значения  $\bar{x}_{ij_i}$  сопрягаемых параметров и значения  $\bar{y}_j$  параметра сопряжения в уравнении сопряжения

$$\overline{y}_j = \overline{x}_{1j_1} - \overline{x}_{2j_2} - \overline{x}_{3j_3}$$

заменим значениями числовых индексов  $j_i$  и j. Получим уравнение сопряжения в числовых индексах:

$$j = j_1 - j_2 - j_3$$

Для решения рассматриваемой трехпараметрической задачи комплектования необходимо выполнить первый шаг первого этапа [1] — решить двухпараметрическую задачу комплектования [4] со случайными величинами  $\xi_1$  и  $\xi_2$ методом полного целенаправленного суммирования [5].

Для двухпараметрической задачи комплектования уравнение сопряжения в числовых индексах имеет вид:

$$j=j_1-j_2.$$

Решением данной двухпараметрической задачи комплектования является совокупность путей комплектования  $\overline{s}(j_1, j_2)$  и относительное количество сборочных комплекто<u>в</u> на них  $\overline{p}(j_1, j_2)$ , т.е.  $\{\overline{s}_q(j_1, j_2), \overline{p}_q(j_1, j_2)\}, q = 1, \overline{N}$ .

Решение двухпараметрической задачи комплектования формирует случайную величину  $\overline{\xi}_3$  [1], принимающую значения  $\overline{j}_3$ ,  $\overline{j}_3 = j_1 - j_2$ , а вероятность, с которой она принимает эти значения, равна относительному количеству сборочных комплектов, заполнивших в результате решения двухпараметрической задачи комплектования селективные группы с номерами  $\overline{j}_3$ ,  $-n \leq \overline{j}_3 \leq + n$ .

В дальнейшем будем употреблять вместо термина "относительное количество сборочных комплектов" термин "сборочные комплекты". Сборочный комплект состоит из деталей первого и второго видов, взятых из селективных групп с номерами  $j_1$  и  $j_2$ . Числовой индекс  $\overline{j}_3$  определяет либо значение сопрягаемого параметра сборочного комплекта, если сборочный комплект в дальнейшем участвует в операции комплектования, либо определяет параметр сопряжения сборочного комплекта, если процесс комплектования закончен.

Для рассматриваемой двухпараметрической задачи комплектования имеет место соотношение  $f_1(x_1) = f_2(x_2)$ . Поэтому все пути комплектования  $\overline{s}_q(j_1, j_2)$ , определяющие решение данной задачи, соединяют одноименные селективные группы и имеют одинаковые числовые индексы, т.е.  $j_1 = j_2$ . Поэтому все сборочные комплекты, полученные на этих путях комплек-

тования, заполнят сборочными комплектами только одну селективную группу с номером  $\overline{j}_3$ ,  $\overline{j}_3 = j_1 - j_2$ ,  $\overline{j}_3 = 0$ .

Случайная величина  $\overline{\xi}_3$  как целенаправленная сумма случайных величин  $\xi_1$  и  $\xi_2$  принимает только одно из значений  $\overline{j}_3$ ,  $\overline{j}_3 = j_1 - j_2$ ,  $\overline{j}_3 = 0$ с вероятностью, равной единице. Все сборочные комплекты, полученные при комплектовании, имеют числовой индекс сопрягаемого параметра, равный нулю,  $\overline{j}_3 = j_1 - j_2$ ,  $\overline{j}_3 = 0$ . Перейдем ко второму шагу первого этапа

Перейдем ко второму шагу первого этапа метода решения трехпараметрической задачи комплектования общего вида [1], а именно к процедуре перераспределения потока или к процедуре перераспределения сборочных комплектов, или к процедуре перераспределения [3]. Процедура перераспределения заключается в следующем.

Сборочные комплекты, находящиеся в селективной группе с номером  $\overline{j}_3$ ,  $\overline{j}_3 = j_1 - j_2$ ,  $\overline{j}_3 = 0$ ,  $p_3(\overline{j}_3) = p_{3\overline{j}_3} = 1$  нужно перераспределить по селективным группам, имеющим номера  $\overline{j}_3$ ,  $-n \leq \overline{j}_3 \leq +n$ . После окончания процедуры перераспределения в селективной группе с номером  $\overline{j}_3$  случайной величины  $\overline{\xi}_3$ ,  $P\{\overline{\xi}_3 = \overline{j}_3\} = p_3(\overline{j}_3)$ , должно быть столько сборочных комплектов, сколько деталей 3-го вида содержится в селективной группе с номером  $j_3$  случайной величины  $\xi_3$ ,  $P\{\xi_3 = j_3\} = p_3(j_3)$ . Необходимо, используя процедуру перераспределения, построить случайную величину  $\overline{\xi}_3$ , имеющую такую же дискретную функцию распределения, какую имеет дискретная случайная величина  $\xi_3$ .

Решение данной двухпараметрической задачи комплектования со случайными величинами  $\xi_1$  и  $\xi_2$  дает 2n + 1 число путей комплектования  $\overline{s}_a(j_1, j_2)$ .

Множество путей комплектования, определяющих решение  $\{\overline{s}_q(j_1, j_2)\}, q = \overline{1, \overline{N}},$ обозначим  $\overline{S}$ . Из множества  $\overline{S}$  выберем два произвольных пути комплектования  $\overline{s}(j_1, j_2)$  и  $\overline{s}(j'_1, j'_2)$ , которые должны удовлетворять следующему условию:

$$-n \leq j_1 - j_2' \leq n, \quad \overline{j}_3' = j_1 - j_2';$$
  
$$-n \leq j_1' - j_2 \leq n, \quad \overline{j}_3'' = j_1' - j_2.$$

На  $\overline{s}(j_1, j_2)$  и  $\overline{s}(j_1', j_2')$  путях комплектования имеется  $\overline{p}(j_1, j_2)$  и  $\overline{p}(j_1', j_2')$  сборочных комплектов.

Эти пути комплектования назовем базовыми путями комплектования или базовыми путями.

Образуем новые пути комплектования  $\hat{s}(j_1, j_2')$  и  $\hat{s}(j_1', j_2)$ , на каждом из которых вы-

берем новое количество сборочных комплектов  $\hat{p}(j_1, j_2)$  и  $\hat{p}(j_1', j_2)$ :

$$\hat{p}(j'_1, j_2) = \hat{p}(j_1, j'_2);$$

$$0 < \widehat{p}(j_1, j_2') \leq \min\{\overline{p}(j_1, j_2), \overline{p}(j_1', j_2')\}.$$

Тогда получаем два новых пути комплектования и на них новое количество сборочных комплектов:

$$\{\hat{s}(j'_1, j_2), \hat{p}(j'_1, j_2)\}; \\ \{\hat{s}(j_1, j'_2), \hat{p}(j_1, j'_2)\}.$$

На новом  $\hat{s}(j_1, j_2')$  пути комплектования селективная группа с номером  $\overline{j}'_3 = j_1 - j_2'$  заполнена  $\hat{p}(j_1, j_2')$  количеством сборочных комплектов, а на новом пути комплектования  $\hat{s}(j_1', j_2)$  селективная группа с номером  $\overline{j}'_3 = j_1' - j_2$  заполнена таким же количеством  $\hat{p}(j_1', j_2)$  сборочных комплектов.

Таким образом, произошло перераспределение сборочных комплектов. Из селективной группы с номером  $\overline{j}_3$ ,  $\overline{j}_3 = 0$ , где количество сборочных комплектов равно единице,  $p_3(\overline{j}_3) = p_{3\overline{j}_3} = 1$ , изъ-яли  $\hat{p}(j_1, j_2')$  количество сборочных комплектов и заполнили этими же сборочными комплектами селективные группы, определяемые номерами  $\overline{j}_3'$  и  $\overline{j}_3''$ , причем  $\overline{j}_3' = -\overline{j}_3''$ ,  $\overline{j}_3' = -\overline{n}, + \overline{n}$ .

Каждым двум базовым путям  $\overline{s}(j_1, j_2)$  и  $\overline{s}(j_1', j_2')$  во множестве  $\overline{S}$  можно найти еще два базовых пути, на которых таким же количеством сборочных комплектов будут заполнены те же самые селективные группы. Это определяется симметрией и равенством дискретных функций распределения случайных величин  $\xi_1$  и  $\xi_2$ .

Имеем две пары базовых путей. Объединение первой и второй пары базовых путей определяют набор базовых путей. В результате применения процедуры перераспределения на наборе базовых путей будут заполнены селективные группы с номерами  $\overline{j}_3 = -k$  и  $\overline{j}_3 = +k$ ,  $0 \le k \le n$ .

Для множества путей комплектования  $\overline{S}$  можно построить не один набор базовых путей, на которых возможно проводить процедуру перераспределения с заполнением селективных групп с номерами  $\overline{j}_3 = -k$  и  $\overline{j}_3 = +k$ .

Совокупность наборов базовых путей, на которых можно проводить процедуру перераспределения с заполнением селективных групп с номерами  $\overline{j}_3 = -k$  и  $\overline{j}_3 = +k$ , определяет подмножество S'(-k, +k). Если учитывать, что k меняется в пределах  $0 \le k \le n$ , то множество всех наборов базовых путей, на которых происходит процедура перераспределения, обозначим S':

$$S' = S'(-n, +n) \cup S'(-n + 1, +n - 1) \cup \dots$$
  
...  $\cup S'(-k, +k) \cup \dots \cup S'(-1, +1) \cup S'(0).$ 

Алгоритм процедуры перераспределения есть алгоритм нахождения последовательности выбора набора базовых путей из множества *S*'.

Рассмотрим первый шаг предлагаемого алгоритма для решения рассматриваемой трехпараметрической задачи комплектования.

На первом шаге должны заполнить селективные группы с номерами  $\overline{j}_3 = -n$  и  $\overline{j}_3 = +n$  таким количеством сборочных комплектов, чтобы количество сборочных комплектов в этих группах было равно количеству деталей третьего вида в селективных группах с номерами  $j_3 = -n$  и  $j_3 = +n$ ,  $p(\overline{j}_3) = p(j_3)$ .

Для этого из подмножества S'(-n, + n) выбираем первый набор базовых путей.

Правило выбора набора базовых путей из подмножества S'(-n, +n) заключается в следующем. Выбираем тот набор базовых путей, у которого базовый путь комплектования имеет наибольший числовой индекс  $j_1$ . На выбранном наборе базовых путей проводим процедуру перераспределения, изъятия сборочных комплектов из селективной группы  $\overline{j}_3 = 0$  и заполнения этими же сборочными комплектами селективных групп с номерами  $j_3 = -n$  и  $j_3 = +n$ .

Если соотношение  $p(\bar{j}_3) = p(j_3)$  не выполняется, то из подмножества S'(-n, +n) выбираем новый набор базовых путей по указанному выше принципу. Применяем процедуру перераспределения. Количество сборочных комплектов в селективных группах с номерами  $\bar{j}_3 = -n$  и  $\bar{j}_3 = +n$  увеличивается. Процедуру перераспределения на наборе базовых путей выполняем до тех пор, пока не будет выполнено соотношение  $p(\bar{j}_3) = p(j_3)$ . Новые пути комплектования и новое количество сборочных комплектов на них, полученные на 1-м шаге алгоритма, определяют часть решения рассматриваемой трехпараметрической задачи комплектования.

На втором шаге алгоритма необходимо подобным образом заполнить сборочными комплектами селективные группы с номерами  $\overline{j}_3 = -n + 1$  и  $\overline{j}_3 = +n - 1$ .

Следующие шаги алгоритма заполняют сборочными комплектами последующие селективные группы  $\overline{j}_3$ , пока не будет выполнено соотношение

$$p(\overline{j}_3) = p(j_3), -n \leq \overline{j}_3 \leq +n, -n \leq j_3 \leq +n.$$

Получим совокупность путей комплектования  $\hat{s}(j_1, j_2) \subset \hat{S}$  и количество сборочны<u>х комплектов</u> на них, т.е.  $\hat{s}(j_1, j_2)$ ,  $\hat{p}(j_1, j_2)$ ,  $q = 1, \hat{N}$ .

В соответствии со вторым этапом решения трехпараметрической задачи комплектования [1] пути комплектования  $\hat{s}(j_1, j_2)$  можем продолжить к селективным группам с числовым индексом  $\overline{j_3}$ . Получим пути комплектования  $\hat{s}(j_1, j_2, \overline{j_3})$ . Затем числовой индекс  $\overline{j_3}$  заменим на числовой индекс  $j_3$ . Сборочный комплект  $\hat{p}(j_1, j_2)$  увеличим на детали 3-го вида, взятые из селективной группы с номером  $j_3$ . Сборочный комплект примет вид  $\hat{p}(j_1, j_2, j_3)$ . Окончательно получим решение рассматриваемой трехпараметрической задачи комплектования в виде:

$$\{s_q(j_1, j_2, j_3), p_q(j_1, j_1, j_3)\}, q = \overline{1, N}.$$

Рассмотрим применение данного алгоритма на модельном примере.

Имеем случайные величины  $\xi_1$  и  $\xi_2$ ,  $f_1(j_1) = f_2(j_2)$  (табл. 1).

Поле допуска сопрягаемых параметров  $x_i$  отрезок [-1, +1] разбито на девять селективных интервалов. Решение двухпараметрической задачи комплектования со случайными величинами  $\xi_1$ и  $\xi_2$  представлено в табл. 2.

Таблица 1

Сборочный комплект	Поле допуска сопрягаемых параметров								
	-4	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3	+4
$p_{1j_1}$	2	4	10	30	38	30	10	4	2
$p_{2j_2}$	2	4	10	30	38	30	10	4	2
$p_{3j_3}$	6	10	14	20	30	20	14	10	6

Количество деталей в селективных группах

Решение двухпараметрической задачи комплектования

Параметр	Поле допуска сопрягаемых параметров									
	-4	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3	+4	
$\overline{s}_q(j_1, j_2)$	$\overline{s}_{2}(-4,-4)$	$\bar{s}_2(-3,-3)$	$\overline{s}_{3}(-2,-2)$	$\overline{s}_4(-1,-1)$	$\overline{s}_5(0,0)$	$\overline{s}_{6}(+1,+1)$	$\overline{s}_{7}(+2,+2)$	$\overline{s}_{8}(+3,+3)$	$\overline{s}_{9}(+4,+4)$	
$\overline{p}_q(j_1, j_2)$	2	4	10	30	38	30	10	4	2	



Рис. 1. Пути комплектования двухпараметрической задачи комплектования

Решение определяет пути комплектования  $\overline{s}(j_1, j_2)$ , которые соединяют одноименные селективные группы (рис. 1).

Количество сборочных комплектов на путях комплектования равно  $\overline{p}(j_1, j_2)$ .

В табл. З для модельного примера представлены все наборы базовых путей — множество S'. В столбце 2 указан порядок выбора набора базовых путей из подмножества  $S'(-k, +k), 0 \le k \le 4$ .

Рассмотрим первый шаг процедуры перераспределения.

Выбираем первый набор базовых путей из подмножества S'(-4, + 4):

$$\{\overline{s}_1(-4,-4), \ \overline{p}_1(-4,-4) = 2; \ \overline{s}_5(0, 0), \ \overline{p}_5(0, 0) = 34\};$$

$$\{\overline{s}_5(0, 0), \overline{p}_5(0, 0) = 34; \overline{s}_9(+4, +4), \overline{p}_9(+4, +4) = 2\}.$$

Проводим процедуру перераспределения (рис. 2). Получаем новые пути комплектования и новое количество сборочных комплектов на них:

$$\{\hat{s}_1(-4, 0), \hat{p}_1(-4, 0) = 2\};$$
  

$$\{\hat{s}_2(0, -4), \hat{p}_2(0, -4) = 2\};$$
  

$$\{\hat{s}_3(+4, 0), \hat{p}_3(+4, 0) = 2\};$$
  

$$\{\hat{s}_4(0, +4), \hat{p}_4(0, +4) = 2\}.$$

Это новое количество сборочных комплектов на новых путях комплектования заполнит селективные группы с номерами  $\overline{j}_3 = j_1 - j_2$ ,  $\overline{j}_3 = -4$ ,  $\overline{j}_3 = +4$  количеством сборочных комплектов, равным двум.

Таблица 2

Так как селективные группы с номерами  $\overline{j}_3 = -4$  и  $\overline{j}_3 = +4$  еще не заполнены сборочными комплектами, то выбираем второй набор базовых путей из подмножества *S*'(-4, +4). Проводим процедуру перераспределения сборочных комплектов.

Пусть селективные группы с номерами  $\overline{j}_3 = -4$ и  $\overline{j}_3 = +4$  заполнены сборочными комплектами.

В соответствии со вторым этапом решения трехпараметрической задачи комплектования [1] получим первые восемь путей комплектования и количество сборочных комплектов на них, определяющие решение рассматриваемой трехпараметрической задачи комплектования:

 $\{s_{1}(-4, 0, +4), p_{1}(-4, 0, +4) = 2\};$   $\{s_{2}(0, -4, +4), p_{2}(0, -4, +4) = 2\};$   $\{s_{3}(+4, 0, +4), p_{3}(+4, 0, +4) = 2\};$   $\{s_{4}(0, +4, -4), p_{4}(0, +4, -4) = 2\};$   $\{s_{5}(-3, +1, -4), p_{5}(-3, +1, -4) = 1\};$   $\{s_{6}(+1, -3, +4), p_{6}(+1, -3, +4) = 1\};$   $\{s_{7}(-1, +3, -4), p_{7}(-1, +3, -4) = 1\};$   $\{s_{8}(+3, -1, +4), p_{8}(+3, -1, +4) = 1\}.$ 

Так как селективные группы с номерами  $\overline{j}_3 = -4$  и  $\overline{j}_3 = +4$  заполнены сборочными комплектами, то переходим ко второму шагу алгоритма, заполнению селективных групп  $\overline{j}_3 = -3$  и  $\overline{j}_3 = +3$  сборочными комплектами. Для полного заполнения сборочными комплектами селективных групп с номерами  $\overline{j}_3 = -3$  и  $\overline{j}_3 = +3$  потребуется из подмножества S'(-3, +3) выбрать три набора базовых путей (табл. 4).



Таблица З

Представление наборов базовых и новых путей комплектования и селективных групп $j_3$ , заполняемых сборочными	
комплектами из селективной группы с номером $\overline{j}_3=0$	

Множество наборов базовых путей <i>S</i> (- <i>k</i> , + <i>k</i> )	Порядок выбора	Набор базовых путей $\overline{s}_q(j_1,j_2)$	Новые пути комплектования $\hat{s}_q(j_1, j_2)$	Заполи селект групи	няемая гивная па <i>j</i> 3	Порядок применения	
	1	$\overline{s}_1 (-4, +4), \ \overline{s}_5 (0, 0)$	$\hat{s}_1$ (-4, 0), $\hat{s}_2$ (0, -4)		+4	1	
<i>S</i> (-4,+4)	1	$\overline{s}_9$ (+4, +4), $\overline{s}_5$ (0, 0)	$\hat{s}_3$ (+4, 0), $\hat{s}_4$ (0, +4)				
	2	$\overline{s}_2 (-3, -3), \ \overline{s}_6 (+1, +1)$	$\hat{s}_5 (-3, +1), \hat{s}_6 (+1, -3)$	-4		2	
	2	$\overline{s}_8$ (+3, +3), $\overline{s}_4$ (-1, -1)	$\hat{s}_7 (-1, +3), \ \hat{s}_8 (+3, -1)$				
	3	$\overline{s}_3$ (-2, -2), $\overline{s}_7$ (+2, +2)	$\hat{s}_9$ (-2, +2), $\hat{s}_{10}$ (+2, -2)			3	
	1	$\overline{s}_1$ (-4, -4), $\overline{s}_4$ (-1, +1)	$\hat{s}_{11}$ (-4, -1), $\hat{s}_{12}$ (-1, -4)		+3	4	
	1	$\overline{s}_9$ (+4, +4), $\overline{s}_6$ (+1, +1)	$\hat{s}_{13}$ (+1, +4), $\hat{s}_{14}$ (+4, +1)				
S(-3 + 3)	2	$\overline{s}_2 (-3, -3), \ \overline{s}_5 (0, 0)$	$\hat{s}_{15}$ (-3, 0), $\hat{s}_{16}$ (0, -3)	_3		5	
5(3, 13)	2	$\overline{s}_8 (+3, +3), \ \overline{s}_5 (0, 0)$	$\hat{s}_{17}(0, +3), \ \hat{s}_{18}(+3, 0)$	5			
	2	$\overline{s}_3$ (-2, -2), $\overline{s}_6$ (+1, +1)	$\hat{s}_{19}$ (-2, +1), $\hat{s}_{20}$ (+1, -2)			6	
	5	$\overline{s}_7$ (+2, +2), $\overline{s}_4$ (-1, -1)	$\hat{s}_{21}$ (-1, +2), $\hat{s}_{22}$ (+2, -1)			0	
	1	$\overline{s}_1 (-4, -4), \ \overline{s}_3 (-2, -2)$	$\hat{s}_{23}(-4, -2), \hat{s}_{24}(-2, -4)$		+2	7	
		$\overline{s}_9$ (+4, +4), $\overline{s}_7$ (+2, +2)	$\hat{s}_{25}(+2, +4), \hat{s}_{26}(+4, +2)$				
	2	$\overline{s}_2$ (-3, -3), $\overline{s}_4$ (-1, -1)	$\hat{s}_{27}$ (-3, -1), $\hat{s}_{28}$ (-1, -3)			Q	
S(-2, +2)		$\overline{s}_8$ (+3, +3), $\overline{s}_6$ (+1, +1)	$\hat{s}_{29}(+1, +3), \hat{s}_{30}(+3, +1)$	-2		0	
	2	$\overline{s}_3$ (-2, -2), $\overline{s}_5$ (0, 0)	$\hat{s}_{31}$ (-2, 0), $\hat{s}_{32}$ (0, -2)			0	
	5	$\overline{s}_7$ (+2, +2), $\overline{s}_5$ (0, 0)	$\hat{s}_{33}(0, +2), \hat{s}_{34}(+2, 0)$			9	
	4	$\overline{s}_4 (-1, -1), \ \overline{s}_6 (+1, +1)$	$\hat{s}_{35}(-1, +1), \hat{s}_{36}(+1, -1)$			10	
	1	$\overline{s}_1$ (-4, -4), $\overline{s}_2$ (-3, -3)	$\hat{s}_{37}$ (-4, -3), $\hat{s}_{38}$ (-3, -4)			12	
		$\overline{s}_9$ (+4, +4), $\overline{s}_8$ (+3, +3)	$\hat{s}_{39}$ (+3, +4), $\hat{s}_{40}$ (+4, +3)			15	
		$\overline{s}_2 (-3, -3), \ \overline{s}_3 (-2, -2)$	$\hat{s}_{41}$ (-3, -2), $\hat{s}_{42}$ (-2, -3)			12	
S(-1 ±1)	2	$\overline{s}_8$ (+3, +3), $\overline{s}_7$ (+2, +2)	$\hat{s}_{43}$ (+2, +3), $\hat{s}_{44}$ (+3, +2)	_1		12	
S(-1, +1)	2	$\overline{s}_3 (-2, -2), \ \overline{s}_4 (-1, -1)$	$\hat{s}_{45}(-2, -1), \hat{s}_{46}(-1, -2)$	1	1	13	
		$\overline{s}_7$ (+2, +2), $\overline{s}_6$ (+1, +1)	$\hat{s}_{47}$ (+1, +2), $\hat{s}_{48}$ (+2, +1)			15	
	Δ	$\overline{s}_4 \ (-1, \ -1), \ \overline{s}_5 \ (0, \ 0)$	$\hat{s}_{49}$ (-1, 0), $\hat{s}_{50}$ (0, -1)			14	
	4	$\overline{s}_{6}(+1, +1), \ \overline{s}_{5}(0, 0)$ $\hat{s}_{51}(0, +1), \ \hat{s}_{52}(+1, 0)$				14	

Таблица 4

### Перераспределение сборочных комплектов, находящихся в селективной группе с номером $\overline{j}_3 = 0$ , в селективные группы с номерами $-\overline{j}_3$ и $\overline{j}_3$

Множе- ство базо- вых путей <i>S</i> (- <i>k</i> , + <i>k</i> ) Порядок		Набор базовых путей <u>s<sub>a</sub>(j<sub>1</sub>, j<sub>2</sub>)</u>	Новые пути комплекто- вания $s_q(j_1, j_2)$	Сборочные комплекты $\hat{p}_q(j_1, j_2)$	Количество сборочных комплектов	Номер селективной группы	Колич сборо компл пос распред	ество чных ектов сле еления			
		1	1				накоп- ленное	06- щее			
		$\overline{s}_1$ (-4, -4)	$\hat{s}_1(-4, 0)$	$\hat{p}_1(-4, 0)$	-	-4	2				
	1	$\overline{s}_5(0, 0)$	$\hat{s}_2(0, -4)$	$\hat{p}_2(0, -4)$	2	+4	_	_			
	1	$\overline{s}_{9}(+4, +4)$	$\hat{s}_3$ (+4, 0)	$\hat{p}_3$ (+4, 0)			- 4 -				
S(-4 + 4)		$\overline{s}_5(0, 0)$	$\hat{s}_4(0, 4)$	$\hat{p}_4 (0, +4)$				8			
5( 1, 1)		$\overline{s}_2 (-3, -3)$	$\hat{s}_5$ (-3, +1)	$\hat{p}_5$ (-3, +1)		4	5	9			
	2	$\overline{s}_{6}(+1, +1)$	$\hat{s}_6$ (+1, -3)	$\hat{p}_6$ (+1, -3)	1	+4	5	10			
	2	$\overline{s}_{8}(+3, +3)$	$\hat{s}_7$ (-1, +3)	$\hat{p}_7$ (-1, +3)		-4	- 6 -	11			
		$\overline{s}_4$ (-1, -1)	$\hat{s}_8$ (+3, -1)	$\hat{p}_{8}$ (+3, -1)	-	+4		12			
		$\overline{s}_2$ (-3, -3)	$\hat{s}_{9}(-3, 0)$	$\hat{p}_{9}(-3, 0)$		-3	- 3 -	15			
S( 2 + 2)	2	$\overline{s}_5(0, 0)$	$\hat{s}_{10}(0, -3)$	$\hat{p}_{10}(0, -3)$		+3		18			
		$\overline{s}_{8}(+3, +3)$	$\hat{s}_{11}(0, +3)$	$\hat{p}_{11}(0, +3)$	3	-3		21			
		$\overline{s}_5(0, 0)$	$\hat{s}_{12}$ (+3, 0)	$\hat{p}_{12}$ (+3, 0)		+3	0	24			
S(-3, +3)	3	$\overline{s}_3(-2, -2)$	$\hat{s}_{13}$ (-2, +1)	$\hat{p}_{13}(-2, +1)$	2	-3	- 8 -	26			
		$\overline{s}_{6}(+1, +1)$	$\hat{s}_{14}$ (+1, -2)	$\hat{p}_{14}$ (+1, -2)		+3		28			
		$\overline{s}_7$ (+2, +2)	$\hat{s}_{15}$ (-1, +2)	$\hat{p}_{15}(-1, +2)$		-3	- 10 -	30			
		$\overline{s}_4$ (-1, -1)	$\hat{s}_{16}$ (+2, -1)	$\hat{p}_{16}$ (+2, -1)		+3		32			
	3	$\overline{s}_3(-2, -2)$	$\hat{s}_{17}$ (-2, 0)	$\hat{p}_{17}$ (-2, 0)		-2	- 7 -	39			
S( 2 + 2)		$\overline{s}_5(0, 0)$	$\hat{s}_{18}(0, -2)$	$\hat{p}_{18}$ P(0, -2)		+2		46			
S(-2, +2)		$\overline{s}_{7}$ (+2,+2)	$\hat{s}_{19}(0, +2)$	$\hat{p}_{19}(0, +2)$		-2	14	53			
		$\overline{s}_5(0, 0)$	$\hat{s}_{20}$ (+2, 0)	$\hat{p}_{20}$ (+2, 0)	1 -	+2		60			
	3	$\overline{s}_3(-2, -2)$	$\hat{s}_{21}(-2, -1)$	$\hat{p}_{21}(-2, -1)$		-1		67			
		$\overline{s}_4$ (-1, -1)	$\hat{s}_{22}(-1, -2)$	$\hat{p}_{22}$ (-1, -2)		+1		74			
		$\overline{s}_7$ (+2, +2)	$\hat{s}_{23}$ (+1,+2)	$\hat{p}_{23}(+1, +2)$		-1	14	81			
$\Gamma(1+1)$		$\overline{s}_{6}(+1, +1)$	$\hat{s}_{24}$ (+2, +1)	$\hat{p}_{24}(+2, +1)$		+1	14	88			
S(-1, +1)		$\overline{s}_4$ (-1, -1)	$\hat{s}_{25}(-1, 0)$	$\hat{p}_{25}(-1, 0)$		-1	17	91			
	4	$\overline{s}_5(0, 0)$	$\hat{s}_{26}(0, -1)$	$\hat{p}_{26}(0, -1)$	3	+1	1/	94			
	4	$\overline{s}_{6}$ (+1,+1)	$\hat{s}_{27}(0,+1)$	$\hat{p}_{27}(0, +1)$		-1	20	97			
		$\overline{s}_5(0, 0)$	$\hat{s}_{28}$ (+1, 0)	$\hat{p}_{28}$ (+1, 0)	]	+1	20	100			
			$\hat{s}_{29}(-1, -1)$	$\hat{p}_{29}(-1, -1)$			11	111			
S(0, 0)	1	_	$\hat{s}_{30}(+1, +1)$	$\hat{p}_{30}$ (+1,+1)		0		122			
							$\hat{s}_{31}(0, 0)$	$\hat{p}_{31}(0, 0)$	8		8



Рис. 2. Перераспределение сборочных комплектов

В табл. 4:

 столбец 2 — порядок применения набора базовых путей, взятых из табл. 2;

— столбец 6 — количество сборочных комплектов  $\hat{p}_q(j_1, j_2)$  на пути комплектования  $\hat{s}_q(j_1, j_2)$ ;

— столбец 7 — номер селективной группы  $\overline{j}_3$ , которая заполняется сборочными комплектами в результате применения процедуры перераспределения;

Таблица 5

столбец

8 — накопленное количество сборочных комплектов в селективной группе  $\overline{j}_3$ в результате применения процедуры перераспределения;

— столбец 9 — общее количество накопленных сборочных комплектов в селективных группах  $\overline{j}_3$  в результате применения процедуры перераспределения.

Последовательно подобным образом заполним все селективные группы с номерами  $-\overline{j}_3$  и  $+\overline{j}_3$  и получим на каждом выбранном наборе базовых путей новые пути комплектования  $\hat{s}_q(j_1, j_2)$  и новое количество сборочных комплектов  $\hat{p}_a(j_1, j_2)$ . В соответствии со вторым этапом решения трехпараметрической закомплектования дачи [1] получим полное решение модельного примера (табл. 5).

Предложенный алгоритм решения рассматриваемой трехпараметрической задачи комплектования является ключевым моментом для решения трехпараметрической задачи комплектования общего вида.

Данный алгоритм может быть легко формализован для реализации в виде программного продукта.

Для рассматриваемой трехпараметрической задачи комплектования случайные величины  $\xi_i$  выбирались из множества случайных величин

 $\{\xi_i\}, \ \xi_i \sim N(0, \sigma_i^2), 2 \leq \sigma_i \leq 10.$ 

Решение модельного примера трехпараметрической задачи комплектования частного вида

Путь комплектования, $s_q(j_1, j_2, j_3)$	Сборочные комплекты на путях комплектования, $p_q(j_1, j_2, j_3)$	Количество сборочных комплектов	Общее количество сборочных комплектов	
$s_1(-4, 0, -4)$	$p_1(-4, 0, -4)$		2	
$s_2 (0, -4, +4)$	$p_2(0, -4, +4)$		4	
s <sub>3</sub> (+4, 0, +4)	$p_3(+4, 0, +4)$	2	6	
$s_4 (0, +4, -4)$	$p_4(0, +4, -4)$		8	
$s_5(-3, +1, -4)$	$p_5(-3, +1, -4)$		9	
$s_6$ (+1, -3, +4)	$p_6(+1, -3, +4)$	1	10	
$s_7 (-1, +3, -4)$	$p_7(-1, +3, -4)$		11	
$s_8 (+3, -1, +4)$	$p_8(+3, -1, +4)$		12	
s <sub>9</sub> (-3, 0, -3)	$p_9(-3, 0, -3)$		15	
$s_{10} (0, -3, +3)$	$p_{10}(0, -3, +3)$	2	18	
$s_{11}(0, +3, -3)$	$p_{11}(0, +3, -3)$	5	21	
$s_{12}$ (+3, 0, +3)	$p_{12}(+3, 0, +3)$		24	
$s_{13}$ (-2, +1, -3)	$p_{13}(-2, +1, -3)$		26	
$s_{14}$ (+1, -2, +3)	$p_{14}(+1, -2, +3)$	2	28	
$s_{15}$ (-1, +2, -3)	$p_{15}(-1, +2, -3)$	2	30	
$s_{16}$ (+2, -1, +3)	$p_{16}(+2, -1, +3)$		32	
$s_{17} (-2, 0, -2)$	$p_{17}(-2, 0, -2)$		39	
$s_{18} (0, -2, +2)$	$p_{18}(0, -2, +2)$		46	
$s_{19}(0, +2, -2)$	$p_{19}(0, +2, -2)$		53	
s <sub>20</sub> (+2, 0, +2)	$p_{20}(+2, 0, +2)$	7	60	
$s_{21}$ (-2, -1, -1)	$p_{21}(-2, -1, -1)$	/	67	
$s_{22}$ (-1, -2, +1)	$p_{22}(-1, -2, +1)$		74	
$s_{23}$ (+1, +2, -1)	$p_{23}(+1, +2, -1)$		81	
$s_{24}$ (+2, +1, +1)	$p_{24}(+2, +1, +1)$		88	
$s_{25}$ (-1, 0, -1)	$p_{25}(-1, 0, -1)$		91	
$s_{26}(0, -1, +1)$	$p_{26}(0, -1, +1)$	3	94	
$s_{27} (0, +1, -1)$	$p_{27}(0, +1, -1)$		97	
$s_{28}$ (+1, 0, +1)	$p_{28}(+1, 0, +1)$		100	
$s_{29}$ (-1, -1, 0)	$p_{29}(-1, -1, 0)$	11	111	
$s_{30}$ (+1, +1, 0)	$p_{30}(+1, +1, 0)$	11	122	
$s_{31}(0, 0, 0)$	$p_{31}(0, 0, 0)$	8	130	



При выбранных таким образом случайных величинах  $\xi_i$  целенаправленная сумма случайных величин  $\eta$  всегда будет равной нулю, т.е.  $P\{\eta = j\} = 1$ , где  $j = j_1 - j_2 - j_3 = 0$ .

#### Выводы

Предложен алгоритм решения трехпараметрической задачи комплектования при условии, когда функции распределения  $f_i(x_i)$ ,  $i = \overline{1, 3}$ случайных величин  $\xi_i$  унимодальные и симметричные, а функции распределения  $f_1(x_1)$  и  $f_2(x_2)$  равны между собой.

Алгоритм реализует операцию перераспределения сборочных комплектов при целенаправленном выборе наборов пар базовых путей и апробирован для случая, когда функции распределения  $f_i(x_i)$  случайных величин  $\xi_i$  принадлежат выбранному в работе определенному классу.

Предложенный алгоритм решения трехпараметрической задачи комплектования для случайных величин, значения которых принимают сопрягаемые параметры деталей, является точным.

#### Библиографический список

1. Сорокин М.Н. Метод расширения потока для решения трехпараметрической задачи комплектования // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 12. С. 531—535.

2. Сорокин М.Н., Колтунов И.И., Сазонов Д.А., Урманова Д.И. Математическая постановка задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 3. С. 40-43.

3. Сорокин М.Н., Колтунов И.И., Сазонов Д.А. Метод перераспределения потока для решения задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 9. С. 7—13.

4. Сорокин М.Н., Ануров Ю.Н. Формализация метода межгрупповой взаимозаменяемости при реализации селективной сборки изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 8. С. 75-82.

5. Сорокин М.Н., Ануров Ю.Н. Алгоритм решения задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "вал—втулка" по методу межгрупповой взаимозаменяемости // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 9. С. 15—18.



## ТРЕНИЕ И СМАЗКА В МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ

УДК 621.9:621.89

#### В.А. Коднянко, д-р техн. наук

(Сибирский федеральный университет, г. Красноярск) E-mail: rowlad@rambler.ru

### Статические характеристики вибронесущего газового подпятника

Рассмотрена нелинейная дифференциальная краевая задача о периодическом сдавливании газовой пленки в подпятнике, образованном двумя параллельными идентичными дисками. Предложен численный метод решения задачи, позволяющий найти функцию давления в смазочном слое при малых, а также умеренных и больших значениях эксцентриситета и числа сдавливания газовой пленки. Выполнен анализ несущей способности подпятника, на основании которого подтверждена его работоспособность.

The nonlinear differential boundary value problem about periodic squeeze gas film in the bearing which formed by two parallel identical disks is considered. The numerical method of the solution of a problem allow to find the function of pressure in a lubricant gap at small, moderate and great values of eccentricity and number of squeezing of a gas film is offered. The analysis of the load capacity is made on the basis of which bearing ability is confirmed.

Ключевые слова: сдавливание, газовая пленка, вибронесущий подпятник.

Keywords: squeeze, gas film, vibrobearing.

#### Введение

Актуальность изотермической задачи о периодическом сдавливании пленки газовой смазки между двумя идентичными круговыми дисками, образующими вибронесущий подпятник, обусловлена тем, что в подпятниках, работающих на умеренных и больших эксцентриситетах и частотах, при сдавливании смазочной пленки возникает реакция сжатого газа, которая способна обеспечить пленке и подпятнику эффект несущей способности [1—5]. При значительных вибрациях такой подпятник не нуждается в подводе дополнительной энергии, поскольку его работоспособность обеспечивается исключительно за счет данного эффекта.

Решению задачи о сдавливании газовой пленки посвящен ряд исследований, например, [4, 5], которые ввиду математической сложности задачи направлены на поиск решений для частных случаев по методу возмущений, методу *ph*-линеаризации, ряду других методов, имеющих те или иные ограничения на параметры газовой пленки. При этом ни одно из них не дает исчерпывающего решения задачи. Сложность решения задачи о сдавливании тонкого газового слоя объясняется ее многомерностью и нелинейностью дифференциального уравнения Рейнольдса, описывающего движение газа в слое смазки.

В настоящей работе предложен метод, который позволяет получить решение изотермической задачи о сдавливании газовой смазки без ограничений на параметры подпятника.

#### Постановка задачи и метод ее решения

При движении дисков функция распределения давления p(r, t) в смазочной пленке, заключенной между параллельными дисками радиуса  $r_0$ , удовлетворяет краевой задаче для нелинейного нестационарного изотермического уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(rph^{3}\frac{\partial p}{\partial r}\right) = 12\mu r \frac{\partial(ph)}{\partial t},$$

где *r* — радиальная координата;

t — текущее время;

µ — вязкость смазки;

*h* — меняющийся по гармоническому закону зазор между дисками;

$$h(t) = h_0 + e\sin(\omega t);$$

 $h_0$  — средний зазор;

*е* — эксцентриситет;

ω — частота колебаний.

Функция давления удовлетворяет граничным условиям

$$\frac{\partial p}{\partial r}(0, t) = 0; \quad p(r_0, t) = p_a$$

и начальному условию

$$p(r, 0) = p_a,$$

где *p<sub>a</sub>* — давление окружающей среды.

Несущая способность подпятника определяется формулой

$$w = 2\pi \int_{0}^{r_0} r(p - p_a) dr$$

Решение задачи проведено в безразмерном виде. За масштабы приняты:  $r_0 - для$  линейных размеров;  $p_a - для$  давлений;  $2\pi r_0^2 p_a - для$  сил;  $h_0 - для$  зазоров и эксцентриситета;  $1/\omega - для$  текущего времени. Далее безразмерные величины обозначены прописными буквами.

В безразмерной форме краевая задача примет вид

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial R} \left( RH^3 P \frac{\partial P}{\partial R} \right) = \sigma R \frac{\partial (PH)}{\partial T}; \\ \frac{\partial P}{\partial R} (0, T) = 0; \ P(1, T) = 1; \ P(R, 0) = 1, \end{cases}$$
(1)

где  $\sigma$  — число сдавливания газовой пленки;  $\sigma = \frac{12\mu\omega r_0^2}{2};$ 

$$p_a h_0^2$$

H — безразмерный зазор,  $H(T) = 1 + \varepsilon \sin T$ ;

*R* и *T* — безразмерные переменные радиуса и времени.

Безразмерная несущая способность определяется выражением

$$W = \int_{0}^{1} R(P-1)dR.$$

В соответствии с принятым методом выполним замену искомой функции  $\Psi = P^2 H^2$ . В этом случае краевая задача (1) принимает вид

$$\begin{cases} R \frac{\partial^2 \Psi}{\partial R^2} + \frac{\partial \Psi}{\partial R} = \frac{\sigma R}{H\sqrt{\Psi}} \frac{\partial \Psi}{\partial T}; \\ \frac{\partial \Psi}{\partial R}(0, T) = 0; \ \Psi(1, T) = H^2; \ \Psi(R, 0) = 1. \end{cases}$$
(2)

Для ее решения применен конечно-разностный метод Кранка—Николсона [6]. Отрезок [0, 1] радиальной координаты разбивали на четное число частей *n* с длиной шага v = 1/n, а периоды колебаний  $[2\pi k, 2\pi (k + 1)]$  делили на *m* частей с длиной шага  $\tau = 2\pi/m$  (k = 0, 1, ...).

Выполнив в уравнениях (2) переход от дифференциальной задачи к конечно-разностной, получили нелинейную систему алгебраических уравнений относительно искомой функции в узлах сетки

$$\begin{cases} 2R_{i} \left[ \left( \Psi_{i+1}^{j+1} - 2\Psi_{i}^{j+1} + \Psi_{i-1}^{j+1} \right) + \left( \Psi_{i+1}^{j} - 2\Psi_{i}^{j} + \Psi_{i-1}^{j} \right) \right] + \\ + \nu \left[ \left( \Psi_{i+1}^{j+1} - \Psi_{i-1}^{j+1} \right) + \left( \Psi_{i+1}^{j} - \Psi_{i-1}^{j} \right) \right] - \\ - \frac{2\sigma\nu^{2}}{\tau} R_{i} \left( \frac{1}{H_{j+1}\sqrt{\Psi_{i}^{j+1}}} + \frac{1}{H_{j}\sqrt{\Psi_{i}^{j}}} \right) \left( \Psi_{i}^{j+1} - \Psi_{i}^{j} \right) = 0; \\ - \Psi_{2}^{j} + 4\Psi_{1}^{j} - 3\Psi_{0}^{j} = 0; \quad \Psi_{n}^{j} = H_{j}^{2}; \quad \Psi_{0}^{0} = 1. \end{cases}$$

$$(3)$$

Схема (3) всегда вычислительно устойчива и является полусуммой явной и неявной схем квадратичного порядка точности  $O(v^2 + \tau^2)$  [6].

Обозначив значения искомой функции в предыдущей и последующей точках узлов сетки на переменной времени соответственно  $U_i = \Psi_i^j, V_i = \Psi_i^{j+1}$ , задачу (3) представляли в виде системы уравнений относительно неизвестных значений функции V в узлах сетки

$$\begin{cases} (2R_{i} + \nu)V_{i+1} - (4R_{i} + B_{i})V_{i} + \\ + (2R_{i} - \nu)V_{i-1} + C_{i} = 0; \\ -V_{2} + 4V_{1} - 3V_{0} = 0; V_{n} = H_{j+1}^{2}; \\ (i = 1...n - 1, j = 0, 1, ...), \end{cases}$$

$$(4)$$

где

$$A_{i} = 2R_{i} \left( U_{i+1} - 2U_{i} + U_{i-1} \right) + \nu \left( U_{i+1} - U_{i-1} \right);$$

$$B_{i} = \frac{2\sigma v^{2}}{\tau} R_{i} \left( \frac{1}{H_{j} \sqrt{U_{i}}} + \frac{1}{H_{j+1} \sqrt{Q_{i}}} \right); \quad C_{i} = A_{i} + B_{i} U_{i}.$$

Ввиду нелинейности задачу (4) для текущего номера j + 1 решали при помощи итерационного метода, на каждом шаге которого выполняли ее линеаризацию, затем к линеаризованной задаче применяли метод прогонки. При линеаризации перед первой итерацией полагали  $Q_i = U_i$ , на последующих шагах  $Q_i = V_i$ . Затем решали линеаризованную задачу (4) и вели итерационный процесс до выполнения условия  $V_i = Q_i$ .

При прогонке использовали соотношение

$$V_{i-1} = X_i V_i + Y_i, \ (i = 1, 2, 3, ..., n-1),$$
 (5)

где X<sub>i</sub>, Y<sub>i</sub> — прогоночные коэффициенты.

После подстановки выражения (5) в систему (4) нашли рекуррентные формулы для прогоночных коэффициентов

$$X_{i+1} = \frac{2R_i + \nu}{4R_i + B_i - (2R_i - \nu)X_i};$$
  

$$Y_{i+1} = \frac{(2R_i - \nu)Y_i + C_i}{4R_i + B_i - (2R_i - \nu)X_i},$$
  
(i = 1, 2, ..., n - 1).  
(6)

Воспользовавшись первым граничным условием и уравнением задачи (4) для i = 1, нашли начальные коэффициенты  $X_1 = 1 - \frac{B_1}{8\nu}$ ,  $Y_1 = \frac{C_1}{8\nu}$  и

выполняли прямую прогонку по формулам (6). Используя второе граничное условие задачи (4), по формулам (5) проводили обратную прогонку и находили значения функции *V* для текущей итерации.

Безразмерную несущую способность в точке  $T_{i+1} = (j+1) \tau$  определяли по формуле

$$W_{j+1} = \int_{0}^{1} R \left( \frac{\sqrt{V}}{H_{j+1}} - 1 \right) dR$$

численным методом Симпсона [7].

#### Результаты исследования

В расчетах принимали n = 20, m = 256, что соответствует шагам сетки v = 0,05 и  $\tau = 0,0245$ . Итерационный процесс вычисления функции V на каждом шаге по времени T сходился с точностью max  $|V - Q| < 10^{-12}$  за 4—5 итераций при использовании вещественных чисел с мантиссой из 19—20 значащих цифр.

На рис. 1 (стр. 2 обложки) приведены образцы эпюр безразмерного давления газа  $P_j = \sqrt{V}/H_j$  в пленке смазки в различные моменты времени, когда газ находится в сжатом (P > 1) или разреженном состоянии (P < 1).

Функция давления  $P(R, T_j)$  не всегда монотонна, т.е. максимум убывающей или минимум возрастающей функции давления может иметь место и при  $R \neq 0$ .

На рис. 2 (стр. 2 обложки) показаны графики начальной стадии развития переходного процесса для зависимости несущей способности W(T) подпятника от времени при различных значениях числа сдавливания  $\sigma$  и эксцентриситете  $\varepsilon = 0,5$ .

Штриховой линией показан график зависимости, соответствующий установившемуся процессу для известного асимптотического решения при  $\sigma \rightarrow \infty$  [2, 4]

$$P(R, T) = \frac{\sqrt{1 + \frac{3}{2}\varepsilon^2}}{1 + \varepsilon \sin T},$$

которая определяется зависимостью

$$W(T) = \frac{1}{2} \left( \frac{\sqrt{1 + \frac{3}{2}\varepsilon^2}}{1 + \varepsilon \sin T} - 1 \right).$$

Функция периодическая и может принимать как положительные, так и отрицательные значения (для режима разреженного газа).

При больших значениях числа сдавливания  $\sigma$ переходный процесс протекает в течение первых нескольких десятков и даже сотен колебаний. Для малых и умеренных значений  $\sigma$  процесс обычно заканчивается не более чем за 10 колебаний. В качестве критерия окончания переходного процесса, определяющего момент завершения вычислений для одного сочетания значений параметров  $\sigma$  и  $\varepsilon$ , использовано условие сохранения массы газа, вывод которого выполнен Маланоски и Пэном в обсуждении работы Салбю [4]

$$\int_{0}^{2\pi} H^{3}P^{2}dT = \int_{0}^{2\pi} H\Psi dT = 2\pi \left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon^{2}\right).$$

Для сравнения на рис. 3 (стр. 2 обложки) показаны те же зависимости в установившемся режиме (по прошествии примерно 200 колебаний от начала работы подпятника).

В установившемся режиме с ростом  $\sigma$  локальные максимумы несущей способности также возрастают. Зависимости глобального экстремума несущей способности max W(T) от числа сдавливания  $\sigma$  при различных эксцентриситетах  $\varepsilon$  показаны на рис. 4 (см. стр. 2 обложки).

При больших значениях числа сдавливания  $\sigma > 10~000$  поведение газовой пленки соответствует предельному значению  $\sigma \rightarrow \infty$ . При таких значениях этого параметра для вычисления несущей способности можно рекомендовать соотношение (7), а для вычисления максимальной несущей способности — формулу

$$W(T) = \frac{1}{2} \left( \frac{\sqrt{1 + \frac{3}{2}\varepsilon^2}}{1 - \varepsilon} - 1 \right).$$

#### Заключение

При нормальном движении поверхностей реализация высокочастотных периодических изменений зазора, создающих эффект сдавливания



газовой пленки, позволяет обеспечить подпятнику функцию восприятия внешней нагрузки. Исследование показывает, что при больших скоростях движения поверхностей и значительных эксцентриситетах давление в слое газовой смазки вибронесущего подпятника существенно превышает давление газа в самогенерирующихся подпятниках и соизмеримо с давлением в подпятниках с внешним наддувом. Это свойство обеспечивает подпятнику значительные реакции газовой смазки, которые могут найти практическое применение. В этих случаях подпятник может работать только за счет эффекта сдавливания.

Метод решения нелинейной краевой задачи для функции распределения давления в слое сжатой смазки позволяет вычислить несущую способность практически при любых значениях эксцентриситета и числа сдавливания. Предложенная схема итерационного процесса решения нелинейной системы конечно-разностных уравнений отличается вычислительной устойчивостью, высокой точностью и скоростью сходимости к решению.

#### Библиографический список

1. Подшипники с газовой смазкой / пер. с англ.; под ред. Н.С. Грэссем, Дж.У. Пауэлл. М.: Мир, 1966. 423 с.

2. Мостовенко П.П., Уткин В.И., Харламов С.А. Некоторые методы и результаты в теории газовой смазки // В кн.: Подшипники с газовой смазкой: пер. с англ. / под ред. Н.С. Грэссем, Дж.У. Пауэлл. М.: Мир, 1966. 423 с.

3. **Тэйлор Дж., Стэффмэн П.Дж.** Влияние сжимаемости при малых числах Рейнольдса // Механика. 1958. № 2 (48).

4. Салбю Е. Сдавливание пленки сжимаемой жидкости и подшипники со сдавливанием пленки смазки // Тр. амер. Об-ва инженеров-механиков. Сер. D: "Теоретические основы инженерных расчетов". 1964. № 2.

5. Алишаев М.Г. Об учете влияния теплообмена в теории газовой смазки // Изв. АН СССР, Механика и машиностроение. 1962. № 14.

6. Самарский А.А. Теория разностных схем. М.: Наука, 1977. 656 с.

7. Демидович Б.П., Марон И.А. Основы вычислительной математики. М.: ФИЗМАТЛИТ, 1963. 659 с.



**~~~** 

УДК 621.891

#### Т.Р. Пулатов

(Туринский политехнический университет, г. Ташкент, Узбекистан) E-mail: inbox4342@gmail.com

## Обоснование исходных параметров для проведения испытаний с торцовыми парами трения гидравлических машин и узлов

Приведена методика расчета исходных данных и проведения испытаний для определения параметров трения торцовых пар скольжения гидравлических машин. Представлены результаты испытаний и анализ проделанных экспериментов.

The technique of calculating the initial data and performing tests to determine the friction parameters of the face sliding pairs of hydraulic machines is resulted. The results of tests and the analysis of the carried out experiments are presented.

**Ключевые слова:** трение скольжения, приработка, торцовые пары, машина трения, коэффициент трения, износ, шестеренчатый насос, гидравлическая компенсация, торцовые зазоры.

**Keywords:** sliding friction, running-in, face pairs, friction machine, coefficient of friction, wear, gear pump, hydraulic compensation, face clearances.

Одна из основных задач в проблеме трения смазки и износа деталей машин — обеспечение наиболее быстрого и легкого перехода к рабочему состоянию поверхностей. Начальный износ в период приработки оказывает влияние на дальнейшую

работу узла трения или сопряжения: на заданные посадки, формирование оптимального рельефа и свойств поверхностного слоя. Величина торцовых зазоров в большей мере сказывается на объеме внутренних утечек, чем радиальных, в силу разных



условий течения жидкости. Утечки через торцовые зазоры примерно в три раза больше, чем через радиальные (при их равном значении), так как при вращении шестерен создается сопротивление течению жидкости в кольцевых зазорах между поверхностями выступов зубьев и расточками в корпусе. В то же время вращение шестерен содействует утечке жидкости через торцовые зазоры по ходу их врашения.

Для получения высокого объемного КПД шестеренчатых насосов необходимо стремиться к обеспечению малых торцовых зазоров.

Разработаны конструкции шестеренчатых насосов с регулированием торцовых зазоров путем постоянного поджатия втулок, закрывающих шестерни с торцов, гидравлическим давлением самого насоса. При таком способе выборки торцовых зазоров достигаются высокие объемные КПД (свыше 0,9 при давлениях 10 МПа и выше).

При эксплуатации насоса под давлением, в связи с износом трущихся деталей, происходит увеличение зазоров (особенно торцовых), а следовательно, уменьшение объемного КПД и производительности насоса.

Положительное влияние на работу торцовых уплотнений оказывает предварительная приработка трущихся поверхностей на пониженном режиме работы (p = 0,05 МПа; v = 12...14 м/с; температура масла 50...70 °С; длительность приработки 10...15 ч).

Для нормального действия гидравлической компенсации (рис. 1) необходимо, чтобы втулка А давлением насоса *p* из полости Д прижималась к шестерне С с силой, обеспечивающей, с одной стороны, достаточное уплотнение по торцу, с другой стороны, эта сила не должна быть чрезмерной, чтобы не вызвать граничное трение и повышенный износ торцов втулки и шестерни.

Развитием конструкции лопастных насосов с бесшеечными роторами стало устройство гидравлической компенсации торцовых зазоров. Для нормальной работы пластинчатых насосов и гидромоторов при изготовлении должны



Рис. 1. Схема расчета гидравлической компенсации торцовых зазоров шестеренчатого насоса

быть обеспечены зазоры между торцами ротора и распределительными дисками на обе стороны в пределах 0,008...0,06 мм (большие значения относятся к насосам больших размеров); между пластинами и пазами ротора зазор 0,01...0,03 мм. Превышение указанных зазоров существенно отражается на объемном КПД, так как утечки пропорциональны значению зазора в кубе.

## Обоснование нагрузки и частоты вращения образцов при проведении экспериментов

Определим режимы проведения испытаний, исходя из обоснования нагрузок, приложенных к образцам, скорости вращения шпинделей или образцов. Для определения нагрузок на образцы рассмотрим силы давления в насосах с автоматическим регулированием торцовых зазоров. Перетечки рабочей жидкости  $\Delta Q_1$  в объемной гидромашине из полостей высокого давления в полости низкого давления через зазоры между деталями рабочего органа практически пропорциональны перепаду давления между этими полостями [1]. Следовательно, для снижения перетечек при увеличении перепада давлений необходимо уменьшать зазоры, что связано с необходимостью повышать точность изготовления деталей рабочего органа. Уменьшение зазоров между скользяшими деталями возможно лишь до известного предела, поскольку допустимые погрешности при изготовлении этих деталей могут стать соизмеримыми с регламентированной величиной зазоров, что может привести к заклиниванию деталей. Возможность заклинивания особенно реальна по стыкам торцовых поверхностей шестеренных машин.

Зазоры, образованные торцами шестерен и боковыми поверхностями корпуса являются основным каналом утечек жидкости в шестеренных насосах. Это обусловлено тем, что величина торцового зазора должна обеспечивать возможность легкого вращения шестерен при неблагоприятных сочетаниях допусков на геометрическую точность деталей, что может иметь место при их изготовлении.

В современных насосах, предназначенных для работы при высоких давлениях (более 10 МПа), применяют устройство автоматического уплотнения шестерен по их торцам, предотвращающее заклинивание шестерен при одновременном обеспечении малых торцовых зазоров, которые автоматически уменьшаются с увеличением перепада давлений. Это устройство получило название системы автоматической компенсации торцовых зазоров (рис. 2).

Две подвижные плавающие втулки 7 и 2 из антифрикционного материала давлением жидкости *p*, подводимым в камеру *a*, прижимаются к торцовым поверхностям шестерен 3 и 5, поджимая их к подобным же неподвижным втулкам 4



Рис. 2. Схема шестеренного насоса с компенсацией торцового зазора

и 6. При работе насоса с нулевым давлением поджатие втулок к шестерням осуществляется пружинами 7 и 8. Втулки посажены в колодцы корпуса с минимальным радиальным зазором.

Последний узел можно рассматривать как обычный подпятник скольжения, работающий в более неблагоприятных условиях, вызванных тем, что одна из поверхностей деталей этого подпятника имеет вырезы (впадины зубьев). Давление в этих впадинах переменное, ввиду чего нагрузка подпятника несимметрична.

Плавающие втулки 1 и 2 рассчитывают так, что они поджимаются к торцам шестерен 3 и 5 с силой, обеспечивающей надежное уплотнение, однако не слишком большой, так как это увеличивает трение и понижает механический КПД насоса. Эту силу рассчитывают по выражению

$$P = P_{\rm np} + pf_1 = P_{\rm np} + p \frac{\pi (D^2 - d_1^2)}{4}$$

где *D* — диаметр буртика (или диаметр головок шестерни), равен внешнему диаметру плавающих втулок 1 и 2;

 $d_1$  — диаметр внешней поверхности втулки;  $f_1$  — омываемая площадь втулки (со стороны камеры а), на которую действует рабочее давление р жидкости, прижимающее втулку к торцу

шестерни,  $f_1 = \frac{\pi (D^2 - d_1^2)}{4};$ 

*P*<sub>пр</sub> — сила затяжки пружин *8* и 7.

Силе Р противодействует сила Ротж давления жидкости на плавающую втулку в торцовом зазоре между втулкой и шестерней, величину которой рассчитывают на основании экспериментальных данных.

Чтобы предотвратить отжим втулок 1 и 2 от шестерен 3 и 5, отношение силы Р к Ротж, развиваемому давлением в этом торцовом зазоре на площадь  $f_2$  контакта втулки и шестерни, должно быть (см. рис. 2)

$$a = \frac{P}{P_{\text{отж}}} = \frac{f_1 p}{f_2 p_{\text{ср}}} \approx 1, 2,$$

где 
$$f_1 = \frac{\pi \left( D^2 - d_1^2 \right)}{4}; \ f_2 = \frac{\pi \left( D^2 - d_2^2 \right)}{4};$$

*p*<sub>ср</sub> — среднее давление в торцовом зазоре,  $p_{\rm cp} = p/2;$   $d_2$  — диаметр окружности валика шестерни;  $d_1$  — внешний диаметр шейки втулок 1 и 2.

Сила Р<sub>пр</sub> пружины должна обеспечивать начальный контакт (прижим) плавающих втулок с шестернями при нулевом давлении. Обычно  $P_{\rm np} = 50...80$  H.

Насосы с подобными разгрузочными устройствами отличаются большим сроком службы и имеют высокий объемный КПД = 0,94...0,96 для насоса средней мощности Q = 60 л/мин и р = 12...15 МПа; механический КПД подобного насоса равен 85 %. В отдельных случаях эти насосы удовлетворительно работают при давлениях 20 МПа и выше. Некоторые иностранные фирмы выпускают подобные насосы на максимальное давление 28 МПа.

Частота вращения шестеренчатых насосов, применяемых в машиностроении, 540...2400 мин<sup>-1</sup>. Поэтому при проведении испытаний исходили из двух условий:

 выбрать наиболее распространенные параметры скорости и нагрузки для образцов;

 исходить из технических возможностей машины трения Falex.

Так как 
$$a = \frac{P}{P_{\text{отж}}} = \frac{f_1 p}{f_2 p_{\text{ср}}} \approx 1, 2$$
, то нагрузка с

компенсацией торцового зазора составляет 20 % рабочего давления насоса.

Геометрические параметры образцов: внешний диаметр D = 45 мм, внутренний — d = 20 мм. Плошаль образцов

$$S = \pi \left(\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4}\right) = 3,14 \left(\frac{45^2}{4} - \frac{20^2}{4}\right) = 1275,6 \text{ mm}^2.$$

Исходя из технической характеристики машины трения, выбираем нагрузки на образцы  $N_c = 660, 810; 1020; 1220$  Н и соответственно частоты вращения n = 600; 900; 1200 мин<sup>-1</sup>.

Давление на образцы:

$$p = \frac{N}{S}$$
, тогда  
 $p_1 = \frac{N_1}{S} = \frac{660 \text{ H}}{1275 \text{ мм}^2} = 0,52 \text{ МПа};$   
 $p_2 = \frac{N_1}{S} = \frac{810 \text{ H}}{1275 \text{ мM}^2} = 0,64 \text{ МПа};$   
 $p_3 = \frac{N_1}{S} = \frac{1020 \text{ H}}{1275 \text{ мM}^2} = 0,8 \text{ МПа};$   
 $p_4 = \frac{N_1}{S} = \frac{1220 \text{ H}}{1275 \text{ мM}^2} = 0,96 \text{ МПа}.$ 

Если полученные значения соответствуют 20 % рабочего давления, то следовательно,

$$p_1 = 0.52 \text{ M}\Pi a \rightarrow p_{1 \text{ pa6}} = 2.6 \text{ M}\Pi a;$$
  

$$p_2 = 0.64 \text{ M}\Pi a \rightarrow p_{2 \text{ pa6}} = 3.2 \text{ M}\Pi a;$$
  

$$p_3 = 0.8 \text{ M}\Pi a \rightarrow p_{3 \text{ pa6}} = 4 \text{ M}\Pi a;$$
  

$$p_4 = 0.96 \text{ M}\Pi a \rightarrow p_{4 \text{ pa6}} = 4.8 \text{ M}\Pi a.$$

Эти значения рабочих давлений и частоты вращения шестеренчатых насосов вполне соответствуют приработочным режимам, что показывает адекватность выбранных условий проведения экспериментов по определению параметров приработочной шероховатости, скорости изнашивания и коэффициента трения [3].

Лабораторные испытания с образцами "диск диск" проведены на машине трения Falex с использованием смазочного масла AC-8.

#### Влияние изменения частоты вращения образцов и нагрузки на коэффициент трения

Испытания для определения влияния изменения частоты вращения образцов на коэффициент трения приводили при разных нагрузках  $N_c = 660$ ; 810; 1020; 1220 Н (рис. 3).

При небольших частотах вращения коэффициент трения большой, с увеличением частоты вращения образцов он резко уменьшается. При определенной нагрузке значение частоты вращения имеет оптимальную точку, где коэффициент трения самый минимальный. Дальнейшее увеличение частоты постепенно увеличивает коэффициент трения. При нагрузке  $N_c = 660$  Н самое минимальное значение коэффициента трения f = 0,034 для n = 600 мин<sup>-1</sup>; при  $N_c = 810$  Н - f = 0,031 для n = 330 мин<sup>-1</sup>; при  $N_c = 1020$  Н - f = 0,051 для оборотов n = 390 мин<sup>-1</sup>.



Рис. 3. Влияние частоты вращения на коэффициент трения при нагрузках:

*1* — 1220 H; *2* — 1020 H; *3* — 810 H; *4* — 660 H

#### Заключение

Каждому значению частоты вращения соответствует значение коэффициента трения, адекватно соотносящееся с другими факторами (как материал образца, нагрузка, приложенная к парам трения, среда трения и т.д.).

При меньших значениях частоты вращения наблюдается наибольший коэффициент трения, так как при малых оборотах невозможно улучшить смазывающие характеристики системы трения.

При наибольших частотах вращения коэффициент трения уменьшается. Возможно, это связано с появлением карбидных структур в зонах трения, которые резко уменьшают коэффициент трения за счет увеличения содержания углерода в структуре металла.

Изменению коэффициента трения характерен "зигзагообразный" график с подъемами и спусками значений. Можно сделать вывод, что равновесная шероховатость образуется не только линейным характером, а носит полевой характер, т.е. с рассеиванием значений по линии среднего значения [3]. Система компенсируется с отклонениями значений в пределах от равновесного значения.

#### Библиографический список

1. **Машиностроение.** Энциклопедия. Колесные и гусеничные машины. Т. IV-15 / В.Ф. Платонов и др.; под общ. ред. В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1997. 688 с.

2. Махкамов К.Х., Пулатов Т.Р. Технологическая обкатка узлов трения транспортных средств. Т.: Издво "Молия", 2008. 156 с.

3. In-Ha Sung, Hyung-Suk Lee, Dae-Eun Kim. Effect of surface topography on the frictional behavior at the micro/nano-scale. Wear 254. 2003. P. 1019–1031.



УДК 621.838.222

#### М.П. Шишкарев, д-р техн. наук

(Донской государственный технический университет) E-mail: shishkarevm@mail.ru

# Повышение нагрузочной способности адаптивных фрикционных муфт

Осуществлен синтез адаптивной фрикционной муфты первого поколения с дифференцированными парами трения, имеющими различные средние радиусы поверхностей трения. Показано, что при определенных соотношениях средних радиусов поверхностей трения ведущих и ведомых фрикционных дисков муфта обладает более высокой нагрузочной способностью по сравнению с муфтой, имеющей одинаковые средние радиусы поверхностей трения.

Conducted a synthesis of adaptive friction clutches of the first generation with various friction pairs with different average radii of the friction surfaces. It is shown that for certain ratios of the values of the average radii of the friction surfaces of the leading and the driven friction disc clutch has a higher load capacity compared to the clutch that have the same average radii of the friction surfaces.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, средний радиус, поверхности трения, нагрузочная способность.

Keywords: adaptive friction clutch, load capacity, average radius, surface friction.

#### Введение

Адаптивные фрикционные муфты (АФМ) первого поколения выполнены по схеме предохранительной фрикционной муфты Н.Д. Вернера [1] и оснащены одноконтурной отрицательной обратной связью. Муфты данного класса предназначены для предохранения узлов и деталей машин от перегрузок вращающим моментом, и обладают способностью к более высокой стабилизации передаваемой ими нагрузки [2].

Несмотря на указанное достоинство, АФМ имеют и существенный недостаток, ограничивающий их применение на практике, — пониженную нагрузочную способность. Этот недостаток обусловлен действием устройства отрицательной обратной связи, которое создает отжимную силу, стремящуюся уменьшить силе прижатия фрикционных пар друг к другу. Вследствие этого уменьшаются момент сил трения муфты и, следовательно, предельный вращающий момент, ограничиваемый АФМ [1].

Стремление повысить нагрузочную способность АФМ посредством увеличения силы натяжения замыкающей пружины либо увеличения числа пар трения или их радиальных размеров приводит к росту габаритов муфты и ее массы [3]. В данном случае масса муфты увеличивается практически прямо пропорционально силе натяжения замыкающей пружины [4].

Повышение нагрузочной способности АФМ за счет применения материалов пар трения с более высоким коэффициентом трения дает ограниченный эффект, поскольку средний коэффициент трения современных фрикционных материалов, применяемых в муфтах, не превышает 0,5...0,56 [5].

Уменьшение коэффициента усиления (КУ) обратной связи АФМ позволяет повысить нагрузочную способность муфт, однако приводит к снижению точности их срабатывания [6].

Таким образом, в настоящее время задача повышения нагрузочной способности АФМ первого поколения без существенного снижения точности их срабатывания еще не решена.

**Цель работы** — изыскание способа повышения нагрузочной способности АФМ первого поколения и анализ принятого решения.



Действие отрицательной обратной связи приводит к появлению силы, отжимающей друг от друга пары трения, что обусловливает уменьшение нагрузочной способности АФМ. В связи с этим для ее повышения необходимо уменьшить отжимную силу управляющего устройства (УУ) муфты, но это приводит к снижению точности срабатывания АФМ. Задача синтеза АФМ с повышенной нагрузочной способностью направлена на сохранение точности срабатывания.

В качестве одного из направлений синтеза АФМ может быть принят принцип управления относительно небольшим выходным сигналом УУ силы прижатия фрикционных пар с увеличенным средним радиусом поверхностей трения. В этом случае может быть сохранена заданная точность срабатывания АФМ.

На рисунке приведена принципиальная схема АФМ первого поколения. Муфта состоит из полумуфт 1 и 2, связанных между собой пакетами фрикционных дисков 3 и 4, 5 и 6. Диски 3 связаны со ступицей полумуфты 1 посредством шлицевого соединения, позволяющего им перемещаться в осевом направлении. Диски 4 связаны аналогичным способом с барабаном полумуфты 2.

Диски 5 связаны при помощи шлицев со ступицей нажимного диска 7, установленного на ступице полумуфты 1 с возможностью окружного перемещения относительно последней. Диски 6 связаны с барабаном полумуфты 2.

УУ муфты состоит из тел качения 8, которые размещены в скошенных гнездах, выполненных в упорном диске 9, жестко закрепленном на полумуфте 1, и в нажимном диске 7 (см. сечение A—A на рисунке).



Силовое замыкание пакетов фрикционных дисков осуществляется пружиной *10*, поставленной в муфту с предварительным натяжением. Пружина передает усилие на нажимной диск через упорный подшипник *11*.

Радиальные размеры дисков 3 и 4, 5 и 6 выполнены неодинаковыми, поэтому и средние радиусы поверхностей трения указанных дисков различны. На рисунке увеличенные, по сравнению с дисками 5 и 6, радиальные размеры имеют диски 3 и 4. Данное соотношение радиальных размеров фрикционных дисков 3 и 4, 5 и 6 принято на рисунке условно, поскольку вопрос по указанному соотношению требует дополнительного исследования.

Для установления зависимости предельного вращающего момента АФМ от конструктивных параметров используем особенность, заключающуюся в наличии в конструкции муфты двух фрикционных групп с различными геометрическими параметрами. Согласно этой особенности полный вращающий момент муфты равен сумме вращающих моментов, передаваемых обеими фрикционными группами, т.е.

$$T_{\rm m} = T_1 + T_2, \tag{1}$$

где  $T_1$  — вращающий момент, передаваемый пакетом фрикционных дисков 3 и 4;

 $T_2$  — вращающий момент, передаваемый пакетом фрикционных дисков 5 и 6.

Слагаемые в равенстве (1) вычисляем по формулам:

$$T_{1} = z_{1} R_{\rm cp1} f \left( F_{\rm fI} - F_{\rm p} \right), \tag{2}$$

где  $z_1$  — число пар трения *3*—*4*;

*R*<sub>cpl</sub> — средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков *3* и *4*;

f — коэффициент трения между фрикционными дисками (принят одинаковым для всех пар трения муфты);

 $F_{\rm n}$  — сила натяжения замыкающей пружины *10*;

 $F_{\rm p}$  — распорная (отжимная) сила, возникающая в процессе эксплуатации АФМ между телами качения 8, нажимным диском 7 и упорным диском 9 (см. рисунок, сечение А—А),

$$T_2 = z_2 R_{\rm cp2} f \left( F_{\rm II} - F_{\rm p} \right), \tag{3}$$

где  $z_2$  — число пар трения 5—6;

*R*<sub>ср2</sub> — средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков 5 и 6.

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ. 2018. Том 19. № 5

Положим

$$R_{\rm cp1} = nR_{\rm cp2},\tag{4}$$

где n — коэффициент,  $n \neq 1$ .

Подставим в равенство (1) правые части соотношений (2) и (3) и, учитывая выражение (4), получим:

$$T_{\rm m} = (z_1 n + z_2) (F_{\rm m} - F_{\rm p}) R_{\rm cp2} f.$$
 (5)

Распорная (отжимная) сила вычисляется по формуле

$$F_{\rm p} = \frac{T_2}{r} \operatorname{tg} \alpha, \tag{6}$$

где  $\alpha$  — угол скоса стенок гнезд под тела качения  $\delta$  (см. рисунок, сечение A—A);

*r* — радиус окружности, на которой расположены тела качения 8.

После подстановки в формулу (6) правой части равенства (3) получим:

$$F_{\rm p} = z_2 R_{\rm cp2} \left( F_{\rm II} - F_{\rm p} \right) f \, \frac{\mathrm{tg}\,\alpha}{r}$$

Решив последнее уравнение относительно неизвестного  $F_{p}$ , найдем:

$$F_{\rm p} = z_2 F_{\rm II} C \frac{f}{1 + z_2 C f},\tag{7}$$

где *С* — КУ обратной связи АФМ:

$$C = \frac{R_{\rm cp1}}{r} \, {\rm tg} \, \alpha.$$

Подставив решение (7) в формулу (5), получим окончательно:

$$T_{\rm II} = (z_1 n + z_2) F_{\rm II} R_{\rm cp2} \frac{f}{1 + z_2 C f}.$$
 (8)

Для сравнительной оценки нагрузочной способности исследуемой АФМ и базового варианта АФМ первого поколения представим средний радиус поверхностей трения *nR*<sub>ср2</sub> одинаковый для всех фрикционных дисков. Тогда предельный вращающий момент такой муфты вычисляем по формуле:

$$T_{\Pi 1} = (z_1 + z_2) n F_{\Pi} R_{cp2} \frac{f}{1 + z_2 n C f}.$$
 (9)

В формуле (9) сохранен принцип дифференциации фрикционных дисков на ведущие и ведомые, характерный для исследуемой АФМ.

Установим, при каких значениях коэффициента *n* предельный вращающий момент исследуемой АФМ больше предельного вращающего момента АФМ первого поколения с одинаковым средним радиусом поверхностей трения (базовый вариант)  $nR_{cp2}$ . Для этого в неравенство вида  $T_n > T_{n1}$  подставим правые части выражений (8) и (9):

$$z_1 z_2 C f n^2 - z_2 \left( 1 + z_1 C f \right) n + z_2 > 0.$$
 (10)

Решение неравенства (10):

$$n_{1,2} = \frac{(1+z_1Cf) \pm (1-z_1Cf)}{2z_1Cf}.$$

В неравенстве (10) постоянный коэффициент при неизвестном второй степени положителен. При отрицательном дискриминанте квадратного неравенства вида

$$D = 1 - 2z_1Cf + z_1^2C^2f^2$$

оно имеет множество решений, таких, что  $n \in R$ (где R — множество действительных чисел), поэтому исследуем случай, когда дискриминант положителен либо равен нулю. Для этого зададимся начальным условием, имеющим отношение к величине коэффициента трения.

Поскольку нагрузочная способность АФМ сравнивается при номинальном вращающем моменте, передаваемом муфтой, при исследовании указанного условия необходимо принять  $f = f_{min}$  [7]. В этом случае можно записать

$$C^{2} f_{\min}^{2} z_{1}^{2} - 2 z_{1} C f_{\min} + 1 \ge 0.$$
 (11)

Корни уравнения (неравенства) (11) имеют вид

$$z_{1(1,2)} = \frac{1}{Cf_{\min}}.$$
 (12)

Уравнение (11) имеет единственный корень (12). Неравенство (11) удовлетворяется при решениях, принадлежащих множеству

$$z_1 \in \left(-\infty; \frac{1}{Cf_{\min}}\right) \cup \left(\frac{1}{Cf_{\min}}; +\infty\right).$$

Неравенство (11) удовлетворяется при всех реальных значениях параметра  $z_1$ , имеющих физический смысл.

Полученный результат свидетельствует о том, что коэффициент *n* не зависит от параметра  $z_2$ , т.е. от числа пар трения, связанных с полумуфтой 2 и ступицей нажимного диска 7.

Поскольку дискриминант квадратного относительно n неравенства (10) не принимает отрицательных значений ни при каких значениях  $z_1$ ,



указанное неравенство удовлетворяется множеством решений вида

$$n \in (-\infty; 1) \cup \left(\frac{1}{z_{\mathrm{I}} C f_{\mathrm{min}}}; +\infty\right). \tag{13}$$

Из выражения (12) следует, что коэффициент n (больше или меньше единицы) зависит от  $z_1$ , C и  $f_{\min}$ . Если

$$z_1 C f_{\min} > 1,$$

то для повышения нагрузочной способности исследуемой АФМ, по сравнению с нагрузочной способностью АФМ первого поколения при n = 1, средний радиус поверхностей трения дисков 5 и 6 должен быть меньше, чем средний радиус поверхностей трения дисков 3 и 4.

Если конструктивно-компоновочная схема фрикционной группы АФМ первого поколения выполнена по типу "ведущие пары трения—ведомые пары трения" [8], то КУ ограничен сверху в соответствии с условием

$$C \leq \frac{1}{f_{\max}},\tag{14}$$

где  $f_{\rm max}$  — максимальное значение коэффициента трения, которое он может принимать в реальных условиях эксплуатации пар трения в составе АФМ, тогда

$$z_1 > \frac{f_{\max}}{f_{\min}}.$$
 (15)

При выполнении неравенства (15), если n < 1, то исследуемая АФМ будет обладать более высокой нагрузочной способностью, чем АФМ первого поколения с одинаковым средним радиусом поверхностей трения фрикционных дисков. В этом случае число фрикционных пар дисков 5 и 6 на указанное обстоятельство не влияет.

В случае если

$$z_1 C f_{\min} < 1,$$

то для обеспечения более высокой нагрузочной способности исследуемой АФМ должно удовлетворяться неравенство n > 1. В данном случае неравенство (13) удовлетворяется при всех значениях параметра  $z_1$ , соответствующих условию

$$z_1 < \frac{f_{\max}}{f_{\min}}.$$
 (16)

При n < 1 АФМ первого поколения с одинаковым средним радиусом поверхностей трения 3, 4, 5 и 6 должна иметь  $nR_{cp2}$ . Поскольку в исследуемой АФМ диски 5 и 6 имеют больший средний радиус поверхностей трения, то ее нагрузочная способность будет выше. Поэтому подобный вариант выполнения АФМ далее не рассматривали.

Соотношение (16) показывает, что даже при  $z_1 = 1$  исследуемая АФМ обладает более высокой нагрузочной способностью. При конструктивно-компоновочной схеме фрикционной группы АФМ типа "ведущие пары трения — ведомые пары трения" и при  $z_1 = 1$  муфта обладает наиболее высокой точностью срабатывания [9], поэтому ее повышенная нагрузочная способность сочетается с высокой стабильностью передаваемой нагрузки.

Если в процессе эксплуатации АФМ происходит увеличение коэффициента трения, то, согласно выражению (16), условие более высокой нагрузочной способности исследуемой АФМ будет выполняться, при принятом значении параметра  $z_1$ , в том случае, когда коэффициент трения будет принимать любые реальные значения, принадлежащие интервалу  $f_{\min} \dots f_{\max}$ . В этом случае нагрузочная способность исследуемой АФМ будет ниже, чем у АФМ первого поколения с одинаковым средним радиусом трения фрикционных дисков, если принятый параметр  $z_1$  удовлетворяет следующему условию:

$$z_1 f_i > f_{\max},\tag{17}$$

где  $f_i$  — текущее значение коэффициента трения, принадлежащее указанному интервалу.

Условие (17) выполняется в интервале значений коэффициента трения  $f_i...f_{max}$  лишь формально, поскольку при  $z_1 > 1$  значение *C* назначается в соответствии с выражением [8]:

$$C \leq \frac{1}{z_{\rm l} f_{\rm max}}.$$

Неравенство  $f_{\min} < f_{\max}$  удовлетворяется, поэтому и при  $z_1 > 1$  исследуемая АФМ обладает более высокой нагрузочной способностью по сравнению с АФМ первого поколения с одинаковым средним радиусом поверхностей трения фрикционных дисков.

В выражении (13) нижнее граничное значение правой части множества решений при указанных выше условиях равно  $f_{\rm max}/f_{\rm min}$ , следовательно, принимает достаточно большие значения, которые трудно реализовать на практике. В связи с этим целесообразен переход к конструктивно-компоновочной схеме фрикционной группы АФМ со всеми ведущими парами трения, кото-



рая позволяет снять указанное выше ограничение величины C, не зависящее от параметра  $z_1$ . При этом увеличение  $z_1$  и C обеспечивает меньшие граничные значения (порядка 1,25...1,3), что применимо на практике.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ первого поколения с заданными эксплуатационными характеристиками.

#### Выводы

1. Повышение нагрузочной способности АФМ первого поколения традиционными способами — увеличением количества пар трения, увеличением среднего радиуса поверхностей трения, уменьшением величины КУ устройства обратной связи и т. п. — приводит к ухудшению других эксплуатационных характеристик — точности срабатывания, увеличению габаритов и массы муфт.

2. Для реализации возможности повышения нагрузочной способности АФМ первого поколения в работе предложен принцип управления относительно небольшим выходным сигналом УУ силой прижатия пар трения друг к другу с увеличенным средним радиусом поверхностей трения фрикционных пар. При этом сохранена исходная точность срабатывания АФМ.

3. Эффект повышения нагрузочной способности АФМ с неодинаковым средним радиусом поверхностей трения дисков ведущей и ведомой

фрикционных групп достигается в том случае, когда средний радиус ведомой фрикционной группы больше, чем ведущей фрикционной группы.

#### Библиографический список

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д, Ряховский О.А. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. 352 с.

2. Есипенко Я.И., Паламаренко А.З., Афанасьев М.К. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. Киев: Техніка, 1972. 168 с.

3. Запорожченко Р.М. К вопросу об эффективности фрикционных предохранительных муфт с точки зрения снижения веса приводов // Вестн. Харьк. политех. ин-та. 1971. Вып. I.XIV, № 58. С. 16—19.

4. Запорожченко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. 1971. № 1. С. 48—52.

5. **Крагельский И.В., Михин Н.М.** Узлы трения машин: справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

6. Афанасьев М.К. Исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1971. 21 с.

7. Шишкарев М.П. Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 1. С. 27—31.

8. Шишкарев М.П. Распределение нагрузки в муфте Н.Д. Вернера и выбор ее параметров // Вестник машиностроения. 2001. № 6. С. 8—11.

9. Шишкарев М.П. Об ограничениях при выборе параметров некоторых типов адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2001. № 7. С. 8—11.



УДК 620.19 + 620.179.1

#### И.А. Меделяев, д-р техн. наук, А.И. Чмыхало (Военная академия РВСН имени Петра Великого, г. Балашиха, Моск. обл.) E-mail: medd\_ia@mail.ru

### Модель разрушения трубок теплообменных аппаратов с учетом сверхнормативной эксплуатации в условиях коррозионного воздействия

Представлена модель разрушения трубок теплообменного аппарата, изготовленного из стали 12Х18Н10Т в условиях длительной эксплуатации и коррозии.

The model of destruction of tubes of the heat-exchange vehicle made from steel of 12KH18N10T in the conditions of the protracted exploitation and corrosion is presented.

**Ключевые слова:** техническое состояние, теплообменный аппарат, коррозия, коррозионная среда, герметичность, трещиностойкость, трещины.

**Keywords:** technical state, heat-exchange vehicle, corrosion, corrosive environment, impermeability, трещиностойкость, cracks.

Анализ технического состояния теплообменных аппаратов (ТА) в условиях превышения гарантийной эксплуатации в контакте с агрессивной средой показывает, что обнаруживаемые дефекты можно условно разделить на две группы:

сквозные дефекты (приводят к потере герметичности и, как следствие, потере работоспособности ТА) — коррозионные каверны, проросшие на всю толщину стенки трубки; сквозные трещины;

поверхностные и внутренние дефекты — трещиноподобные дефекты; коррозионные каверны.

Методики оценки технического состояния ТА, используемые в настоящее время, предназначены для определения первой группы дефектов и определяют факт потери герметичности ТА, но не оценивают наличие и опасность второй группы дефектов. Отсутствует возможность оценки опасности дефектов, развивающихся в процессе превышения гарантийной эксплуатации, которые еще не привели к потере герметичности, но могут при заданных условиях эксплуатации развиться и привести к потере работоспособности. Ряд случаев выхода из строя ТА в межрегламентный период, предположительно, связан с развитием дефектов второй группы до критических размеров.

В связи с этим существует объективная необходимость разработки модели развития поверхностных дефектов до критических размеров, которая позволит уточнить механизм разрушения трубок ТА в условиях длительной эксплуатации в контакте с коррозионной средой.

Выявлен ряд дефектов, которые на данном этапе развития не привели к потере герметичности: местные язвенные повреждения — каверны глубиной до 0,3 мм, а также сеть микротрещин в районе крепления трубок в трубной решетке.

Развитие коррозионных каверн — процесс длительный, при эксплуатации объектов из стали 12X18H10T свыше 10 лет скорость коррозионных повреждений основного металла составила менее 0,1 мм/г [1], однако активность коррозионной среды, наряду с температурой и действующим режимом нагружения, оказывает влияние на возникновение и развитие трещины в стали 12X18H10T.

Установлены факторы, влияющие на развитие коррозионных трещин:

температурный фактор — не оказывает значительного влияния на развитие коррозионных трещин, так как реальные режимы, в которых эксплуатируются ТА (с учетом климатических условий), значительно ниже предусмотренных заводом-изготовителем (±50 °C);

периодичность и режим нагружения — предусмотрены эксплуатационной документацией,



соответствуют статическому характеру нагружения (не характеризуется большой частотой изменения, негативное влияние режима нагружения на развитие коррозионной трещины незначительно);

активность коррозионной среды.

Влияние активности коррозионной среды в этом случае по своей значимости выходит на первый план.

В качестве конструкционного материала при разработке ТА выбрана сталь 12Х18Н10Т. Конструкции из стали 12Х18Н10Т не склонны к коррозионному растрескиванию при проведении испытаний в соответствии с требованиями ГОСТ 9.903—81 [2, 3].

Сталь 12Х18Н10Т проявляет максимальную коррозионную стойкость в большинстве агрессивных коррозионных сред, исключения составляют растворы с ионами  $Cl^-$  и  $SO_4^{2-}$ , а также  $OH^-$ .

Аустенитные стали при сочетании определенных негативных условий склонны к коррозионному растрескиванию или к коррозии под напряжением, а также к межкристаллитной коррозии (МКК) [5—9].

Процесс развития трещины состоит из трех основных стадий: инкубационная; стадия развития трещин и конечное лавинообразное разрушение (рис. 1).

Для большинства коррозионно-стойких сталей в определенных условиях вследствие протекания электрохимической коррозии по границам кристаллов образуются очень тонкие (около микрометра) микротрещины, идущие вдоль зерен от поверхности вглубь металла (рис. 2) [10].



Рис. 1. Стадии разрушения конструкции в зависимости от скорости развития трещины:

I — инкубационная; II — стадия развития; III — конечное лавинообразное разрушение



Рис. 2. Межкристаллитная коррозия:

*1* — выделившийся карбид хрома; *2* — зона, обедненная хромом (анод); *3* — зерно аустенитной стали (катод)

Межкристаллитная коррозия, вызывающая повреждение аустенитной стали по границам зерен, чаще всего наблюдается после их нагрева до некоторой температуры, как, например, в процессе сварки и при других операциях. Карбид хрома осаждается на границах зерен, и в результате зоны, непосредственно к ним примыкающие, обедняются хромом и становятся активными по отношению к внутренней части зерен. В условиях водной среды обедневшие зоны являются анодными по отношению к остальной поверхности.

Зона, обедненная хромом, приводит к образованию полостей, которые заполняются продуктами коррозии, т.е. продуктами взаимодействия агрессивной среды с вторичными фазами, выделившимися по границам зерен при сенсибилизации [5].

Обнаруженные в процессе эксплуатации повреждения приводят к постепенному прорастанию микротрещины вглубь металла по границам зерен. При эксплуатации из этих дефектов под нагрузкой, в условиях постоянного присутствия коррозионной среды, начинается развитие направляющей (магистральной) трещины, которая прорастает и, достигая критического размера, инициирует разрушение конструктивного элемента.

Расчетная критическая длина трещины — 160...190 мм, что многократно превышает толщину стенки трубки (20 мм) и показывает, что прорастание магистральной трещины в трубке при отсутствии хрупкого разрушения сквозное.



Рис. 3. Течь перед разрушением:

I — давление до появления сквозного дефекта; 2 — давление после появления сквозного дефекта

Поскольку выполняется условие "течь перед разрушением", избыточного давления, способного разрушить конструкцию трубной системы ТА, создаться не сможет. Весь подводимый газ будет стравливаться через образовавшееся сквозное отверстие (рис. 3).

С учетом накопленных данных о длительном взаимодействии стали 12Х18Н10Т с коррозионной средой и характере выявленных повреждений в виде межкристаллитных повреждений [4], можно сделать вывод, что наибольший интерес представляет изменение коррозионных свойств стали 12Х18Н10Т в контакте с растворами, имеющими слабую щелочную среду (холодильным агентом).

Холодильными агентами могут быть различные растворы, обладающие разным коэффициентом теплоотдачи. Для теплообменных аппаратов, изготовленных из стали 12Х18Н10Т, наиболее часто используют раствор соли NaNO<sub>2</sub> (нитрит натрия), образованной сильным основанием и слабой кислотой, которая при диссоциации образует слабую щелочную среду, характеризующуюся увеличением гидроксид-ионов. Он помимо хорошей теплоотдачи обладает дополнительным свойством, заключающимся в образовании защитной пленки на поверхности металла из-за проявления эффекта ингибирования. Нитрит натрия в этом случае — анодный ингибитор. Наиболее благоприятная область его применения — в нейтральных или щелочных растворах [10].

Выдвинута гипотеза, что для коррозионностойкой стали аустенитного класса 12X18H10T антикоррозионные свойства снижаются с увеличением активности коррозионной среды (холодильного агента), которая, в свою очередь, определяется составом среды и защитными свойствами пленки, образованной на поверхности стали.

Из этой гипотезы следует, что при изменении в холодильном агенте концентрации ингибитора (нитрита натрия) антикоррозионные свойства стали 12X18H10T будут изменяться.

Установлено, что pH холодильного агента увеличивается с увеличением содержания NaNO<sub>2</sub> (рис. 4). При концентрации нитрита натрия 28 % дальнейшее увеличение NaNO<sub>2</sub> существенно не изменяет кислотность среды.

Кислотность коррозионной среды оказывает двоякое влияние на характер протекания коррозионного процесса [11].

Во-первых, pH изменяет потенциал водородного и кислородного электродов, поэтому кислотность оказывает существенное влияние на катодный процесс. На анодный процесс pH, как правило, не влияет.

Во-вторых, pH оказывает на процесс коррозии косвенное влияние, заключающееся в изменении растворимости продуктов коррозии и возможности образования защитных пленок. Это косвенное влияние во многих случаях является решающим.

М. Пурбе впервые измерил, собрал и рассчитал термодинамические характеристики для реакций между многими металлами и водой. На основании этих характеристик в комбинации с данными о растворимостях оксидов и гидроксидов, а также с константами равновесия протекающих при этом реакций построены диаграммы Пурбе, которые показывают термодинамически стойкие фазы в зависимости от



Рис. 4. Зависимость рН раствора от массовой доли нитрита натрия в растворе



электродного потенциала и pH среды. Эти диаграммы обеспечивают прочную термодинамическую основу для понимания процессов коррозии [10].

Расчет поляризационных кривых и скоростей растворения сплавов осложнен тем, что особенности процессов изучены не до конца. Если какой-либо элемент в сплаве сегрегируется на границах между зернами, то разность концентраций вызывает падение потенциала между границами зерен и внутренними частями зерен, которого достаточно для возникновения коррозионных токов или образования локальных активных участков. Эффект может быть весьма значительным даже при условии присутствия легирующего элемента в очень малых количествах, например в виде примеси в номинально чистом металле [10].

Использование данных диаграмм ограничено из-за отсутствия в них данных о кинетике процессов, так как в их основе лежат термодинамические данные. При этом все диаграммы получены экспериментальным путем в идеальных лабораторных условиях для известных реакций между металлами и чистой водой. Для большинства практических случаев таких диаграмм не существует. На практике проблемы коррозии возникают вследствие содержания в воде растворенных солей, и дополнительные реакции, протекающие в их присутствии, тоже должны быть учтены. Сравнительно недавно появились уточненные диаграммы для бинарных и многокомпонентных сплавов на основе железа, хрома, никеля, меди, цинка и алюминия. Например, уточненная диаграмма А.Г. Тюрина для стали

12Х18Н10Т с учетом всех ее компонентов содержит 170 областей преобладания [12, 13]. В расчетах использованы термодинамические данные реакции образования интерметаллида и характеристики основных химических и электрохимических равновесий в системе Fe—Cr—H<sub>2</sub>O.

В соответствии с общей схемой пассивации железохромистых сплавов на интерметаллиде FeCr первичная пассивационная пленка представляет собой чистый Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, характеризующийся очень низкой растворимостью в воде. В таком виде диаграмма "перегружена" информацией.

Анализ этой диаграммы с учетом данных о растворимости

солей и константах равновесия реакций пленкообразования на многокомпонентных сплавах (а именно на Cr), позволяет представить ее в максимально удобном виде (рис. 5).

Изменение pH раствора изменяет валентность хрома, что смещает электродный потенциал стали 12X18H10T в ту или иную сторону (см. рис. 5).

В слабо щелочном растворе сталь 12X18H10T находится в неустойчивом активно-пассивном состоянии, и потенциал свободной коррозии может установиться в активной или пассивной области в зависимости от ряда условий и, прежде всего, от состояния поверхности сплава. Поскольку гидроксид-ионы нарушают пассивность сплава или, по крайней мере, препятствуют ее наступлению, тем что способны адсорбироваться оксидными пленками и вытеснять из них кислород, образуя при этом растворимый гидроксид железа. Подобная ситуация в еще большей степени справедлива по отношению к растворам, где существуют объективные предпосылки для депассивации поверхности [6, 9, 14].

Снижение электродного потенциала в меньшую сторону обеспечивает увеличение защитных свойств малорастворимой и нерастворимой пленки, образованной на поверхности стали. В то же время, увеличение потенциала приводит к образованию пленки, хорошо растворимой в воде, и, как следствие, снижению защитных свойств этой пленки. В кислых средах (особенно при pH < 4) защитная пленка образуется исключительно при благородных значениях электродного потенциала, в области иммунности ( $\alpha$ -фаза).



Рис. 5. Диаграмма Пурбе для многокомпонентного сплава 12X18H10T по хрому

При пассивировании подразумевается возникновение тонких (~10 нм или 100 Å) оксидных пленок с низкой растворимостью. Эти пленки достигают предельной толщины, которая неодинакова в различных условиях [10].

Железохромовые сплавы обнаруживают возрастающую тенденцию к пассивации с увеличением содержания хрома. Критическая плотность тока, требуемая для достижения пассивного состояния в деаэрированных нейтральных растворах составляет примерно 2 мкА/см<sup>2</sup> [10]. Если катодная реакция происходит на стали с более значительной скоростью и потенциал сплава относительно благороден, то этот сплав пассивируется, поскольку критическая плотность тока будет превзойдена и стационарный потенциал коррозии установится в области пассивного состояния.

Холодильный агент можно представить через уравнение реакции гидролиза:

 $NaNo_2 \xrightarrow{+HOH} NaON + HNO_2;$  $NO_2^- + HOH \leftrightarrow HNO_2 + OH^-.$ 

В соответствии с принципом Ле Шателье при разбавлении нитрита натрия в растворе холодильного агента равновесие гидролиза смещается в сторону протекания этой реакции вправо, степень гидролиза возрастает. Изменение рН в сторону снижения щелочных свойств провоцирует увеличение электродного потенциала и, как следствие, происходит образование на поверхности стали пленки, состоящей из слаборастворимых комплексных солей. В течение некоторого времени эта пленка растворяется и вымывается, при этом поверхность трубок оголяется. Это позволяет продуктам коррозии, выделившимся на границах зерен, заполнить микропоры, образованные по границам зерен.

Приведенные сведения подтверждают выдвинутую гипотезу, что снижение концентрации нитрита натрия в растворе холодильного агента может оказывать негативное влияние на антикоррозионные свойства стали 12X18H10T в условиях длительного времени эксплуатации.

Оценить достоверность выдвинутой гипотезы можно путем проведения фрактографических и рентгеноспектральных исследований образцов стали, после длительной эксплуатации в указанных выше условиях, а также путем проведения испытаний.

Для проведения микроструктурного анализа стали 12Х18Н10Т, уточнения ее состава и наличия в ней неметаллических веществ и примесей был использован элемент металлоконструкции, вырезанный из выведенного из эксплуатации и неисправного ТА, отработавшего по паспортным данным более 34 лет. При этом были исследованы образцы (соответствующих толщин) из стали в состоянии поставки с завода-изготовителя.

Для оценки микроструктуры металла изготовлены специальные образцы — микрошлифы, вырезанные из участков теплообменного аппарата, где наиболее часто обнаруживались дефекты, а для сравнения — микрошлифы из образцов стали 12Х18Н10Т в состоянии поставки (рис. 6). В одинаковых условиях получен излом обоих образцов, который исследовали при помощи РЭМ (Tescan VEGA II LMU с системами энергодисперсионного и волнодисперсионного микроанализа INCA) (рис. 7).

Анализ микрошлифов позволяет сделать вывод, что металл в состоянии поставки имеет более ярко выраженную рельефную структуру (соответствует зернам аустенита), что свидетельствует о большей энергоемкости процесса разрушения и более высоком сопротивлении материала хрупкому разрушению по сравнению с образцом после длительной эксплуатации [15].

Рентгеноспектральный анализ образцов совместно с РЭМ (Tescan VEGA II LMU) показал отсутствие инородных включений (сульфидов, оксидов, нитридов и др.) в структуре стали, в том числе и после длительной эксплуатации (рис. 8).

В ходе локального рентгеноспектрального анализа изломов установлен химический состав стали 12X18H10T в обоих образцах. Существенного различия в процентном содержании



Рис. 6. Образцы для получения микрошлифов, изготовленные из трубок теплообменного аппарата:

*а* — трубка после эксплуатации (34 года); *б* — трубка в состоянии поставки



Рис. 7. Результаты фрактографического исследования микрошлифов после длительной эксплуатации (*a*, *б*, *в*); в состоянии поставки (*c*, *d*, *e*): *a*, *c* - ×50; *б*, *d* - ×1000; *e*, *e* - ×2000



## **Рис. 8. Результаты микрорентгеноспектрального анализа микрошлифов:** *а* — в состоянии поставки; *б* — после длительной эксплуатации

компонентов в образцах нет. Длительная эксплуатация данной стали в коррозионно-опасной среде существенно не повлияла на химический состав [4].

Испытания в соответствии с ГОСТ 25.506—85 показали снижение на 13,1 % трещиностойкости стали 12Х18Н10Т в ходе длительной эксплуатации металлоконструкций теплообменного аппарата.

Во время визуального осмотра ТА выявлено, что коррозионные повреждения в металлоконструкциях обнаружены со стороны, контактирующей с холодильным агентом. В этой связи возникает необходимость оценки влияния такого контакта на показатели конструкционной прочности. Одним из факторов, непосредственно влияющим на конструкционную прочность материала, является активность действующей коррозионной среды. В качестве холодильного агента применяется раствор нитрита натрия NaNO<sub>2</sub>. На изменение его активности влияют концентрация NaNO<sub>2</sub> в растворе и температура раствора. Учитывая рабочие режимы эксплуатации теплообменного аппарата (кратковременные периодические включения), влияние, связанное с изменением температуры, будет незначительным. Влияние концентрации холодильного агента, непосредственно контактирующего с ТА в течение всего срока службы, оказывается сушественным.

Следовательно, показатели конструкционной прочности, в частности, коэффициент интенсивности напряжений (КИН), характеризующий трещиностойкость стали 12Х18Н10Т, зависят от изменения концентрации холодильного агента относительно регламентированной концентрации (28 %).

Для выявления зависимости трещиностойкости металлоконструкций трубок теплообменного аппарата от активности коррозионной среды из стали 12X18H10T толщиной 2 мм в состоянии поставки изготовлены образцы в соответствии с ГОСТ 25.506—85 [16]. Для каждой концентрации нитрита натрия NaNO<sub>2</sub> для трех периодов измерения (6, 12 и 18 месяцев) использовали по шесть образцов.

На все образцы предварительно нанесена трещина в соответствии с методикой, приведенной в ГОСТ 25.506—85. В качестве испытательных сред применяли раствор холодильного агента различных концентраций и дистиллированную воду. Каждую из четырех групп образцов с нанесенной трещиной поместили в индивидуальный эксикатор, заполненный раствором холодильно-



Рис. 9. Результаты оценки трещиностойкости образцов из стали 12X18H10T после длительного контакта с различной концентрацией холодильного агента:

1-28% NaNO<sub>2</sub>; 2-14% NaNO<sub>2</sub>; 3-7% NaNO<sub>2</sub>;  $4-{\rm H_2O}$ 

го агента NaNO<sub>2</sub> определенной концентрации 28, 14, 7 %, контрольный вариант контактировал с дистиллированной водой.

Установлена зависимость коэффициента интенсивности напряжений от концентрации коррозионной среды и длительности контакта образцов с коррозионной средой (рис. 9). Она показывает, что снижение концентрации холодильного агента уменьшает трещиностойкость стали 12X18H10T. За 18 месяцев снижение коэффициента интенсивности напряжений относительно начального значения составило около 6 %.

Экспериментально подтверждено снижение показателей трещиностойкости стали 12X18H10T в зависимости от концентрации агрессивной среды (нитрита натрия) в течение длительного интервала времени. Изменение концентрации агрессивной среды вносит дополнительный вклад в снижение трещиностойкости стали.

Результаты исследования согласуются с имеющимися на практике случаями внезапной потери герметичности трубок из-за развития имеющихся заводских микродефектов и дефектов, возникших в ходе эксплуатации.

#### Заключение

Установлен характерный механизм выхода из строя TA, заключающийся в развитии трещины из имеющихся в металлоконструкциях трубок концентраторов напряжения на всю толщину стенки, образуя сквозной дефект.



#### Библиографический список

1. Бигус Г.А., Даниев Ю.Ф. Техническая диагностика опасных производственных объектов. М.: Наука, 2010. 415 с.

2. Бигус Г.А., Лютов М.А. Оценка дефектов, развивающихся до критических размеров в объектах стартовых комплексов при длительной эксплуатации // Сб. тезисов 3-й Украинской научно-технической конференции. Днепропетровск. 2000. С. 11—19.

3. ГОСТ 9.903—81. Единая система защиты от коррозии и старения. Стали и сплавы высокопрочные. Методы ускоренных испытаний на коррозионное растрескивание. М.: Изд-во стандартов, 1981. 21 с.

4. Чмыхало А.И., Сонина Т.С., Меделяев И.А., Панкин Д.А. Оценка влияния длительной эксплуатации стали 12Х18Н10Т в коррозионной среде на развитие специфических коррозионных повреждений // Проблемы эффективности и безопасности функционирования сложных технических и информационных систем. Серпухов, 2017. С. 107—111.

5. Гневко А.И., Гразион С.В., Мукомела М.В., Соловов С.Н. Особенности коррозионного разрушения нержавеющих аустенитных хромоникелевых сталей в воде с низким содержанием кислорода // НТС "Известия". Балашиха: ВА РВСН, 2016. № 261. С. 8–16.

6. **Приходько В.Н.** Неразрушающий контроль межкристаллитной коррозии. М.: Машиностроение, 1982. 101 с.

7. Кац Н.Г., Стариков В.П., Парфенова С.Н. Химическое сопротивление материалов и защита оборудования нефтегазопереработки от коррозии: учебное пособие. М.: Машиностроение, 2011. 436 с. 8. Гуляев А.П. Металловедение. М.: ГВНТИ, 1963. 464 с.

9. Гневко А.И., Лазарев Д.В., Сидоров И.А., Соловов С.Н. Способ экспресс-оценки склонности к замедленному разрушению и коррозионному растрескиванию металлических конструкционных материалов // Технадзор. Екатеринбург: 2016. № 2 (111). С. 104—105.

10. Томашов Н.Д., Чернова Г.П. Коррозия и коррозионно-стойкие сплавы. М.: Металлургия, 1973. 232 с.

11. Скалли Дж. Основы учения о коррозии и защите металлов. М.: Мир, 1978. 223 с.

12. Электрохимические методы исследования локальной коррозии пассивирующихся сплавов и многослойных систем / Р.А. Кайдриков и др. Казань: КНИТУ, 2013. 144 с.

13. **Тюрин А.Г.** Термодинамика химической и электрохимической устойчивости сплавов: дис. ... д-ра хим. наук: 02.00.04. Челябинск, 2008. 484 с.

14. **Тюрин А.Г.** Термодинамика химической и электрохимической устойчивости сплавов: Ч. 2. Низкотемпературное окисление. Челябинск: Челяб. гос. ун-т, 2004. 90 с.

15. **Филимонов Е.В., Щербаков А.И.** Влияние продуктов восстановления нитрат-ионов на кинетику электродных реакций нержавеющей стали // Защита металлов. 2001. Т. 37. № 6. С. 598—602.

16. ГОСТ 25.506—85. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. М.: Изд-во стандартов, 1985. 61 с.

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", 107076, Москва, Колодезный пер., 2a, стр. 2 Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение". Адрес электронной почты издательства: mashpubl@mashin.ru; редакции журнала: sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru. Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс: 8 (499) 269-54-96. Технический редактор Патрушева Е.М. Корректор Сажина Л.И. Сдано в набор 07.03.2018. Подписано в печать 25.04.2018. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Адвансед солюшнз". Сайт: www.aov.ru Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

-000000000