

# Машиностроение и машиноведение

УДК 621.813

doi: 10.18698/0536-1044-2021-4-3-11

## Компьютерное моделирование прессового соединения

М.А. Любченко<sup>1</sup>, Х.М. Гарсия Мартинес<sup>2</sup>, Л.А. Самора Кинтана<sup>2</sup>,  
В.С. Сыромятников<sup>1</sup>

<sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана<sup>2</sup> Университет Гвадалахары

## Computer Simulation of the Press Fit Connection

M.A. Lyubchenko<sup>1</sup>, J.M. Garcia Martinez<sup>2</sup>, L.A. Zamora Quintana<sup>2</sup>,  
V.S. Syromyatnikov<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University<sup>2</sup> University of Guadalajara

Проектирование современной техники связано с повышенными требованиями к ее прочности и технологичности. Прессовые соединения деталей способны выдерживать значительные рабочие нагрузки при небольших габаритных размерах, благодаря чему их широко применяют в механизмах и машинах. Традиционно расчет прессовых соединений выполняют по классическим формулам с помощью большого количества справочных данных. В вычислениях используют стандартные рекомендации, которые помогают получить решение с минимальными затратами времени. Вместе с тем экономия времени ограничивает поиск несколькими соединениями, не всегда лучшими по отдельным показателям. Моделирование соединений с различными комбинациями параметров приводит к образованию сотен потенциальных вариантов. Чтобы проверить их работоспособность, необходимо использовать современные вычислительные средства. Компьютер имеет почти неограниченные возможности скорости вычислений и сохранения массивов информации. Моделирование прессовых соединений на компьютере позволяет получать регрессионные метамоделли, оценивать статистическую значимость параметров и определять область работоспособных соединений. Становится возможной оптимизация конструкции соединения по прочности, массе и технологии сборки. В соответствии со стандартами разработана система расчета и статистического анализа прессовых соединений. Составлена программа, обеспечивающая формирование и проверку соединений с оценкой их пригодности заданным требованиям.

**Ключевые слова:** прессовое соединение, вероятностный натяг, посадка с натягом, коэффициент трения, статистическая модель, диаграмма Парето

The design of modern technology is associated with increased requirements for strength and manufacturability. Press fit connections of small size parts can withstand significant workloads, so they are widely used in mechanisms and machines. Traditionally, the calculation of press fit connections is performed according to classical formulas using a large amount of reference data. The calculations use standard recommendations that make it easier to obtain solutions with a minimum investment of time. However, the time saving limits

the search to a few joints, which are not always the best in some indicators. Modeling press fit joints with different combinations of parameters leads to the formation of hundreds of potential joints. To check their performance, it is necessary to use modern computing facilities. The computer has almost unlimited possibilities for computing speed and storing arrays of information. Simulation of press fit connections on a computer allows obtaining regression metamodels, accessing the statistical significance of parameters, and determining the area of workable connections. It becomes possible to optimize the design of the joint in terms of strength, weight and assembly technology. The system for calculating and statistical analysis of press fit connections has been developed on the basis of existing standards. A program has been developed providing the joints formation and verification with an assessment of their suitability for the specified requirements.

**Keywords:** press fit connection, probabilistic interference, interference fit, index of friction, statistical model, Pareto diagram

Прессовое соединение (ПС) относится к большой группе механических соединений: резьбовых, заклепочных, клеевых, сварных и т. п. Такое соединение широко применяют в бытовой технике, автомобилях и аэрокосмических системах.

На рис. 1 показан редуктор с двумя зубчатыми колесами (первой 2 и второй 1 ступеней), закрепленными на валах с помощью ПС. Соединения нагружены крутящими моментами, радиальными и осевыми силами. Детали — вал и втулка — имеют наружную и внутреннюю цилиндрические поверхности. После запрессовки вала во втулку образуется упругий натяг вследствие разницы диаметров вала и отверстия втулки. Благодаря натягу на сопряженных поверхностях появляются давление и сила трения, удерживающая детали в заданном положении под действием нагрузки.

Прочность ПС стального вала 1 и бронзовой втулки 2 зависит от натяга, контактного давле-

ния  $p$ , коэффициента трения и площади сопряженной поверхности (рис. 2). Современное машиностроение нуждается в улучшенных конструкциях ПС [1, 2]. Традиционно расчет таких соединений выполняют по классическим формулам с помощью большого количества справочных данных [3].

Методика расчета ПС разработана для ручных вычислений и позволяет относительно быстро решить задачу. Вместе с тем решение ограничено несколькими соединениями, не всегда лучшими по отдельным показателям. При моделировании ПС на компьютере посредством комбинаций нагрузки, диаметра, длины и других основных параметров ПС, получают множество соединений, среди которых есть оптимальные по тем или иным критериям.

Цель работы — компьютерное моделирование ПС, статистический анализ их показателей и выбор соединений с оптимальными характеристиками.

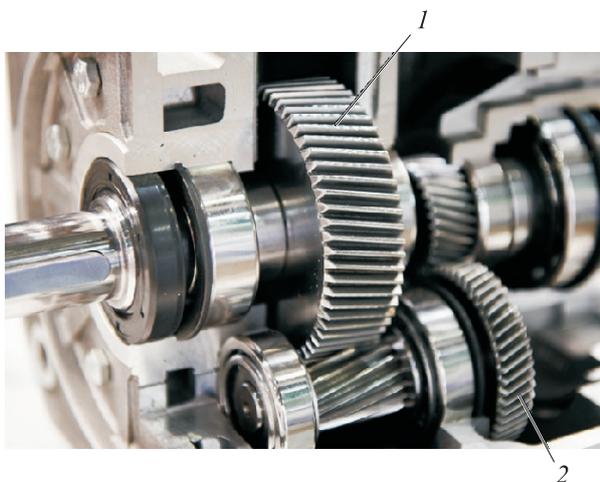


Рис. 1. Внешний вид редуктора с зубчатыми колесами первой и второй ступеней, закрепленными на валах с помощью ПС

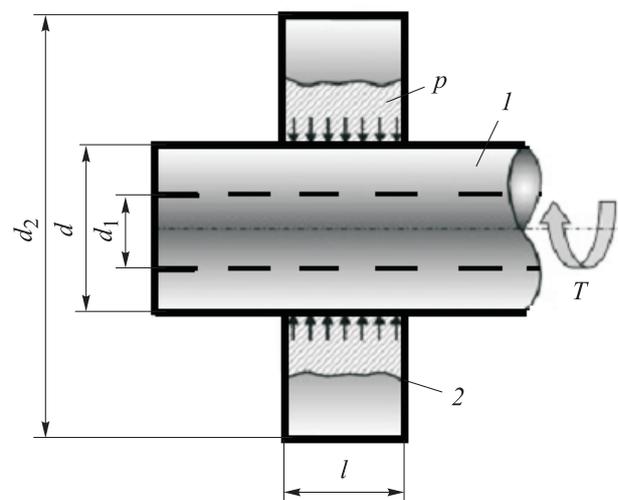


Рис. 2. Схема ПС стального вала и бронзовой втулки

В программе параметры ПС разделены на два класса: динамические и статические. В процессе моделирования значения динамических параметров изменяются, а статических остаются постоянными.

Ограничим расчет несколькими динамическими параметрами. Смоделируем ПС стального вала и бронзовой втулки (см. рис. 2). Динамические параметры такого ПС приведены в табл. 1, где  $T$  — крутящий момент;  $d$  — номинальный диаметр ПС;  $\psi_d$  — коэффициент длины ступицы,  $\psi_d = l/d$  ( $l$  — длина втулки);  $f$  — коэффициент трения при действии внешней нагрузки.

Общее число проектируемых соединений [4]

$$K_c = K_T K_d K_{\psi_d} K_f = 5 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 4 = 500,$$

где  $K_T$ ,  $K_d$ ,  $K_{\psi_d}$ ,  $K_f$  — число элементов, указанных в табл. 1 для параметров  $T$ ,  $d$ ,  $\psi_d$ ,  $f$  соответственно.

Соединение бронзовой втулки и стального вала имеет следующие статические параметры: модули упругости — вала  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа и втулки  $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$  МПа; коэффициенты Пуассона материалов — вала  $\mu_1 = 0,30$  и втулки  $\mu_1 = 0,35$ ; пределы текучести — вала  $\sigma_{T1} = 220$  МПа и втулки  $\sigma_{T1} = 140$  МПа; коэффициент запаса  $S = 2$ ; параметры шероховатости поверхностей вала  $Ra_1 = 0,8$  мкм и втулки  $Ra_2 = 1,6$  мкм; коэффициент трения при запрессовке  $f_n = 0,10$ .

Расчетный натяг  $N$  и давление  $p$  связаны зависимостью Ляме [5]:

$$d_b - d_o = N = pd \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \cdot 10^3. \quad (1)$$

Здесь  $d_b, d_o$  — диаметры вала и отверстия втулки до запрессовки;  $c_1, c_2$  — коэффициенты жесткости,

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1;$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

где  $d_1$  — диаметр отверстия в полем вале, мм;  $d_2$  — внешний диаметр втулки.

Давление  $p$  определяется внешней нагрузкой. При воздействии момента  $T$  давление

$$p = \frac{2ST}{\pi d^2 l f}. \quad (2)$$

Минимальный натяг, обеспечивающий прочность ПС под нагрузкой  $T$ , имеет вид

$$N_{\min} = N + u,$$

где  $u = u_R$  — поправка, учитывающая смятие микронеровностей при сборке [6],

$$u_R = 5,5(Ra_1 + Ra_2). \quad (3)$$

Максимальный натяг ПС находят из условия неразрушения вала и втулки при запрессовке. Допустимое максимальное давление на сопряженной поверхности рассчитывают по пределу текучести материалов деталей [7]:

• для вала

$$p_{\max 1} \leq 0,5\sigma_{T1} (1 - d_1^2/d^2);$$

• для втулки

$$p_{\max 2} \leq 0,5\sigma_{T2} (1 - d^2/d_2^2).$$

Максимальный натяг определяют по выражению (1) для максимального давления

$$p_{\max} = \min\{p_{\max 1}, p_{\max 2}\}$$

Таблица 1

Динамические параметры ПС стального вала и бронзовой втулки

$T$ , Н·м	$d$ , мм	$\psi_d$	$f$
20	32	0,8	0,05
40	40	0,9	0,07
60	48	1,0	0,09
80	56	1,1	0,11
100	64	1,2	-

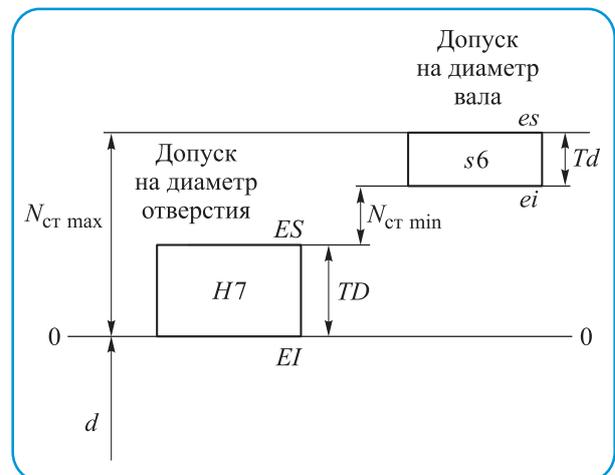


Рис. 3. Стандартные поля допусков в системе отверстия (H7, s6 — обозначения посадок с квалитетами 7, 6)

Таблица 2

Значения минимальных  $N_{p \min}$  и максимальных  $N_{p \max}$  вероятностных натягов

Номинальный диаметр $d$ , мм	$N_{p \min}/N_{p \max}$ , мкм, для посадок с квалитетами							
	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/s7	H7/t6	H7/t7	H7/u7	H7/v7
30...40	7/36	15/44	24/53	25/61	29/58	30/66	42/78	50/86
40...50	7/36	15/44	24/53	25/61	35/64	36/72	52/88	63/99
50...65	9/44	18/53	30/65	32/74	43/78	45/87	66/108	81/123

с учетом поправки (3):

$$N_{\max} = p_{\max} d \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \cdot 10^3 + u.$$

Детали для ПС изготавливают по стандарту [8]. Условия работоспособности ПС:

$$N_{\text{ст min}} \geq N_{\min}; \quad N_{\text{ст max}} \leq N_{\max}.$$

Здесь  $N_{\text{ст min}}$  и  $N_{\text{ст max}}$  — минимальный и максимальный стандартные натяги (рис. 3),

$$N_{\text{ст min}} = ei - ES; \quad N_{\text{ст max}} = es - EI,$$

где  $ei$ ,  $EI$  и  $es$ ,  $ES$  — нижние и верхние предельные отклонения размеров вала и отверстия соответственно.

При выборе посадок рекомендуется использовать минимальный  $N_{p \min}$  и максимальный  $N_{p \max}$  вероятностные натяги (табл. 2) [7, 9]:

$$\begin{aligned} N_{p \min} &\geq N_{\min}; \\ N_{p \max} &\leq N_{\max}. \end{aligned} \quad (4)$$

Блок-схема фрагмента программы для выбора стандартной посадки [10] приведена на рис. 4.

Усилие запрессовки вала в отверстие втулки

$$F_{\text{п}} \geq \pi d l p f_{\text{п}}.$$

Компьютерная программа выводит таблицу расчетных данных, которая содержит  $p$ ,  $N_{\min}$ ,  $N_{\max}$ , тип посадки,  $F_{\text{п}}$  и массу ПС, определяемую по выражению

$$G = \frac{\pi}{4} [(d^2 - d_1^2) \gamma_1 + (d_2^2 - d^2) \gamma_2] l,$$

где  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  — удельные массы стали и бронзы, кг/мм<sup>3</sup>.

Из 500 сформированных ПС для 170 не выполняются условия работоспособности (4). Для иллюстрации в табл. 3 приведена выборка.

Система компьютерного моделирования отсекает область неработоспособных ПС в начале расчета. Далее выполняют статистический

анализ работоспособных ПС. Результаты сортировки 330 соединений по давлению  $p$ , рассчитанному по формуле (2), приведены в табл. 4.

Соединение с минимальным давлением 0,74 МПа нагружено моментом  $T = 20$  Н·м при диаметре вала  $d = 64$  мм, длине втулки  $l = 76,8$  мм и коэффициенте трения  $f = 0,11$ . По расчетным натягам  $N_{\min} = 14,57$  мкм и

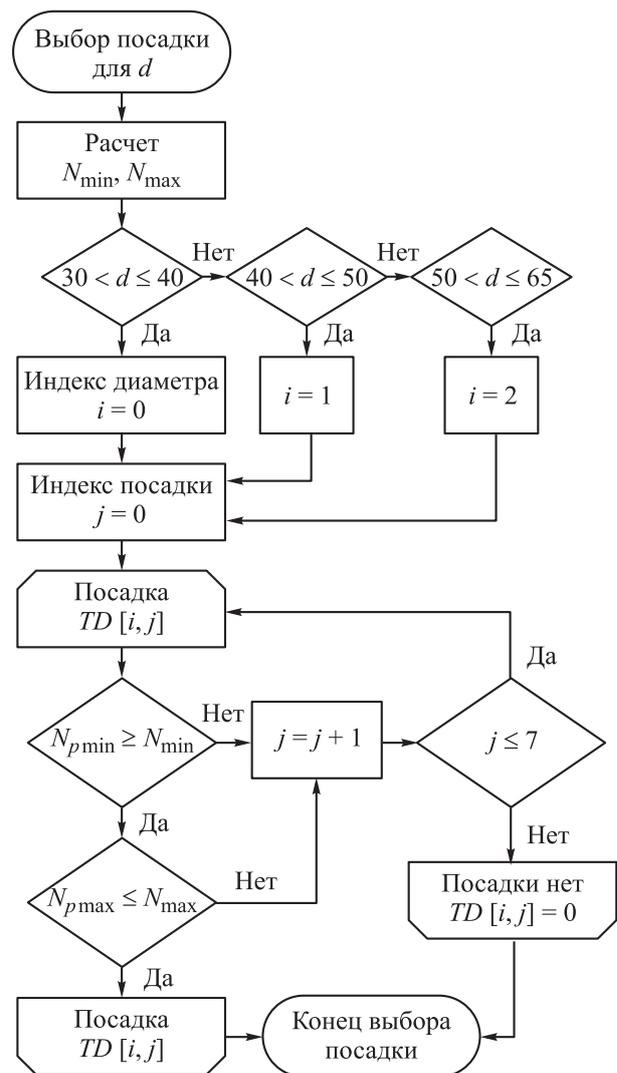


Рис. 4. Блок-схема выбора стандартной посадки

Таблица 3

Параметры ПС без посадок с натягом

$T$ , Н·м	$d$ , мм	$l$ , мм	$f$	$p$ , МПа	$N_{\min}$ , мкм	$N_{\max}$ , мкм	Посадка	$F_n$ , Н	$G$ , кг
20	32	38,4	0,11	5,89	18,68	52,890	0	–	0,56
40	40	44,0	0,05	14,47	30,03	62,810	0	–	1,01
60	48	38,4	0,05	17,27	37,30	72,730	0	–	1,27
80	48	52,8	0,05	16,75	36,57	72,730	0	–	1,75
100	48	57,6	0,05	19,19	39,98	72,173	0	–	1,91

Таблица 4

Параметры ПС с минимальными и максимальными значениями давления

$T$ , Н·м	$d$ , мм	$l$ , мм	$f$	$p$ , МПа	$N_{\min}$ , мкм	$N_{\max}$ , мкм	Посадка	$F_n$ , Н	$G$ , кг
<i>ПС с минимальными значениями давления</i>									
20	64	76,8	0,11	0,74	14,57	92,58	H7/r6	33 027	4,52
20	64	70,4	0,11	0,80	14,69	92,58	H7/r6	30 274	4,14
20	64	64,0	0,11	0,88	14,84	92,58	H7/r6	27 523	3,77
20	64	76,8	0,09	0,90	14,87	92,58	H7/r6	33 027	4,52
20	64	57,6	0,11	0,98	15,03	92,58	H7/r6	24 770	3,39
<i>ПС с максимальными значениями давления</i>									
60	48	43,2	0,05	15,35	34,62	72,73	H7/t6	23 712	1,43
80	48	57,6	0,05	15,35	34,62	72,73	H7/t6	31 617	1,91
100	48	38,4	0,09	15,99	35,52	72,73	H7/t7	24 397	1,27
100	56	50,4	0,05	16,11	39,43	82,65	H7/t6	35 289	2,27
100	56	44,8	0,05	18,13	42,71	82,65	H7/t6	31 368	2,02

$N_{\max} = 92,58$  мкм выбрана стандартная посадка H7/r6. Усилие запрессовки  $F_n = 33\ 027$  Н, масса ПС  $G = 4,52$  кг. Для сравнения ПС с максимальным давлением 18,13 МПа передает момент  $T = 100$  Н·м и имеет посадку H7/t6.

Анализ множества ПС позволяет строить регрессионные метамоделей основных характеристик, отражающих их статистическую зависимость от динамических параметров. Точность модели определяется ее порядком [11]. Статистическая модель давления первого порядка имеет вид

$$p = a_0 + a_1 T + a_2 d + a_3 l + a_4 f, \quad (5)$$

где  $a_0 = 25,15$ ;  $a_1 = 0,1013$ ;  $a_2 = -0,2021$ ;  $a_3 = -0,0939$ ;  $a_4 = -67,19$ .

Коэффициент детерминации  $R^2 = 87,1\%$ , средняя абсолютная ошибка  $e = 1,033$ .

Статистическая значимость параметров модели (5) отражена на диаграмме Парето для давления  $p$  (рис. 5) [12]. Самым значимым по-

ложительным параметром является момент  $T$ . Для уменьшения давления наиболее значим коэффициент трения  $f$ , затем диаметр соединения  $d$ . Длина втулки  $l$  — наименее значимая величина для снижения давления.

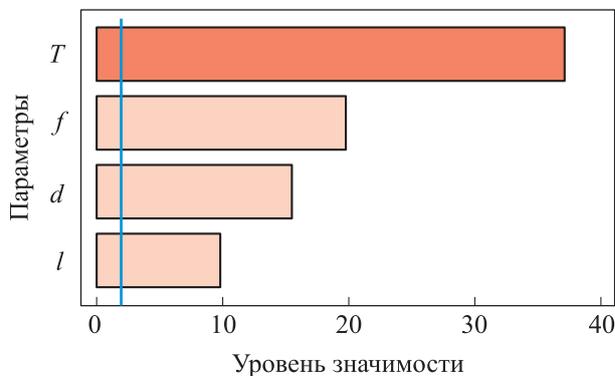


Рис. 5. Диаграмма Парето для давления  $p$ : — граница значимости параметров; и — положительная и отрицательная значимость параметров

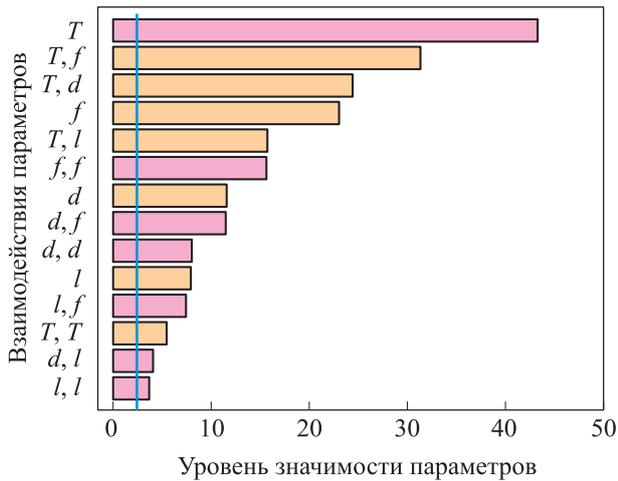


Рис. 6. Диаграмма Парето для давления  $p$  с учетом взаимодействия параметров:  
 — граница значимости параметров;  
 и — положительная и отрицательная значимость параметров

При проектировании нового ПС и оценки его работоспособности диаграмма Парето помогает в выборе параметров и их значений. Более точная модель второго порядка, учитывающая взаимодействия параметров (рис. 6), имеет вид

$$p = a_0 + a_1T + a_2d + a_3l + a_4f + a_5T^2 + a_6Td + a_7Tl + a_8Tf + a_9d^2 + a_{10}dl + a_{11}df + a_{12}l^2 + a_{13}lf + a_{14}f^2,$$

где  $a_0 = 50,61$ ;  $a_1 = 0,5323$ ;  $a_2 = -0,9409$ ;  $a_3 = -0,4512$ ;  $a_4 = -317,4$ ;  $a_5 = -177,8 \cdot 10^{-6}$ ;  $a_6 =$

$= -3812 \cdot 10^{-6}$ ;  $a_7 = -1655 \cdot 10^{-6}$ ;  $a_8 = -1,233$ ;  $a_9 = -5288 \cdot 10^{-6}$ ;  $a_{10} = 3473 \cdot 10^{-6}$ ;  $a_{11} = 2,083$ ;  $a_{12} = 1473 \cdot 10^{-6}$ ;  $a_{13} = 0,9493$ ;  $a_{14} = 886,3$ .

Коэффициент детерминации  $R^2 = 98,83 \%$ , средняя абсолютная ошибка  $e = 0,299$ .

Увеличению давления способствуют взаимодействия коэффициентов трения ( $f, f$ ), номинального диаметра ПС и коэффициента трения ( $d, f$ ), номинальных диаметров ПС ( $d, d$ ), длины втулки и коэффициента трения ( $l, f$ ), длины втулки и номинального диаметра ПС ( $l, d$ ), длин втулки ( $l, l$ ). На уменьшение давления влияют взаимодействия момента и коэффициента трения ( $T, f$ ), момента и номинального диаметра ПС ( $T, d$ ), момента и длины втулки ( $T, l$ ), моментов ( $T, T$ ). Разработанная система моделирования учитывает все взаимодействия работоспособных ПС.

Компьютерное моделирование позволяет определять значения динамических параметров для оптимальных характеристик ПС. Расчетные данные для ПС с минимальными и максимальными значениями усилия запрессовки приведены в табл. 5.

Соединение передает момент  $T = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , имеет номинальный диаметр ПС  $d = 40 \text{ мм}$ , длину втулки  $l = 32 \text{ мм}$  и коэффициент трения  $f = 0,07$  (см. табл. 5) По расчетным натягам  $N_{\min} = 21,46 \text{ мкм}$  и  $N_{\max} = 62,81 \text{ мкм}$  выбрана стандартная посадка  $H7/s6$ . Усилие запрессовки  $F_{\text{п}} = 13\,761 \text{ Н}$ , масса ПС  $G = 0,74 \text{ кг}$ . Для сравнения соединение с максимальным усилием

Таблица 5

Параметры ПС с минимальными и максимальными значениями усилия запрессовки

$T, \text{ Н} \cdot \text{м}$	$d, \text{ мм}$	$l, \text{ мм}$	$f$	$p, \text{ МПа}$	$N_{\min}, \text{ мкм}$	$N_{\max}, \text{ мкм}$	Посадка	$F_{\text{п}}, \text{ Н}$	$G, \text{ кг}$
<i>ПС с минимальными значениями усилия запрессовки</i>									
20	40	32	0,07	7,11	21,46	62,81	H7/s6	13 761	0,74
20	40	32	0,09	5,53	19,63	62,81	H7/s6	13 761	0,74
20	40	32	0,11	4,52	18,46	62,81	H7/s6	13 761	0,74
40	40	32	0,11	9,04	23,72	62,81	H7/s6	13 761	0,74
20	40	32	0,05	8,84	23,48	62,81	H7/s6	15 482	0,83
<i>ПС с максимальными значениями усилия запрессовки</i>									
100	64	76,8	0,05	8,10	28,26	92,58	H7/s6	42 985	4,52
100	64	76,8	0,07	5,78	23,96	92,58	H7/s6	42 985	4,52
100	64	76,8	0,09	4,50	21,57	92,58	H7/s6	42 985	4,52
100	56	61,6	0,05	13,18	34,66	82,65	H7/t6	43 130	2,78
100	56	67,2	0,05	12,08	32,87	82,65	H7/t6	47 051	3,03

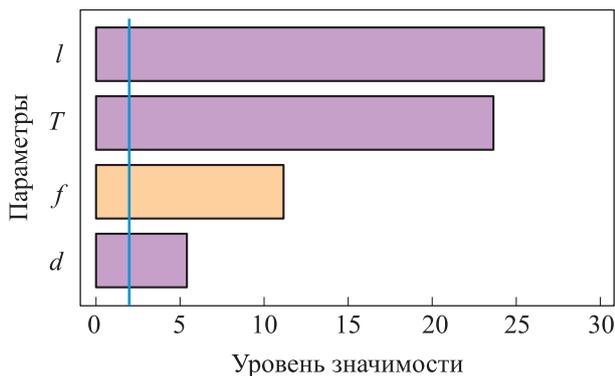


Рис. 7. Диаграмма Парето для усилия запрессовки:  
 — граница значимости параметров;  
 и — положительная и отрицательная значимость параметров

Таблица 6

Оптимальные посадки для передачи момента  $T$  при минимальных значениях усилия запрессовки  $F_{п\ min}$  и массы ПС  $G_{min}$

$T$ , Н·м	$d$ , мм	$l$ , мм	$f$	Посадка	$F_{п\ min}$ , Н	$G_{min}$ , кг
20	32	25,6	0,07	H7/s6	14 773	0,40
40	32	32,0	0,11	H7/s6	18 466	0,50
60	40	32,0	0,09	H7/t6	20 786	0,89
80	40	36,0	0,11	H7/t6	23 384	0,88
100	40	67,2	0,05	H7/t6	25 482	0,98

запрессовки  $F_{п} = 47\ 051$  Н передает момент  $T = 100$  Н·м и имеет посадку H7/t6.

Диаграмма Парето для усилия запрессовки приведена на рис. 7. Самым значимым параметром для увеличения усилия запрессовки является длина втулки  $l$ , затем момент  $T$  и номинальный диаметр ПС  $d$ . Коэффициент трения  $f$  снижает силу запрессовки.

Оптимальные посадки для передачи момента  $T$  по двум показателям приведены в табл. 6.

Комбинации параметров обеспечивают минимальные значения усилия запрессовки  $F_{п\ min}$  и массы ПС  $G_{min}$ .

### Выводы

1. Компьютерное моделирование помогает формировать множество работоспособных конструкций ПС, имеющих различные значения прочности, размеров, усилия запрессовки, температуры охлаждения вала и др.

2. Область моделируемых ПС может быть расширена путем увеличения набора динамических параметров за счет статических. Число уровней параметров также определяет количество соединений. В частности, комбинация из трех параметров с пятью уровнями и одного параметра с четырьмя уровнями приводит к образованию 500 моделей ПС.

3. В результате моделирования получают большой объем расчетных данных, которые могут быть использованы для всестороннего статистического анализа с целью оптимизации характеристик соединения.

4. Получены регрессионные метамоделли показателей ПС, и определена статистическая значимость динамических параметров. Для двух характеристик — давления и усилия запрессовки — построены диаграммы Парето.

5. Составлена программа и разработана система расчета на основе действующих стандартов, что позволяет проводить компьютерное моделирование в автоматизированном режиме после ввода параметров. Результаты расчета выводятся в виде таблиц, графиков и регрессионных метамоделлей, что дает возможность оптимизации соединений, как по отдельным показателям, так и по их совокупности.

### Литература

[1] Wang X., Lou Z., Wang X., Xu C. A new analytical method for press-fit curve prediction of interference fitting parts. *Journal of Materials Processing Technology*, 2017, vol. 250, pp. 16–24, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2017.06.022>

[2] Mastinu G., Gobbi M., Bon A. A Railway Wheelset Optimally Designed for Cold Press Fitting. *JSME International Journal. Series C*, 2004, vol. 47, no. 2, pp. 502–597, doi: 10.1299/jsmec.47.502

[3] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 515 с.

[4] Gill A. *Applied Algebra for the Computer Sciences*. Prentice-Hall Inc., N. J., 1976. 430 p.

[5] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Детали машин. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1979. 702 с.

[6] Иванов М.Н., Финогенов В.А. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2008. 408 с.

- [7] Дунаев П.Ф., Леликов О.П. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2017. 564 с.
- [8] ГОСТ 25346–2013. *Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки*. Москва, Стандартиформ, 2014. 43 с.
- [9] Скворцов С.В., Скворцова Т.С., Хрюкин В.И. Выбор стандартных посадок с учетом вероятностного характера параметров соединений для САПР механических конструкций. *Вестник Рязанского государственного радиотехнического университета*, 2017, № 61, с. 32–40, doi: 10.21667/1995-4565-2017-61-3-32-40
- [10] Weiskamp K. *Advanced Turbo C Programming*. New York, Academic Press Inc., 1988. 554 p.
- [11] Montgomery D.C. *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley & Sons, 2008. 680 p.
- [12] Nau R. *Statgraphics version 5: overview & tutorial guide*. Fuqua School of Business, Duke University, 2005. 22 p.

## References

- [1] Wang X., Lou Z., Wang X., Xu C. A new analytical method for press-fit curve prediction of interference fitting parts. *Journal of Materials Processing Technology*, 2017, vol. 250, pp. 16–24, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2017.06.022>
- [2] Mastinu G., Gobbi M., Bon A. A Railway Wheelset Optimally Designed for Cold Press Fitting. *JSME International Journal. Series C*, 2004, vol. 47, no. 2, pp. 502–597, doi: 10.1299/jsmec.47.502
- [3] *Детали машин* [Machine details]. Ed. Ryakhovskiy O.A. Moscow, Bauman Press, 2007. 515 p.
- [4] Gill A. *Applied Algebra for the Computer Sciences*. Prentice-Hall Inc., N. J., 1976. 430 p.
- [5] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Детали машин. Справочник* [Machine parts. Guide]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1979. 702 p.
- [6] Ivanov M.N., Finogenov V.A. *Детали машин* [Machine details]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2008. 408 p.
- [7] Dunayev P.F., Lelikov O.P. *Детали машин* [Machine details]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2017. 564 p.
- [8] ГОСТ 25346–2013. *Osnovnyye normy vzaimozamenyayemosti. Kharakteri-stiki izdeliy geometricheskiye. Sistema dopuskov na lineynyye razmery. Osnovnyye polozheniya, dopuski, otkloneniya i posadki* [ISO 286-1:2010. Basic norms of interchangeability. Geometrical product specifications. Code system for tolerances on linear sizes. General provisions, tolerances, deviations and fits]. Moscow, Standartinform publ., 2014. 43 p.
- [9] Skvortsov S.V., Skvortsova T.S., Khryukin V.I. Selection of standard fits with random nature of sizes of holes and shafts for CAD/CAM systems. *Vestnik of Ryazan state radio engineering university*, 2017, no. 61, pp. 32–40 (in Russ.), doi: 10.21667/1995-4565-2017-61-3-32-40
- [10] Weiskamp K. *Advanced Turbo C Programming*. New York, Academic Press Inc., 1988. 554 p.
- [11] Montgomery D.C. *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley & Sons, 2008. 680 p.
- [12] Nau R. *Statgraphics version 5: overview & tutorial guide*. Fuqua School of Business, Duke University, 2005. 22 p.

Статья поступила в редакцию 15.12.2020

## Информация об авторах

**ЛЮБЧЕНКО Михаил Алексеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ma.ljubchenko@yandex.ru).

**ГАРСИЯ МАРТИНЕС Хуан Маркос** — доктор наук, профессор кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

**САМОРА КИНТАНА Лаура Ангелика** — магистр наук, доцент кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: tontin\_2@yahoo.com.mx).

**СЫРОМЯТНИКОВ Владимир Сергеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Любченко М.А., Гарсия Мартинес Х.М., Самора Кинтана Л.А., Сыромятников В.С. Компьютерное моделирование прессового соединения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 4, с. 3–11, doi: 10.18698/0536-1044-2021-4-3-11

### Please cite this article in English as:

Lyubchenko M.A., Garcia Martinez J.M., Zamora Quintana L.A., Syromyatnikov V.S. Computer Simulation of the Press Fit Connection. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 4, pp. 3–11, doi: 10.18698/0536-1044-2021-4-3-11

## Information about the authors

**LYUBCHENKO Mikhail Alekseevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ma.ljubchenko@yandex.ru).

**GARCIA MARTINEZ Juan Marcos** — Doctor of Science, Professor, Department of Electromechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

**ZAMORA QUINTANA Laura Angelica** — Master of Science, Associate Professor, Department of Electromechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: tontin\_2@yahoo.com.mx).

**SYROMYATNIKOV Vladimir Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).