

6. Eliseev S.V., Ermoshenko Yu.V. Links coupling in the dynamics of mechanical oscillatory systems. Irkutsk: IrGUPS. 2012. 155 s.

7. Eliseev S.V., Parshuta E.A., Bol'shakov R.S. Transfer functions of a mechanical oscillatory system. The possibility of assessing reduced

rigidity // Mezhdunarodny zhurnal fundamental'nykh i prikladnykh issledovaniy. 2013. № 1. S. 11-18.

8. Belokobyl'sky S.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B. Mathematical modeling in mechanical vibratory systems. Mechatronic approaches // Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii. 2011. № 3. S. 70-78.

УДК 621.646.1

Определение требуемых силовых воздействий для обеспечения герметичности в трубопроводной арматуре на высокие параметры

В.К. Погодин^{1, 2, a}, Н.А. Верхоzin^{1, b}, П.М. Огар^{2, c}, В.А.Тарасов^{2, d}

¹ОАО «ИркутскНИИХиммаш», ул. Академика Курчатова 3, Иркутск, Россия

²Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^avkpogodin@yandex.ru, ^bverhozin@himmash.irk.ru, ^cogar@brstu.ru, ^dtv-post@yandex.ru

Статья поступила 14.05. 2013, принята 2.08.2013

Приведены результаты экспериментальных исследований герметичности затворов трубопроводной арматуры для оборудования высокого давления. Целью исследований являлось сравнение полученных результатов с расчетными значениями усилий герметизации согласно отраслевым нормативным документам. Указано, что все испытательные уплотнительные соединения, нагруженные расчетной силой герметизации N , имеют утечку, превышающую допустимую. Для уплотнительных соединений с плоскими поверхностями характерно снижение высот микронеровностей в зоне контакта. Для уплотнительных соединений с коническими поверхностями изменение микрорельефа происходит в два этапа: вначале высота микронеровностей уменьшается, затем, за счет проскальзывания под действием нагрузок и наличия схватывания, образуются задиры, и высота микронеровностей увеличивается. Показано, что для обеспечения заданной герметичности необходимо увеличение усилий герметизации. Поэтому возникает необходимость уточнения расчетных зависимостей «усилие герметизации – утечка».

Ключевые слова: затвор, уплотнительное соединение, герметичность, утечка, усилие герметизации, высокое давление.

Evaluation of the required force impact on high parameters to ensure the valves sealability

V.K. Pogodin^{1, 2, a}, N.A. Verkhozin^{1, b}, P.M. Ogar^{2, c}, V.A. Tarasov^{2, d}

¹JSC Irkutsk Research and Design Institute of Chemical and Petrochemical Engineering, 3 Academician Kurchatov st., Irkutsk, Russia

²Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russia

^avkpogodin@yandex.ru, ^bverhozin@himmash.irk.ru, ^cogar@brstu.ru, ^dtv-post@yandex.ru

Received 14.05.2013, accepted 2.08.2013

The results of experimental research into the high-pressure equipment valves sealability have been produced. The research objective was to compare the obtained results and the design values of sealing pressure provided by the normative documents. It has been stated that all the experimental joints loaded with the design sealing force N have some leakage that exceeds the permissible one. The flat-type sealing joints are characterized by reduction of the microasperity height at the contact area. The microrelief change for the cone-type sealing joints takes place in two stages: at first, the height of microasperities goes down and then, due to the sliding motion under the action of loads and seizure, the scorings are formed that results in the increase of the microasperities height. It has been demonstrated that to ensure the designated sealability, it is necessary to increase sealing pressure. Therefore, there is need to specify the “sealing pressure-leakage” rated dependences.

Keywords: valve, sealing joint, sealability, leakage, sealing pressure, high pressure.

Введение. В условиях рыночной экономики при производстве запорной трубопроводной арматуры важным фактором является конкурентоспособность выпускаемой продукции. Особую актуальность приоб-

ретают вопросы надежности и безопасной эксплуатации оборудования, что во многом определяется работоспособностью затворов, входящих в их конструкцию. Современные требования к оптимальному проектиро-

ванию затворов трубопроводной арматуры предполагают многокритериальный подход [1 – 4]. При проектировании затворов необходимо определить такое сочетание исходных конструктивных параметров, чтобы основные требуемые свойства надежности – прочность, герметичность и долговечность обеспечивались минимальным усилием герметизации, что создает минимальные массогабаритные характеристики конструкции. При этом одновременно должна обеспечиваться их безопасная эксплуатация [5 – 9]. Поэтому важным моментом при проектировании затворов является установление зависимости «усилие герметизации – утечка». До недавнего времени конструкции затворов для оборудования высокого давления, требования по герметичности и расчет усилия герметизации были регламентированы отраслевыми нормативными документами [10 – 12]. Целью настоящей работы является экспериментальная проверка расчетных усилий герметизации [12].

Экспериментальные исследования зависимости «усилие герметизации – утечка» проводились для затворов, представленных на рис.1. В качестве методики расчета размеров и усилия для обеспечения герметичности были приняты отраслевые нормативные документы, разработанные в Украинском филиале Центрального конструкторского бюро арматуростроения [10 – 12]. Технические параметры образцов исследуемых уплотнительных соединений представлены в табл. 1.

Образцы, моделирующие седло – I, и образцы, моделирующие клапан – II, выполнялись из стали 30X13

по ГОСТ 5632-72, имеющей предел текучести $\sigma_T \approx 910 \text{ МПа}$. Средний диаметр контакта d составлял 25 мм.

Для получения требуемой шероховатости уплотнительных поверхностей использовались следующие методы обработки:

- чистовое точение с последующим обкатыванием шариком до получения параметра $Ra = 0,16 \dots 0,28 \text{ мкм}$ (применялось для типов I, III);

- чистовое точение с последующим притиранием алмазными пастами АСМ 20/14, АСМ 7/5, АСМ 3/3 до получения параметра $Ra = 0,1 \dots 0,24 \text{ мкм}$ (применялось для типов II, IV).

При изготовлении уплотнительных поверхностей седла соединений II и IV было установлено, что получение на универсальном станочном оборудовании профиля, заданного согласно рис. 1, представляет большие трудности, т. к. незначительные (до 0,1 мм) погрешности в установке инструмента приводят к существенным погрешностям (до 40...50 %) при получении пояска шириной a . Поэтому для экспериментов были изготовлены образцы, имеющие профиль поверхности согласно рис. 2 (позиция 2).

В качестве рабочей среды использовался газ – азот при температуре $(15 \pm 5)^\circ\text{C}$, давление среды изменялось по ступеням: 40, 80, 120, 160, 200, 240 МПа.

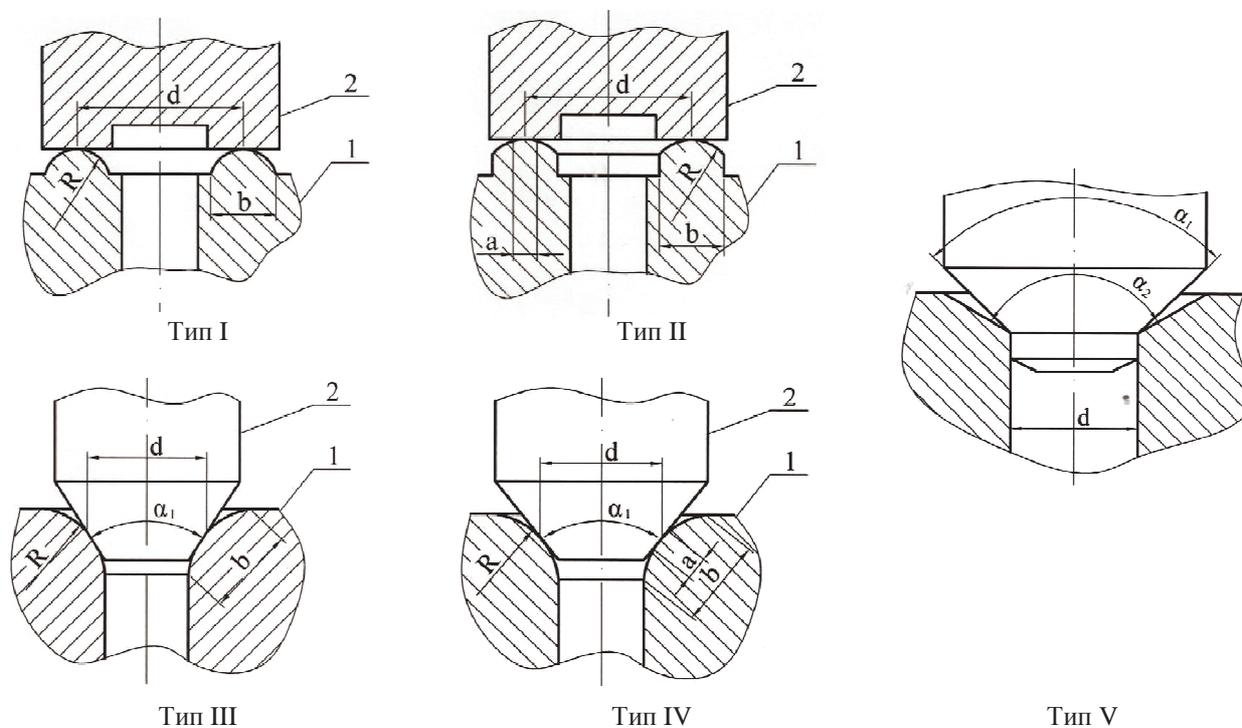


Рис. 1. Схемы исследуемых уплотнительных соединений

Технические параметры образцов

Вид образца	Тип	Номер образца	R , мм	a , мм	b , мм	α_1	α_2	HB , МПа
моделирующий клапан	I	1.1	–	–	9,8	–	–	4500
		1.2	–	–	9,9	–	–	4610
	II	2.1	–	–	10,0	–	–	4610
		2.2	–	–	9,9	–	–	4700
	III	3.1	–	–	–	$70^\circ 10'$	–	4700
		3.2	–	–	–	$70^\circ 10'$	–	4610
	IV	4.1	–	–	–	$70^\circ 10'$	–	4500
		4.2	–	–	–	$70^\circ 10'$	–	4450
	V	5.1	–	–	–	$87^\circ 20'$	–	4610
		5.2	–	–	–	$87^\circ 20'$	–	4610
моделирующий седло	I	1.1	76,5	–	10,0	–	–	4010
		1.2	78,0	–	10,0	–	–	4150
	II	2.1	23,0	4,7	9,8	–	–	4150
		2.2	25,0	4,5	9,9	–	–	4450
	III	3.1	104,0	–	14,0	–	–	4290
		3.2	103,5	–	14,0	–	–	4150
	IV	4.1	27,0	5,2	13,2	$70^\circ 10'$	–	4010
		4.2	28,0	5,4	13,1	$70^\circ 10'$	–	4290
	V	5.1	–	–	–	–	$90^\circ 15'$	4150
		5.2	–	–	–	–	$90^\circ 15'$	4290

Для проведения исследований образцы 1 и 2 устанавливались в корпус 3 (рис. 3) со штуцером 4 для отвода утечки и штуцером 5 для ввода среды под давлением. Для сбора и отвода утечки, прошедшей через уплотнительное соединение (УС), полость за уплотнительным стыком герметизировалась с помощью диафрагмы 7 и регулирующей прокладки 8, прижатие которых обеспечивается нажимной гайкой 9, кольцом 10 и рукоятками 11. Осевое усилие на УС создавалось прессом через шарнирный узел, состоящий из пяты 12, шарика 13 и пуансона 14.

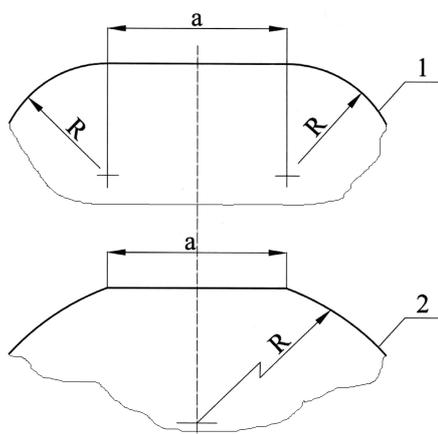


Рис. 2. Схема уплотнительной поверхности седла: 1 – профиль согласно [10]; 2 – профиль, принятый для экспериментов

На каждом исследуемом УС предполагалось в режиме «открыто – закрыто» нарабатывать до 2000 циклов, а измерение параметров утечки производить на 1, 5, 10, 50, 100, 250, 500, 1000, 1500 и 2000 циклах нагружения.

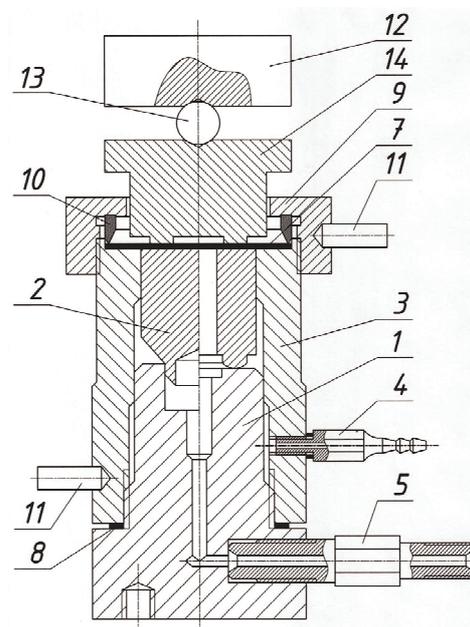


Рис. 3. Модель для исследования условий герметичности: 1, 2 – экспериментальные образцы; 3 – корпус; 4 – штуцер для отвода утечки; 5 – штуцер для ввода газа под давлением; 6 – регулирующая шайба; 7 – мембрана; 8 – прокладка; 9 – нажимная гайка; 10 – кольцо; 11 – рукоятка; 12 – пята; 13 – шарик; 14 – пуансон

Осевые силы герметизации N_q определялись согласно следующим выражениям:

для соединения типа I –

$$N_q = 5,09\pi dRq^2\theta; \quad (1)$$

для соединения типа II –

$$N_q = \pi daq; \quad (2)$$

для соединения типа III –

$$N_q = 5,09\pi dRq^2\theta \left(\sin \frac{\alpha}{2} + f \cos \frac{\alpha}{2} \right); \quad (3)$$

для соединения типа IV –

$$N_q = \pi daq \left(\sin \frac{\alpha}{2} + f \cos \frac{\alpha}{2} \right), \quad (4)$$

где θ – упругая постоянная материала; f – коэффициент трения.

Расчетные значения q , определенные в соответствии с [12], для различных типов уплотнительных соединений и классов герметичности приведены в табл. 2.

Общая осевая сила герметизации N рассчитывалась в соответствии со следующим соотношением:

$$N \geq N_q + N_p. \quad (5)$$

Значения осевых сил N_p для компенсации воздействия давления среды $N_p = \frac{\pi d^2}{4} p$ для различных давлений и типов уплотнительных соединений представлены в табл. 3.

Из данных, представленных в табл. 4, следует, что меньшее усилие герметизации N требуют УС, имеющие первоначальный линейный контакт (типы I и III). Величина N для типов I и III в 1,3...2,4 раза меньше, чем у соединений типов II и IV, которые имеют контактирование в исходном соединении по пояску шириной a (рис. 1). Наряду с этим имеет место преимущество конических УС (типы III и IV) перед соединениями, имеющими контактирование по плоскости (типы I и II). Значение N для соединений типов III и IV в 1,2...2,0 раза меньше, чем для аналогичных соединений типов I и II.

Также из данных табл. 4 следует, что для повышения герметичности на один класс (в исследуемом диапазоне давлений среды) согласно расчетам требуется повышение величины N на 2...26 %.

Перед началом экспериментов образцы подвергались контролю технических параметров в соответствии с табл. 1.

Принималось, что исследуемые соединения предполагается использовать в трубопроводной арматуре и РС установок для взрыво- и пожароопасного производства. Согласно рекомендациям [1] такие соединения должны соответствовать I классу герметичности. При этом соединение может быть признано работоспособным, если величина утечки, проходящей через него, не превышает:

$$Q_{\text{доп}} = 1 \cdot 10^{-6} \frac{\text{см}^3 \cdot \text{МПа}}{\text{с} \cdot \text{см}}.$$

В ходе экспериментов в модели создавались осевые усилия, обеспечивающие в зоне контакта расчетное минимальное значение общей силы N , соответствующее I классу герметичности (табл. 4).

Предварительными экспериментами установлено, что при расчетном значении N величина утечки во всех УС значительно превышает допустимую утечку $Q_{\text{доп}}$, а также что рассматриваемые конструкции УС при расчетных осевых усилиях N не обеспечивают требуемый класс герметичности.

Для выявления условий обеспечения работоспособности исследуемых конструкций усилия герметизации N в ходе эксперимента увеличивались до тех пор, пока при давлении 240 МПа уровень утечки не становился близким к $Q_{\text{доп}}$.

При установленных для каждого типа соединения значениях N производились наработка циклов и измерение утечки на вышеуказанных стадиях давления среды, значения которых заносились в протоколы испытаний. Расчетные и экспериментальные значения общей силы герметизации для разных типов УС представлены в табл. 5.

Таблица 2

Расчетные значения среднего контактного давления, q , МПа и значения осевых сил герметизации N_q , кН

Класс герметичности	Расчетные значения среднего контактного давления, q , МПа				Значения осевых сил герметизации N_q , кН			
	Тип соединения							
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
1	378	271	186	147	37,1	95,8	8,85	42,4
2	356,3	265,0	159,50	141,4	32,9	93,6	6,49	39,6
3	287,8	228,0	127,40	123,3	21,5	80,6	4,14	35,7

Таблица 3

Величины осевых сил N_p для различных давлений среды

p , МПа	40	80	120	160	200	240
N_p , кН	19,6	39,2	58,9	78,5	98,1	118

Таблица 4

Минимальная величина общей силы герметизации N для различных типов уплотнительных соединений и классов герметичности, кН

Тип соединения	Класс герметичности	Давление, МПа					
		40	80	120	160	200	240
I	1	56,6	76,3	96,0	116	135	156
	2	52,5	72,1	91,7	111	131	151
	3	41,2	60,8	80,4	100	119	139
II	1	115	135	154	174	193	213
	2	113	133	152	172	192	211
	3	100	120	139	159	179	198
III	1	28,5	48,1	67,7	87,3	107	127
	2	26,1	45,7	65,4	85,0	105	124
	3	23,8	43,4	63,0	82,6	102	122
IV	1	62,1	81,7	101	121	141	160
	2	59,3	78,9	98,5	118	138	157
	3	55,3	74,9	94,6	114	134	153
V	1	98,1	118	137	157	177	196

Таблица 5

Расчетные и экспериментальные значения общей силы герметизации N для разных типов уплотнительных соединений, кН

Тип соединения	Общая сила герметизации, кН	Давление, МПа					
		40	80	120	160	200	240
I	Расчетная	56,6	76,3	96,0	115,6	135,2	154,8
	Экспериментальная	247,0	266,0	287,0	309,0	330,0	346,0
II	Расчетная	115,4	135,0	154,6	174,2	193,9	213,5
	Экспериментальная	294,5	314,0	334,0	353,0	373,0	392,5
III	Расчетная	28,5	48,1	67,7	87,3	107,0	126,6
	Экспериментальная	216,0	235,5	255,0	274,7	294,0	314,0
IV	Расчетная	62,1	81,7	101,3	121,0	140,6	160,2
	Экспериментальная	255,0	275,0	294,0	314,0	333,5	353,0

Для достижения утечки, близкой к допустимой $Q_{\text{доп}}$, в соединении типа I было необходимо приложить удельные осевые усилия герметизации q_k , равные 30 кН/см, что требует создания общей силы герметизации N (при максимальном давлении среды 240 МПа), в 2,3 раза превышающей расчетную величину согласно табл. 5. При повышении давления от 40 до 240 МПа происходило увеличение утечки в пределах одного порядка. При наработке ресурса (до 2000 циклов) наблюдалось некоторое снижение величины утечки, что обусловлено прирабатываемостью уплотнительных поверхностей, которая способствует уменьшению микрочанел в уплотнительном стыке. В пользу этого говорит тот факт, что профилографическим исследованием установлено уменьшение высоты микронеровностей в зоне контакта на 5...12 % по сравнению с исходным состоянием. При этом общее изменение формы уплотнительных поверхностей не выявлено.

Для достижения утечки, близкой к допустимой $Q_{\text{доп}}$, в уплотнительном соединении типа II потребовалось приложить удельные осевые усилия герметизации q_k , равные 35 кН/см, что требует создания общей силы герметизации N (при максимальном давлении среды 240 МПа), в 1,84 раза превышающей расчетное значение по табл. 5. При повышении давления от 40 до 240

МПа наблюдалось увеличение утечки в пределах одного порядка. При наработке ресурса (до 2000 циклов) утечка уменьшалась по отношению к полученной на первых циклах нагружения и не превышала допустимой. Снижение уровня утечки обусловлено уменьшением микрощели в уплотнительном стыке за счет смятия микронеровностей. Этот вывод подтверждается профилографическими исследованиями, которыми установлено уменьшение высоты микронеровностей в зоне контакта на 5...7 % по сравнению с исходным состоянием.

Из анализа профилограмм уплотнительных поверхностей следует, что на клапанах по краям зоны контакта имеют место остаточные деформации (до 0,5 мкм) (рис. 4), обусловленные неравномерностью распределения контактных давлений по ширине контакта a .

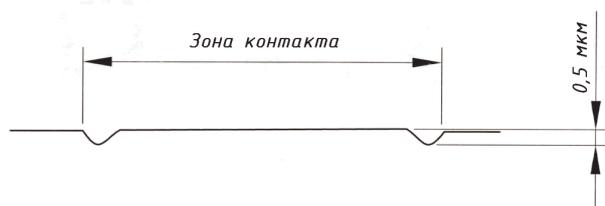


Рис. 4. Профилограмма уплотнительной поверхности клапана в соединении типа II (вертикальное увеличение – 4000; горизонтальное увеличение – 8)

Значения допустимой утечки $Q_{\text{доп}}$ в уплотнительном соединении типа III обеспечивались при приложении общей силы герметизации N (при максимальном давлении 240 МПа), в 2,48 раза превышающей расчетное значение табл. 5. При повышении давления от 40 до 240 МПа происходит увеличение утечки в пределах одного порядка. При наработке ресурса утечка снижается по сравнению с первоначальной и на 20-м цикле не превышает допустимой. Далее уровень утечки остается примерно одинаковым и не превышает допустимого. Снижение величины утечки в первоначальный период (до наработки 20 циклов) обусловлено уменьшением микрощели в уплотнительном стыке за счет смятия микронеровностей, что также имело место в уплотнительных соединениях типа I и II.

На основании профилографического исследования уплотнительных поверхностей после наработки 2000 циклов установлено, что по всей окружности контакта седла с клапаном имеют место следы схватывания (рис. 5), причиной которых может являться многократное проскальзывание уплотнительных поверхностей относительно друг друга при приложении к ним осевых усилий и давления среды.

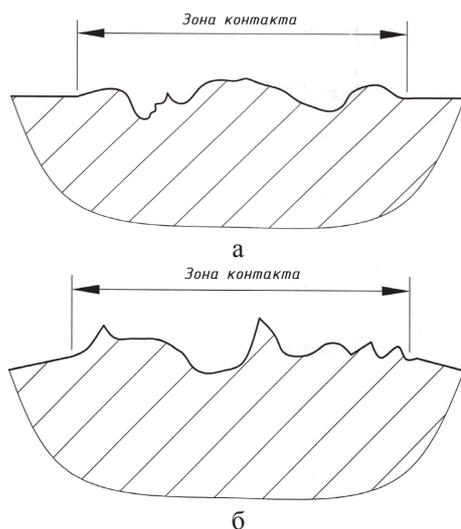


Рис. 5. Профилограммы зон контакта уплотнительных поверхностей соединения типа III (вертикальное увеличение – 1000, горизонтальное увеличение – 40); а – клапан; б – седло

Принимая во внимание характер изменения состояния износа уплотнительных поверхностей исследуемого УС при наработке циклов, а также изменение при этом утечки среды через уплотнительный стык, можно сформулировать следующий вывод, который будет являться общим для УС с коническими поверхностями (типы III, IV, V). При наработке циклов происходит изменение микрорельефа в зоне контакта в два этапа. Вначале он сглаживается, и высота микронеровностей уменьшается. Затем, за счет проскальзывания сопрягаемых деталей под действием нагрузок и наличия схватывания и образования задиrow, происходит увеличение высоты микронеровностей. При этом изменение утечки происходит в соответствии с изменением высоты микронеровностей как в поперечном, так и в продольном направлениях.

Для достижения утечки, близкой к допустимой $Q_{\text{доп}}$ в соединении типа III, необходимо приложить удельные осевые усилия герметизации q_k , равные 30 кН/см, что требует создания общей силы герметизации N (при максимальном давлении среды 240 МПа), в 2,2 раза превышающей расчетное значение по табл. 5. При повышении давления от 40 до 240 МПа имеет место рост утечки в пределах одного порядка. При наработке циклов утечка изменится, причем, до 20 циклов наблюдается ее уменьшение до $Q_{\text{доп}}$, а затем, при наработке свыше 250 циклов, происходит некоторый рост утечки до уровня, соответствующего 2 классу герметичности.

Изменение герметичности в начальный период обусловлено приработкой уплотнительных поверхностей и уменьшением высоты микронеровностей, что имело место в уплотнительных соединениях типа I, II и III. Уменьшение величины утечки связано с тем, что происходит схватывание и образование задиrow на уплотнительных поверхностях за счет их проскальзывания при наработке циклов. Следы задиrow и схватывания на уплотнительных поверхностях седла и клапана после наработки 2000 циклов и разборки модели видны визуально. Изменение профиля образующей уплотнительных поверхностей седла и клапана по данным профилографического исследования не обнаружено.

Для достижения утечки, близкой к допустимой $Q_{\text{доп}}$, в уплотнительном соединении типа V необходимо было приложить удельные осевые усилия герметизации q_k , равные 10 кН/см. При повышении давления от 40 до 240 МПа происходит некоторое повышение утечки, но в гораздо меньшей степени, чем для других типов исследуемых уплотнительных соединений. Уровень и характер изменения утечки с ростом давления среды согласуются с результатами ранее выполненных исследований. При наработке циклов (до 2000) происходит некоторое изменение утечки, однако ее уровень остается близким к допустимому по I классу герметичности. Уменьшение утечки в начальный период (до 5 циклов) связано с приработкой уплотнительных поверхностей и уменьшением микрозазоров в уплотнительном стыке. Возрастание утечки после наработки 500 циклов и более обусловлено изменением микрорельефа уплотнительных поверхностей в зоне контакта за счет схватывания и образования на них задиrow. Визуальный осмотр поверхностей контакта показывает наличие на них по всей окружности следов схватывания и задиrow, которые обусловлены взаимным проскальзыванием седла и клапана под действием прилагаемых нагрузок.

Разборка исследуемых уплотнительных соединений типа V после наработки 2000 циклов была затруднена, т. к. происходил зажим хвостовика клапана в седле за счет его деформации в зоне контакта в радиальном направлении. Величина остаточной деформации седла составляла 0,014...0,021 мм (рис. 6 и 7).

Уплотнительное соединение типа V обеспечивает герметичность, близкую к I классу, при удельном контактом усилии $q_k \geq 10$ кН/см. Данный уровень протечки сохранялся при наработке до 2000 циклов и ходе клапана 1,5...2,0 мм.

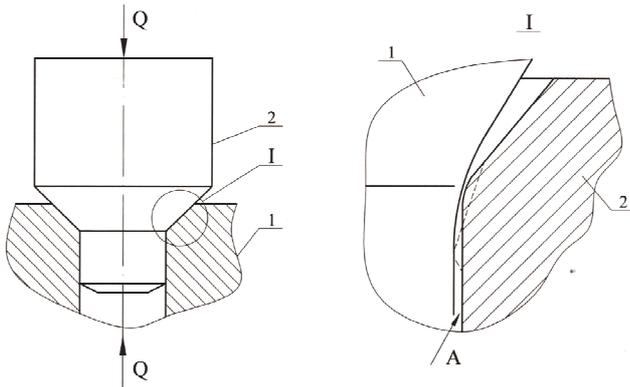


Рис. 6. Схема контактирования и деформации зоны контакта в уплотнительном соединении типа V: 1 – клапан; 2 – седло

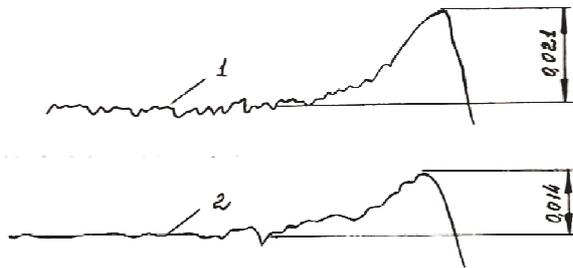


Рис. 7. Профилограммы образующей A седла (вертикальное увеличение – 1000; горизонтальное увеличение – 20): 1 – седло № 5, 1; 2 – седло № 5, 2

В ходе подготовки уплотнительных поверхностей образцов предложены и применены технологические рекомендации по их конструированию и изготовлению:

- форму уплотнительных поверхностей седел соединений типов II и IV целесообразно выполнять по аналогии с экспериментальными образцами (рис. 1, позиция 2);
- профиль зоны контакта клапана уплотнительного соединения типа V целесообразно выполнять по радиусу согласно данным [11];
- при изготовлении тороидальных уплотнительных поверхностей на универсальном станочном оборудовании необходимо применять специальное приспособление для получения поверхностей с образующими в виде дуги окружности [11];
- в качестве финишной обработки тороидальных уплотнительных поверхностей следует применять обкатывание или алмазное выглаживание с использованием указанных инструментов и режимов.

На всех экспериментальных образцах уплотнительных соединений типов I...IV было наработано по 2000 циклов с приложением более высоких, по сравнению с расчетными, значениями общих сил герметизации N . Случаев разрушения седла и клапанов, а также остаточных деформаций профиля образующей поверхности контакта не наблюдалось.

Заключение

В результате проведенных исследований установлено:

1. При повышении давления среды от 40 до 240 МПа происходит увеличение утечки в пределах одного порядка – для уплотнительных соединений типов I...IV

и в 1,5...3,0 раза – для уплотнительного соединения типа V;

2. Для уплотнительных соединений с коническими поверхностями (типы III, IV, V) при наработке циклов происходит изменение микрорельефа в зоне контакта в два этапа. Вначале он сглаживается, и высота микронеровностей уменьшается, а затем, за счет проскальзывания под действием нагрузок, наличия схватывания сопрягаемых деталей и образования на них задиров, происходит увеличение высоты микронеровностей;

3. Для уплотнительных соединений с плоскими поверхностями (типы I, II) при наработке циклов характерна прирабатываемость уплотнительных поверхностей, выражающаяся в снижении высоты микронеровностей в зоне контакта;

4. Уплотнительные соединения типов I, II, III и IV, спроектированные согласно [10] и нагруженные осевой силой N согласно [12], имеют утечку, значительно превышающую допустимую;

5. Для обеспечения работоспособности, соответствующей I классу герметичности, в уплотнительных соединениях типов I...IV необходимо увеличение общих усилий герметизации относительно расчетных значений. В связи с этим возникает необходимость в уточнении расчетных зависимостей, приведенных в [12]:

а) за счет введения в формулу (5) поправочных коэффициентов (рис. 8), снижающихся с ростом давления и сближающихся для различных типов УС, что свидетельствует об уменьшении роли составляющей усилия герметизации N_q ;

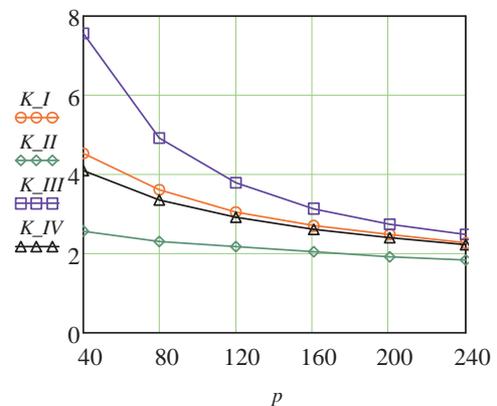


Рис. 8. Зависимость поправочного коэффициента K от давления среды при расчете усилия герметизации по формуле (5) для I...IV типов уплотнительных соединений

б) либо за счет использования модели реального газа [13];

в) либо за счет уточнения геометрических параметров микроканалов при упругопластическом контакте микронеровностей в уплотнительном стыке [14, 15].

Литература

1. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирование уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М.: Изд-во МАИ. 2000. 296 с.
2. Долотов А.М., Ереско С.П., Огар П.М. Основы теории проектирования уплотнений гидроневмовакуумных систем: монография. Красноярск: СибГАУ, 2013. 308 с.

3. Тарасов В.А. Обеспечение заданных характеристик надежности затворов запорной трубопроводной арматуры: дисс... канд. техн. наук. Братск: БрГУ, 2009. 146 с.

4. Огар П.М., Тарасов В.А., Корсак И.И. Оптимальное проектирование затворов трубопроводной арматуры. Братск: Изд-во БрГУ. 2012. 145 с.

5. Погодин В.К. Концепция обеспечения безопасной эксплуатации трубопроводной арматуры на промышленных предприятиях. // Арматуростроение. 2006. № 1. С. 34-37.

6. Тупицын А.А., Погодин В.К., Тупицын А.А. Проблемы обеспечения безопасной эксплуатации приводов промышленного оборудования и перспективное направление их решения // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 15. С. 120-122.

7. Тупицын А.А., Кузнецов К.А., Погодин В.К. Технико-экономические аспекты обеспечения работоспособности технологического оборудования опасных нефтехимических производств. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 15. С. 171-173.

8. Погодин В.К., Кузнецов К.А., Верхозин Н.А., Актуганов А.Н. Система обеспечения безопасной работы трубопроводной арматуры. // Химическая техника. 2011. № 11. С. 28-31.

9. Трутаев С.Ю., Погодин В.К., Кузнецов К.А. Развитие научного, методического и материального обеспечения промышленной и экологической безопасности оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2011. № 15. С. 152-156.

10. РД РТМ 0754-45-84. Трубопроводная арматура на давление от 40 до 350 МПа. Затворы. Конструкция и размеры. Введ. 01.01.85; Группа G02; Киев: ПО «Киевпромарматура», 1984. 9 с.

11. РД РТМ 0754-48-84. Трубопроводная арматура на давление от 40 до 350 МПа. Нормы герметичности затворов. Введ. 01.01.85; Группа G02; Киев: ПО «Киевпромарматура», 1984. 6 с.

12. РД РТМ 0754-50-85. Трубопроводная арматура на давление от 40 до 350 МПа. Затворы. Расчет сил герметизации. Введ. 01.01.86; Группа G02; Киев: ПО «Киевпромарматура», 1985. 7 с.

13. Огар П.М. Контактные характеристики и герметичность неподвижных стыков пневмогидроотливных систем двигателей летательных аппаратов: дис. ... д-ра. техн. наук. Братск, 1997. 345 с.

14. Алпатов Ю.Н., Тарасов В.А., Турченко А.В. Влияние характеристик упрочняемого материала на герметизирующую способность соединений. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 2. С. 83-88.

15. Огар П.М., Тарасов В.А., Турченко А.В. Трибомеханика упругопластического контакта. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 2. С. 116-122.

References

1. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. The theory basics and design of aircraft hydropneumatic valve sealings. M.: Izd-vo MAI, 2000. 296 s.

2. Dolotov A.M., Eresko S.P., Ogar P.M. The theory basics of the design of the hydropneumatic vacuum systems sealing devices: monograf. Krasnoyarsk: SibGAU, 2013. 308 p.

3. Tarasov V.A. The assurance of the set-up parameters of the pipeline valves reliability: diss ... kand. tekhn. nauk. Bratsk: BrGU, 2009. 146 s.

4. Ogar P.M., Tarasov V.A., Korsak I.I. The sealing devices optimum design. Bratsk BrSU, 2012. 145 s.

5. Pogodin V.K. The strategy of assuring valves safe operation at industrial enterprises // Armaturostroeniye. 2006. № 1. S. 34-37.

6. Tupitsin A.A., Pogodin V.K., Tupitsin A.A. The issues of assuring safe operation of industrial equipment drives and the promising ways of their solving // Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye. 2007. № 15. S. 120-122

7. Tupitsin A.A., Kuznetsov K.A., Pogodin V.K. Technical and economic aspects of assuring performance of the processing equipment for hazardous petrochemical production // Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye. 2007. № 15. S. 171-173.

8. Pogodin V.K., Kuznetsov K.A., Verkhosin N.A., Aktuganov A.N. The system for the valves safe operation assurance // Khimicheskaya tekhnika. 2011. № 11. S. 28-31.

9. Trutaev S.Yu., Pogodin V.K., Kuznetsov K.A. The development of scientific, methodological and material support of industrial and ecological safety of the equipment for oil-processing and petrochemical production // Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye. 2011. № 15. S. 152-156.

10. RD RTM 0754-45-84. Pipeline valves meant for the pressure from 40 to 350 MPa. Valve trims. Design and dimensions. Vved. 01.01.85; Gruppya G02; PO "Kievpromarmatura", Kiev. 9 s.

11. RD RTM 0754-48-84. Pipeline valves meant for the pressure from 40 to 350 MPa. The sealing capacity specifications. Vved. 01.01.85; Gruppya G02; PO "Kievpromarmatura", Kiev. 6 s.

12. RD RTM 0754-50-85. Pipeline valves meant for the pressure from 40 to 350 MPa. Valve trims. The sealing forces calculation. Vved. 01.01.85; Gruppya G02; PO "Kievpromarmatura", Kiev. 7 s.

13. Ogar P.M. Contact characteristics and fixed joints seal of flight-type engine hydropneumatic fuel delivery systems: dis. ... d-ra tekhn. nauk. Bratsk, 1997. 345 s.

14. Alpatov Yu.N., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Impact of the hardenable material characteristics on the joints sealing property // Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye. 2012. № 2. S. 83-88.

15. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Tribomechanics of elastic-plastic contact // Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye. 2013. № 2. S. 116-122.