

УДК (UDC) 62-311

## УМЕНЬШЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ В ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕ ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ ДЕТАЛЕЙ ЗОЛОТНИКОВОЙ ПАРЫ

## REDUCING THE HYDRODYNAMIC FORCE IN THE HYDRAULIC DISTRIBUTOR BY MODERNIZING THE SPOOL COUPE PARTS

Свойкин А.О.  
Svoykin A.O.Национальный исследовательский Томский Политехнический университет (Томск, Россия)  
National Research Tomsk Polytechnic University (Tomsk, Russian Federation)

**Аннотация.** Из-за резкого изменения направления и скорости течения жидкости в гидравлическом распределителе возникают гидродинамические силы. При позиционировании и удержании золотника величина вышеозначенных сил определяет требуемую мощность управления. Цель статьи - нахождение оптимального конструктивного решения, которое бы позволило уменьшить влияние гидродинамических сил. В статье мы рассмотрели теоретические основы, положенные в аналитическое решение задачи расчета величины гидродинамической силы, действующей на плунжер золотника. Кроме того, были проведены численный эксперимент с использованием САПР Solidworks и прикладного пакета Flow Simulation и сравнение полученных результатов с аналитическим решением задачи. В ходе численного эксперимента удалось установить, что путем модернизации гильзы золотника можно снизить величину гидродинамической силы в 4,5 раза, по сравнению с исходной конструкцией. При этом установлено, что модернизация плунжера не дает дальнейшего уменьшения максимальных гидродинамических сил. В статье подчеркнута экономическая выгода от снижения требуемой мощности для управления гидравлическим распределителем. Статья может быть интересна как научным работникам, чьи научные интересы лежат в области гидродинамики, так и производителям гидравлики.

**Ключевые слова:** пропорциональный клапан, гидравлический распределитель, гидродинамическая сила, золотниковая пара.

**Дата принятия к публикации:** 01.12.2021  
**Дата публикации:** 25.12.2021

**Сведения об авторе:**

**Свойкин Андрей Олегович** – аспирант, Национальный исследовательский Томский Политехнический университет, e-mail: svojkinao@ya.ru

**Abstract.** Due to a sharp change in the direction and velocity of the fluid flow in the hydraulic distributor, hydrodynamic forces arise. When positioning and holding the spool, the magnitude of the above forces determines the required control power. The aim of the article was to find an optimal constructive solution that would reduce the influence of hydrodynamic forces. In the article we have considered the theoretical foundations laid in the analytical solution of the problem of calculating the magnitude of the hydrodynamic force acting on the plunger of the spool. In addition, a numerical experiment was carried out using CAD Solidworks and the Flow Simulation application package and a comparison of the results obtained with the analytical solution of the problem. During the numerical experiment, it was found that by upgrading the spool sleeve, it is possible to reduce the value of the hydrodynamic force by 4.5 times, compared with the original design. At the same time, it was found that the modernization of the plunger does not further reduce the maximum hydrodynamic forces. The article highlights the economic benefits of reducing the required power to control the hydraulic distributor. The article may be of interest to both researchers whose research interests lie in the field of hydrodynamics, and manufacturers of hydraulics.

**Keywords:** proportional valve, hydraulic distributor, hydrodynamic force, spool pair.

**Date of acceptance for publication:** 01.12.2021  
**Date of publication:** 25.12.2021

**Author's information:**

**Andrey O. Svoikin** - postgraduate student, National Research Tomsk Polytechnic University, e-mail: svojkinao@ya.ru

**1. Введение**

В пропорциональных электрогидравлических усилителях входной сигнал подается на

электромагнит. Электромагнит, в свою очередь, преобразует входной сигнал в силу толкающую плунжер золотника посредством якоря через толкатель. Таким образом, по-

положение золотника зависит от баланса сил, действующих на него со стороны потока жидкости и со стороны толкателя. Для уменьшения влияния возмущающих сил на положение золотника стремятся установить максимально жесткие пружины, что приводит к увеличению требуемой мощности электромагнита, и, в конечном счете, ограничивает применение однокаскадных гидравлических распределителей, - с электромагнитным управлением, - условным проходом  $D_N = 10$  мм [1]. Кроме того, многие машины, управляемые гидравликой, работают во взрывоопасных средах, что накладывает свои требования по току и напряжению. Становится очевидным экономическая выгода в уменьшении гидродинамических сил, действующих на плунжер золотника.

## 2. Численный эксперимент с использованием системы автоматизированного проектирования Solidworks и прикладного пакета Flow Simulation

### 2.1. Постановка эксперимента

На рис.1 представлена принципиальная схема работы гидравлического распределителя. Показано положение плунжера, соответствующее осевому открытию проходного отверстия на 1,00 мм. В камеру 1 осуществляется подача рабочей жидкости под давлением 16 МПа. Из камеры 1 жидкость поступает в камеру 2, которая связана через коннектор 3 с камерой 5. Из камеры 5 жидкость уходит на слив. В коннекторе установлена дроссельная шайба 4, задача которой сводится к имитации нагрузки  $\Delta p = 12$  МПа.

Входные данные:

- перепад давления на распределителе  $\Delta p = 4$  МПа,
- рабочая жидкость – масло И40А,
- нормальные условия окружающей среды,
- шероховатость стенки:  $Ra = 0,5$  мкм,
- гравитация не учитывается,
- граничные условия на стенке – адиабатические.

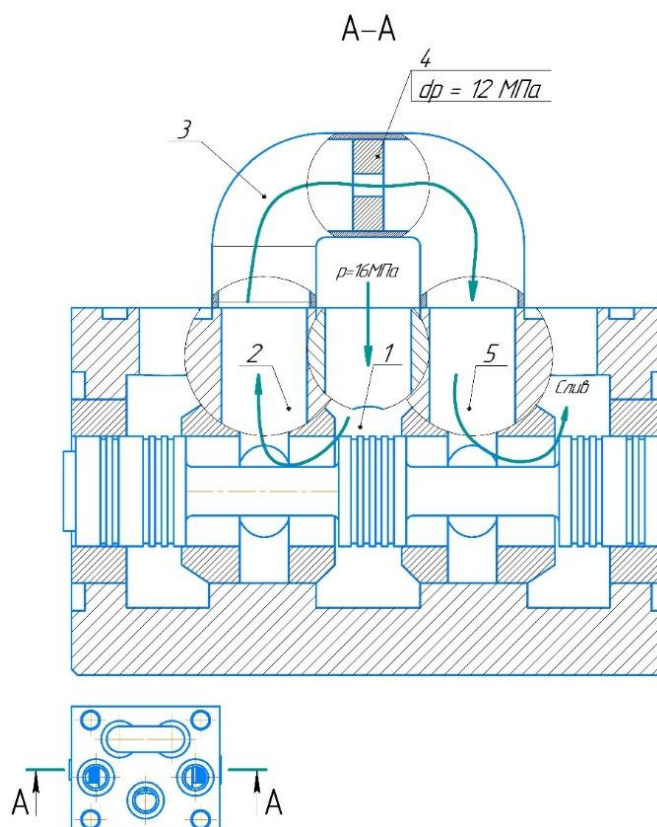


Рис. 1. Траектория потока в гидравлическом распределителе

### 2.2. Исследование сходимости по расчетной сетке для подбора рационального уровня дискретизации модели

В Flow Simulation реализована  $k - \epsilon$  модель турбулентности с введением дополнительных двухмасштабных пристеночных функций (Two-scales Wall Functions, 2SWF) [2]. В зависимости от «масштаба», т.е. от количества ячеек поперек пограничного слоя, его параметры рассчитываются либо по модели так называемого «толстого пограничного слоя» (6 и более ячеек поперек слоя), либо «тонкого пограничного слоя» (4 и менее ячеек). Подходящий метод расчета выбирается автоматически в зависимости от толщины пограничного слоя вдоль поверхности. Несмотря на это, возможна потеря точности расчета в случае, если дискретизация сетки окажется в «мертвой зоне»: будет слишком подробна для применения «тонкого пограничного слоя», но недостаточна для разрешения пограничного слоя и применения метода «толстого пограничного слоя» [2]. Поэтому,

в конце процедуры сходимости, в которой мы никаким особым образом не будем разрешать пограничный слой, выполним проверку, разрешив его  $y^+ = 1 \dots 20$ .

В качестве контрольных параметров выбираем расход и проекцию гидродинамической силы на ось симметрии плунжера.

Расход и осевая составляющая гидродинамической силы определяются CFD-моделированием, после чего результаты расчета, с рациональным уровнем дискретизации, сравниваются с результатами аналитического решения.

В качестве начальной расчетной сетки выбираем сетку, показанную на рис.2,а. Как видно из рисунка, на характерные сечения приходится всего 1 ячейка, что является недостаточным согласно [3]. Такое грубое разрешение сеткой мы выбрали преднамеренно, для общности картины.

В ходе исследования максимальная степень дискретизации составила 15 ячеек на характерный размер.

Результаты исследования представлены в табл.1; графически оформлены на рис.3 и 4.

В табл.1 использованы следующие обозначения:  $F_0$  – проекция на ось плунжера полной силы (силы давления + силы трения), Н;  $F_{гд}$  – проекция на ось плунжера силы гидродинамического давления, Н;  $Q_0$  – расход жидкости, л/мин; в скобках, после соответствующих значений величин, приведен критерий сходимости.

Проанализировав сходимость по расходу, можно заключить, что достаточным является дробление, при котором на характерные размеры приходится 6-9 ячеек. В таком случае, отклонение от асимптоты составит 3...5%. При 3-4 ячейках отклонение от асимптоты составит 10%. В дальнейших расчетах будем придерживаться степени дискретизации, при которой на характерные размеры будет приходиться 6–8 ячеек.

Рассмотрим отдельно вопрос о разрешении сеткой пограничного слоя. В [4] приводится формула для расчета расстояния от стенки до центра первой ячейки в пограничном слое:  $y_p = y^+ \frac{\nu}{u_\tau}$ , где  $\nu$  – кинематическая

вязкость, для масла И40-А:  $\nu = 6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $u_\tau$  – динамическая скорость [5]:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}},$$

где  $\tau_\omega$  – касательные напряжения на стенке, Па;  $y^+$  – безразмерное расстояние от стенки.

Из результатов CFD-моделирования возьмем значение среднего касательного напряжения  $\tau_\omega = 8600$  Па, тогда динамическая скорость  $u_\tau = 3$  м/с, откуда  $y_p = 0,02y^+$ . При этом учтем, что высота ячейки  $y_h$ (мм) – геометрически – равна:  $y_h = 2y_p = 0,04y^+$ .

Таблица 1

Результаты исследования сходимости сетки

Ячеек	$F_0$ , Н	$F_{гд}$ , Н	$Q_0$ , л/мин	Время расчета, мин
1	-10(1.0)	-11(1.0)	124(0,7)	1
2	48(1.0)	47(1.0)	117(0,7)	7
3	66(1.0)	65(1.0)	110(0,7)	16
4	66(1.0)	65(1.0)	109(0,7)	26
5	65(1.0)	63(1.0)	105(0,7)	34
6	64(1.0)	62(1.0)	104(0,7)	100
7	66(1.0)	64(1.0)	103(0,7)	133
8	63(1.0)	61(1.0)	101(0,7)	120
9	58(1.0)	56(1.0)	99(0,7)	256
10	65(1.0)	64(1.0)	99(0,7)	493
11	64(1.0)	61(1.0)	101(0,7)	624
12	60(1.0)	57(1.0)	99(0,7)	413
13	62(1.0)	60(1.0)	99(0,7)	1068
14	59(1.0)	57(1.0)	99(0,7)	1296
15	65(1.0)	62(1.0)	99(0,7)	908

Проведем исследование, задаваясь различными значениями  $y^+$ : от 1 до 20. Результаты занесем в табл. 2.

Как видно из результатов при  $y^+ = 5$  значение максимальных касательных напряжений на порядок отличаются от таковых при других значениях  $y^+$ , при этом интегральные показатели: среднее касательное напряжение, полная сила и сила давления, а также расход не демонстрируют таких резких скачков.

При  $y^+ = 2,5$  полная сила и сила давления показывают отклонения порядка 10 – 12%. Можно предположить, что при этих значениях  $y^+$  центр первой ячейки в некоторых локациях приходится на буферный слой, и такие результаты связаны с особенностями кода.

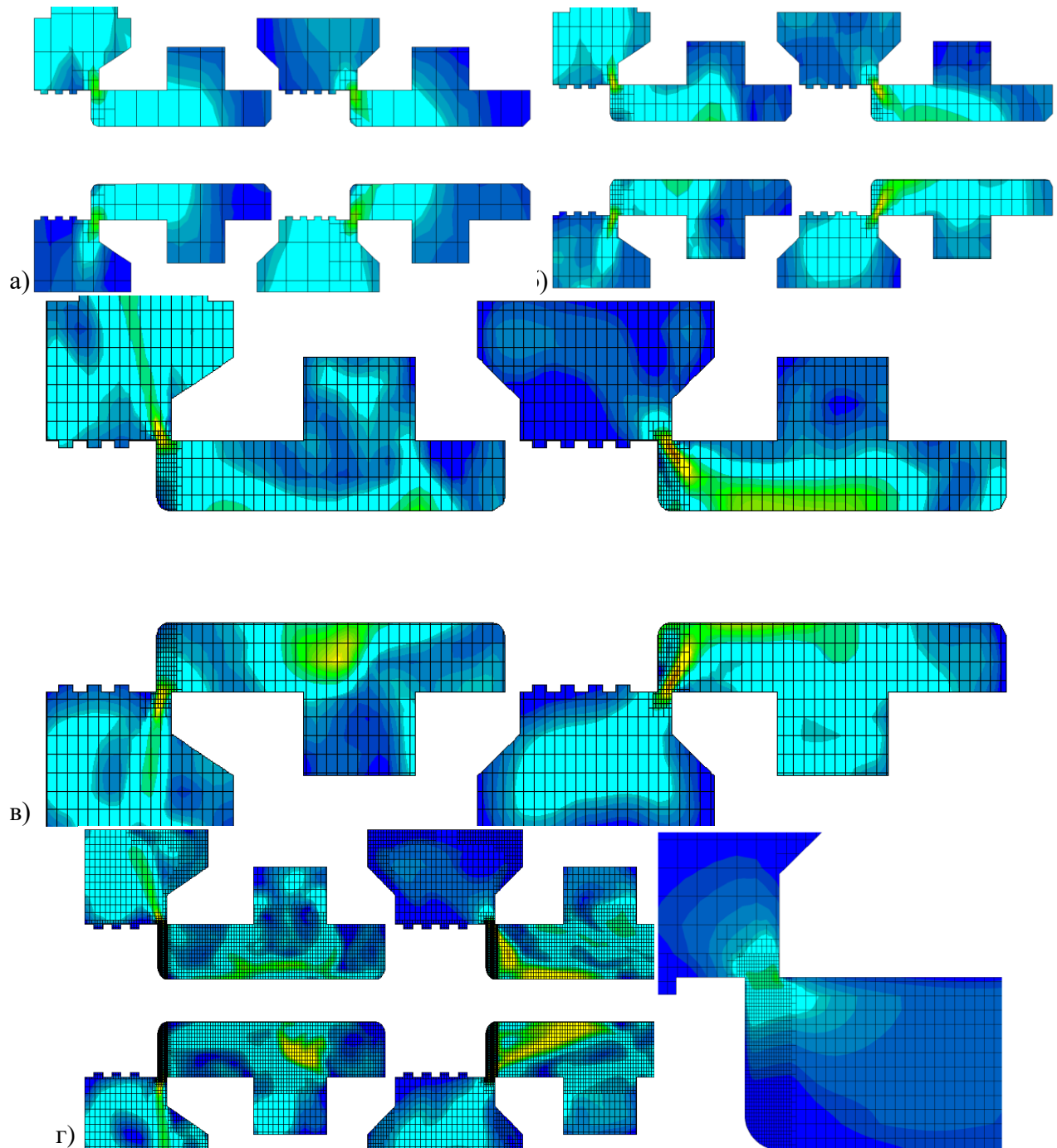


Рис. 2. Пример разрешения сеткой характерных размеров модели: а – одной ячейкой; б – двумя; в – четырьмя; г – двенадцатью (с местным увеличенным видом)

## 2.2. Сравнение гидродинамической силы как результат CFD-моделирования и аналитического решения

В [6 - 8] приводятся формулы для расчета гидродинамической силы:

$$R = QV\rho \quad (1)$$

и ее аксиальной составляющей.

$$F = R\cos\alpha = QV\rho\cos\alpha, \quad (2)$$

а также скорректированная формула:

$$F = 1.32 \frac{\gamma Q_v^3}{g S}, \quad (3)$$

где  $\gamma$  – удельный вес, кгс/см<sup>3</sup>;  $g$  – гравитационное ускорение, см/сек<sup>2</sup>;  $Q_v$  – объемный расход через проходное сечение, л/мин;  $S$  – площадь проходного отверстия, мм<sup>2</sup>.

Для нормальных условий отношение  $\frac{\gamma}{g}$  есть плотность вещества; для масла И40-А  $\rho = 0,0009$  кг/см<sup>3</sup>.

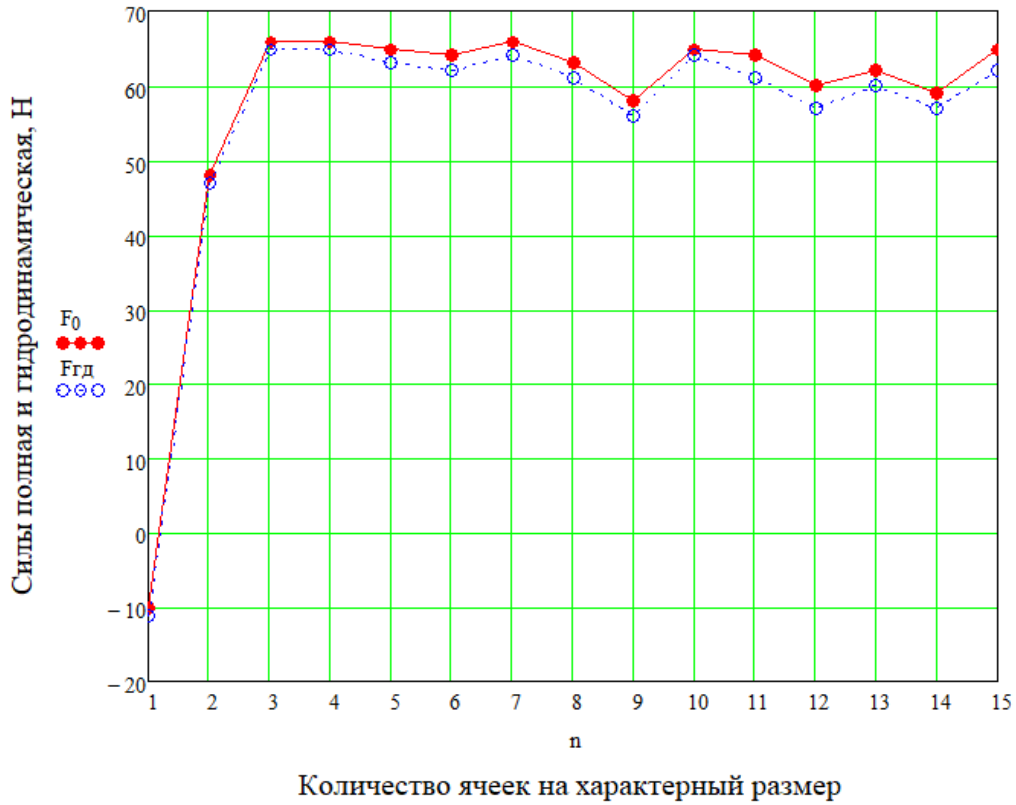


Рис. 3. График сеточной сходимости по полной силе и по гидродинамической

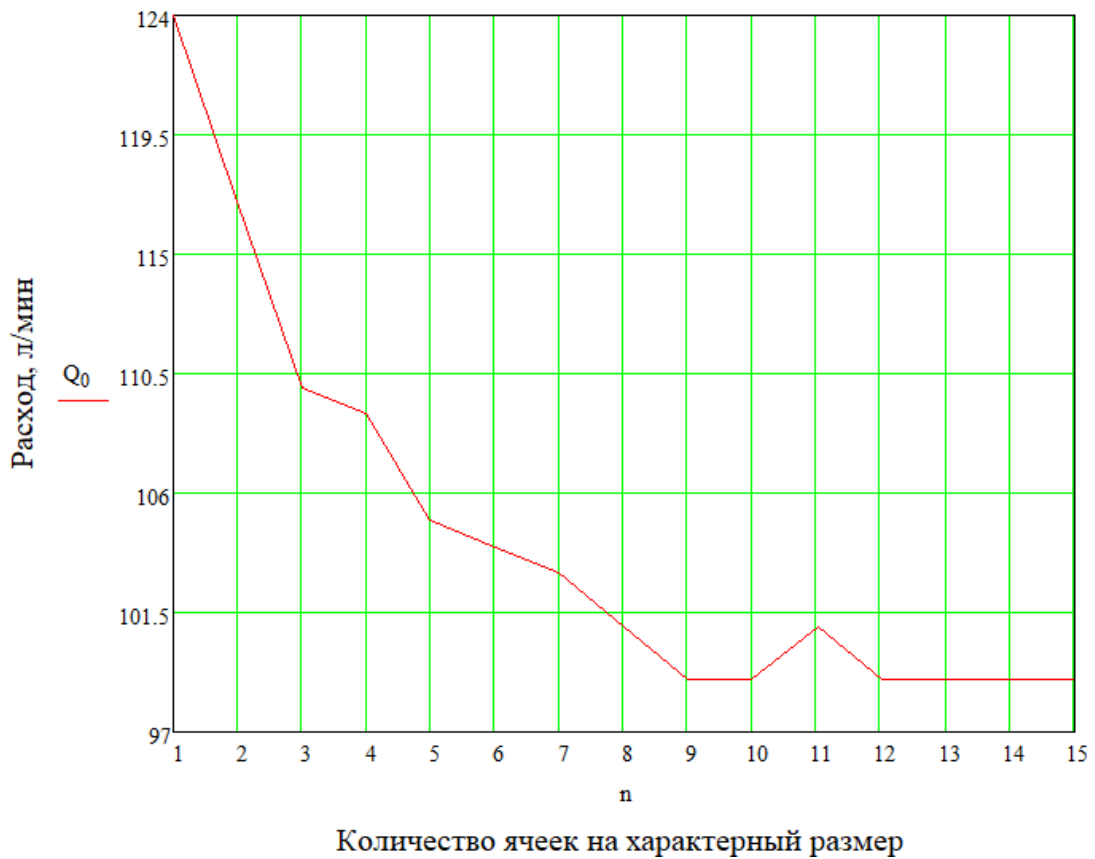


Рис. 4. График сеточной сходимости по расходу

Таблица 2

Результаты исследования разрешения сеткой пограничного слоя

$y^+$	$y_n$ , мм	Максимальное касательное напряжение, Па	Среднее касательное напряжение, Па	Сила полная, Н	Сила давления, Н	Расход $Q_m$ , кг/с	Время расчета, мин
1	0,04	54050	9400	66	64	1,57	2942
1,2	0,05	65600	9400	66	64	1,56	624
2,5	0,1	48100	8200	58	57	1,53	306
5	0,2	437800	8900	63	61	1,53	241
10	0,4	179000(46%*)	4700	62	61	1,53	154
20	0,8	35300	3900	61	60	1,53	105

\* - указан процент сходимости расчета после 4 продувок.

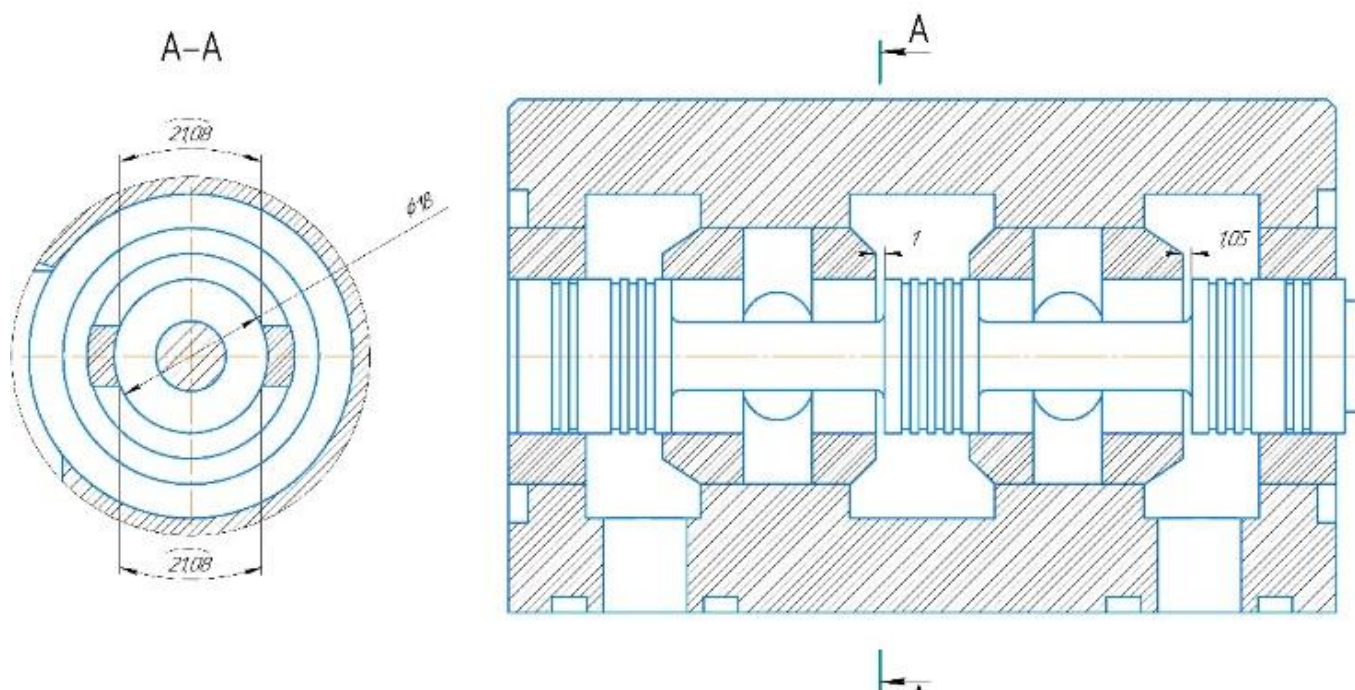


Рис. 5. Гидравлический распределитель в разрезе

Определим площади сечений проходных отверстий, соединяющих камеры 1- 2 и 3-4. Для этого на рис.5 рассмотрим конструкцию золотниковой пары. При открытии отверстия на 1,0 мм (отверстие между камерами 1-2) имеем площадь отверстия  $S_{\text{раб}} = 42,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . При открытии отверстия на 1,05 мм (отверстие между камерами 3-4) имеем:  $S_{\text{слив}} = 42,27 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ .

При расчете возьмем данные из табл. 1 для случая 8-и ячеек на характерный размер:

$$F_{\text{ГД}} = 61 \text{ Н},$$

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = 0,0017,$$

где  $Q_m$  – массовый секундный расход, кг/с;  
 $Q$  – объёмный расход, м<sup>3</sup>/с.

Если принять за ось плунжера ось  $x$ , а за проекцию скорости потока жидкости на ось -  $V_x$ , то уравнение 2 примет вид:

$$F = Q V_x \rho = Q_m V_x. \quad (4)$$

На рис. 6 показана общая картина распределения скоростей  $V_x$  в исследуемой модели. Согласно теореме Эйлера об изменении количества движения жидкого объема при установившемся движении вектор всех внешних сил, действующих на жидкость в

фиксированном объеме, равен геометрической разности количеств движения жидкости, вытекающей из этого объема и втекающей в него. Рассмотрим два объема, ограниченных сечениями 1-1, 2-2, 3-3 и сечениями

5-5, 4-4, 6-6. Согласно вышесказанному, можем записать в алгебраической форме:

$$F_{\text{гидравл}} = [F_1 + R_3] + [-R_5 + R_6]. \quad (5)$$

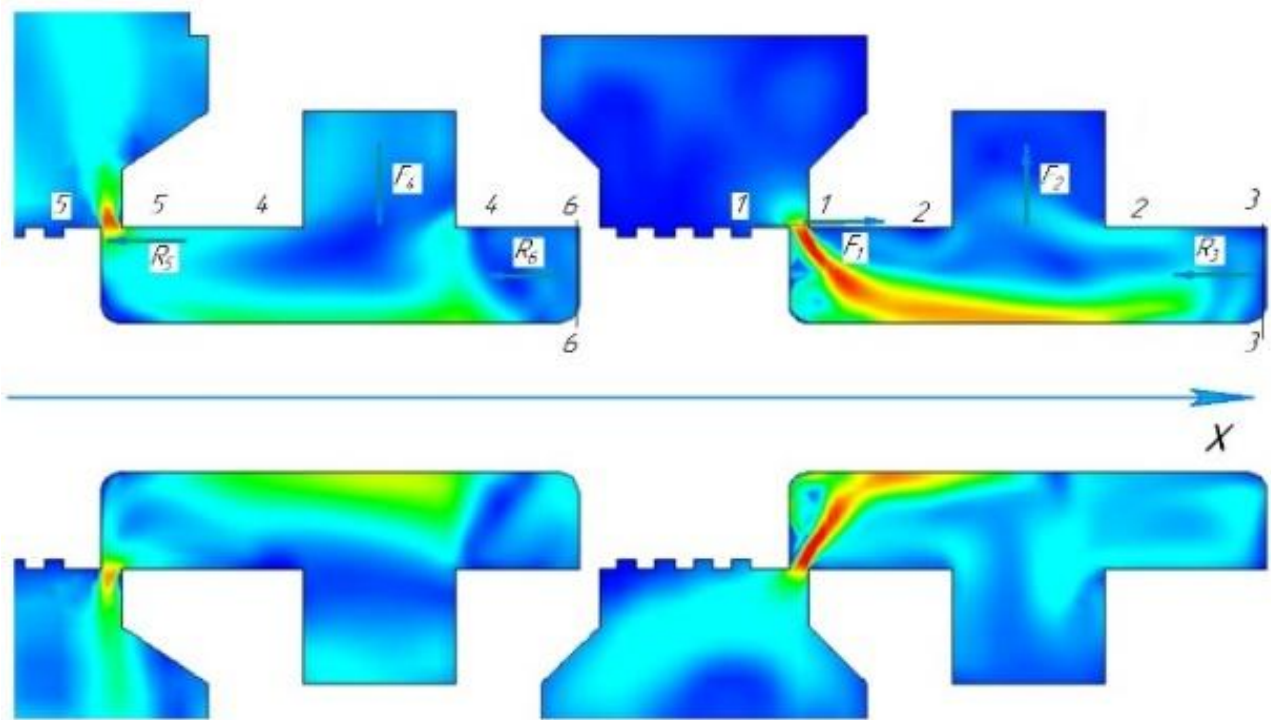


Рис. 6. Картина распределения скоростей  $V_x$

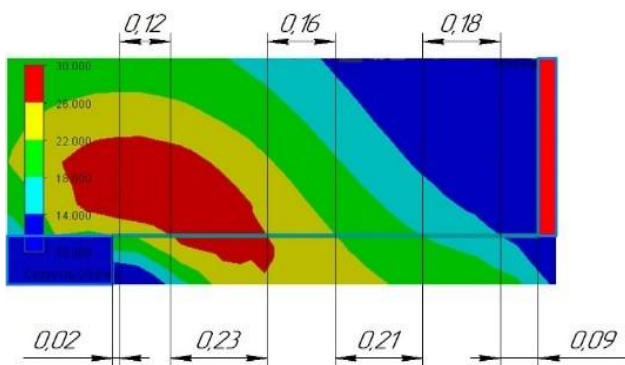


Рис. 7. Картина скоростей  $V_x$  в сечении 1-1

В табл. 3 можно видеть средневзвешенные (по площадям) значения скоростей в интересующих нас сечениях. Соответствующие массовые расходы найдем по формуле

$$Q_{mi} = S_i * V_i * \rho, \quad (6)$$

где  $Q_{mi}$  – расход жидкости, протекающей через соответствующее сечение, кг/с;  $V_i$  – средневзвешенная, по площадям, скорость

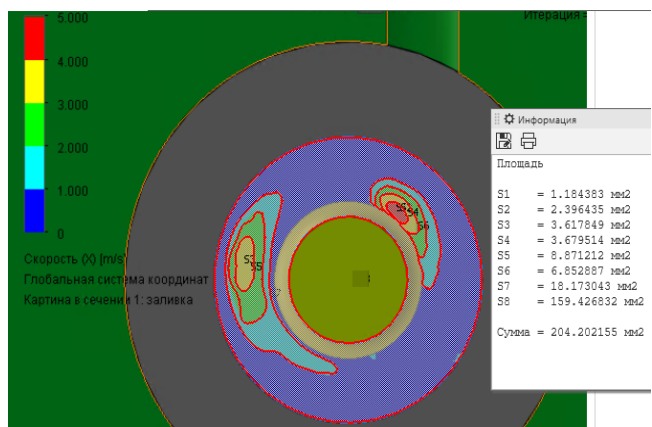


Рис. 8. Картина скоростей  $V_x$  в сечении 5-5

жидкости, протекающей через соответствующее сечение, м/с;  $S_i$  – площадь  $i$ -го сечения м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Согласно рис. 9, табл. 3 и (6)  $Q_{m3} = 0,16$  кг/с.

Согласно табл. 3 и (4):  $R_3 = 0,1$  Н.

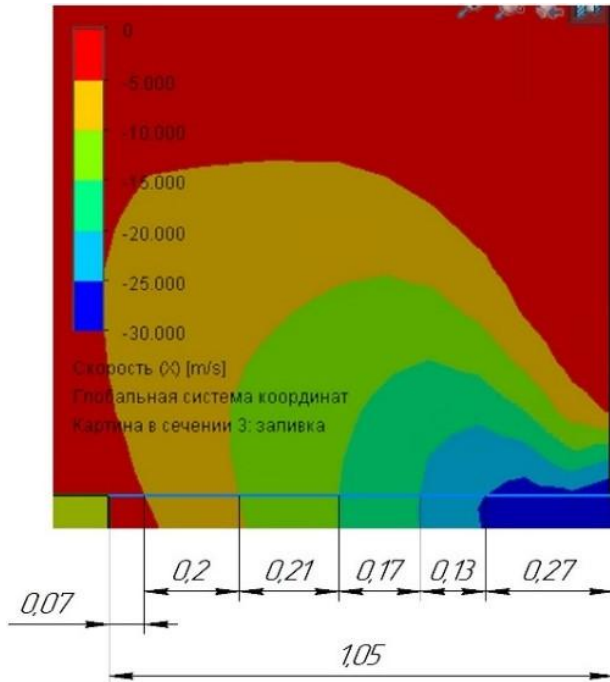


Рис. 9. Картина скоростей  $V_x$  в сечении 3–3

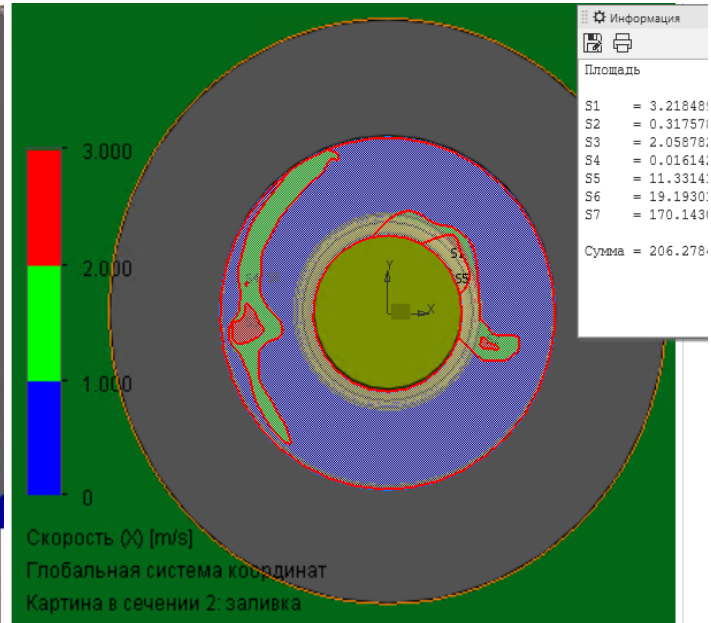


Рис. 10. Картина скоростей  $V_x$  в сечении 6–6

Таблица 3

Средние (взвешенные по площадям) скорости

Сечение 1-1, рис. 7		Сечение 5-5, рис. 8		Сечение 3-3, рис. 9		Сечение 6-6, рис. 10	
Скорость $V_x$ , м/с	Длина участка L, мм	Скорость $V_x$ , м/с	Длина участка L, мм	Скорость $V_x$ , м/с	Площадь участка, мм <sup>2</sup>	Скорость $V_x$ , м/с	Площадь участка, мм <sup>2</sup>
20	0,02	-2,5	0,07	4,5	1,18	2,5	3,22
24	0,12	-7,5	0,20	3,5	2,40	2,5	0,32
28	0,23	-12,5	0,21	2,5	3,68	2,5	2,06
24	0,16	-17,5	0,17	1,5	6,85	2,5	0,02
20	0,21	-22,5	0,13	0,5	159,43	1,5	11,33
12	0,09	-27,5	0,27	1,5	18,17	1,5	17,12
$V_1 = 18,84$		$V_5 = -17,63$		2,5	8,87	0,5	170,14
				3,5	3,62	$V_6 = 0,70$	
				$V_3 = 0,86$			

Согласно рис. 10, табл. 3 и (4), (6):  $Q_{m6} = 0,13$  кг/с,  $R_6 = 0,1$  Н.

Согласно (4) и табл. 3:  $R_5 = -27$  Н,  $F_1 = 28,8$  Н. Окончательно имеем (5):  $F_{гидравл} = 56$  Н. По табл.1, для случая дискретизации в 8 ячеек находим:  $F_{гд} = 61$  Н, таким образом:  $\epsilon_{отн} = 8\%$ .

С учетом приближенности, погрешность свидетельствует о правильности расчетов.

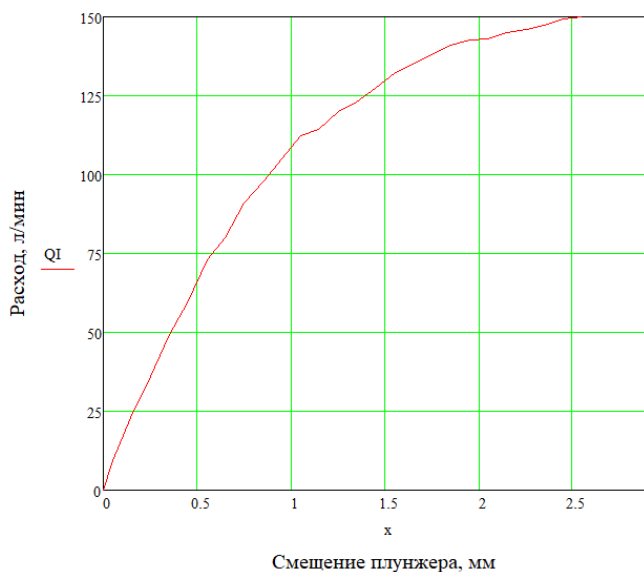
### 2.3. Расчет осевой гидродинамической силы как функции расхода и осевого смещения плунжера в золотниковой паре, со стандартной гильзой и плунжером

Выше был определен рациональный уровень дискретизации модели: 8 ячеек на характерные размеры. Будем придерживаться этого уровня дробления при расчетах.

На рис.5 представлен гидравлический распределитель с цилиндрическими шейками плунжера и немодернизированной гильзой; мы условно назвали их «стандартными», так как именно такое конструктивное исполнение имеет наиболее широкое применение.

Зависимости для «стандартного» исполнения золотниковой пары получены с помощью CFD-моделирования, и, выше, (рис.11) представлены в виде графиков зависимости расхода как функции осевого



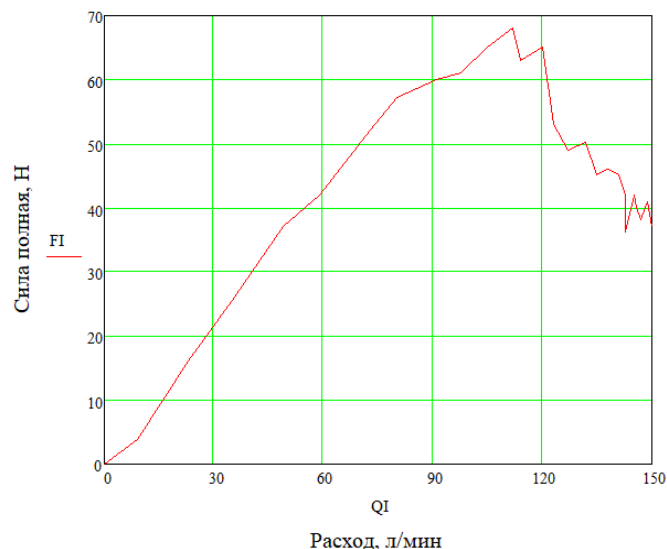
Рис. 11. График функции  $Q_1(x)$ 

смещения плунжера и гидродинамической силы как функции расхода (рис.12).

#### **2.4. Расчет осевой гидродинамической силы как функции расхода и осевого смещения плунжера в золотниковой паре с модернизированной конструкцией гильзы**

На рис. 13 изображен гидравлический распределитель с модернизированной гильзой. Модернизация заключается во введении отверстий, первый ряд которых расположен под углом  $25^\circ$ , второй – перпендикулярно оси гильзы. Благодаря такому расположению удалось снизить проекцию гидродинамической силы на ось плунжера.

Данная гильза изготавливается на токарно-фрезерном центре за один установ, таким образом большинство размеров обеспечиваются точностью станка и жесткостью СПИЗ. Термическая обработка выполняется до механической обработки. Отверстия выполняются твердосплавными сверлами, гарантирующими 9 качество точности. Машинное время изготовления порядка 25 мин. Образец детали изображен на рис. 16. На рис. 14 представлен график зависимости расхода от осевого смещения плунжера и гидродинамической силы как функции расхода (рис. 15).

Рис. 12. График функции  $F_1(Q_1)$ 

#### **2.5 Расчет осевой гидродинамической силы как функции расхода и осевого смещения плунжера в золотниковой паре с модернизированной конструкцией плунжера и гильзы**

Выше было установлено, что, изменив конструкцию гильзы, удастся снизить гидродинамическую силу. В [9,10] сообщается, что путем модернизации конструкции плунжера золотника можно также значительно уменьшить гидродинамическую силу, и таким образом снизить требуемую мощность управления. Например, в [10] показано, что удалось добиться таким образом снижения силы со значения 46 Н до 26 Н, т.е. на 43,5%. Данный эффект объясняется через теорему Эйлера об изменении количества движения жидкого объема при установившемся движении.

Проверим, будет ли выполняться принцип суперпозиции применительно к выигрышу в силе при совместном применении модернизированной гильзы и плунжера. На рис. 17 изображен гидравлический распределитель с модернизированными как гильзой, так и плунжером: у плунжера изменения касаются шейки, замены цилиндрической поверхности на коническую с углом  $\alpha = 15^\circ$ .

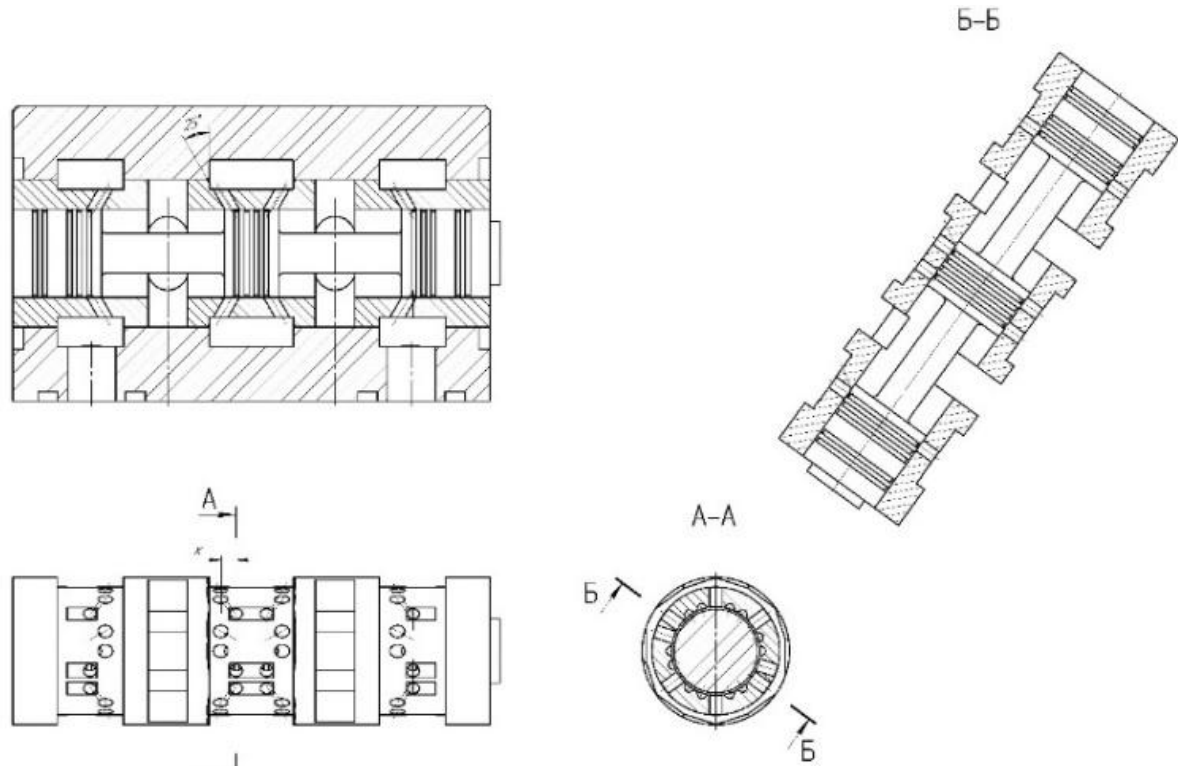
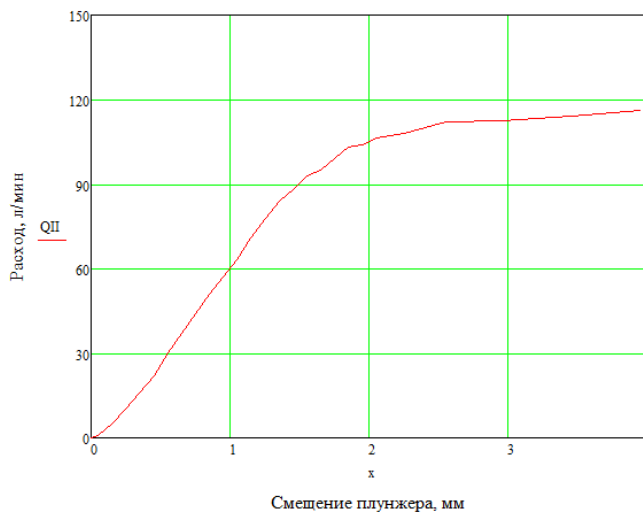


Рис. 13. Гидравлический распределитель с модернизированной гильзой

Рис. 14. График функции  $Q_{II}(x)$ 

На рис. 18 приведен график зависимости расхода от смещения плунжера, на рис. 19 – зависимости гидродинамической силы от расхода. Максимальная сила  $F_{III} = 16$  Н, что больше  $F_{II} = 14$  Н, следовательно, выигрыша в силе совместное применение модернизированной гильзы и плунжера не дает.

### 3. Заключение

В данной работе было проведено три численных эксперимента. В сравнении со

стандартным гидравлическим распределителем наибольший выигрыш в силе мы получили для модернизированной гильзы: в процентном соотношении выигрыш составил 68%, в кратном выражении:  $p = 4,9$ .

Напомним, что в работе [10] при модернизации плунжера удалось добиться выигрыша на 43,5% или, в кратном выражении:  $p = 1,8$ .

Стоит отметить и отрицательный момент: потери на гидравлическом распределителе увеличиваются при использовании модернизированной гильзы, поэтому видится перспективным проведение исследований в направлении дальнейшего поиска конструктивных решений гильзы для уменьшения этих потерь.

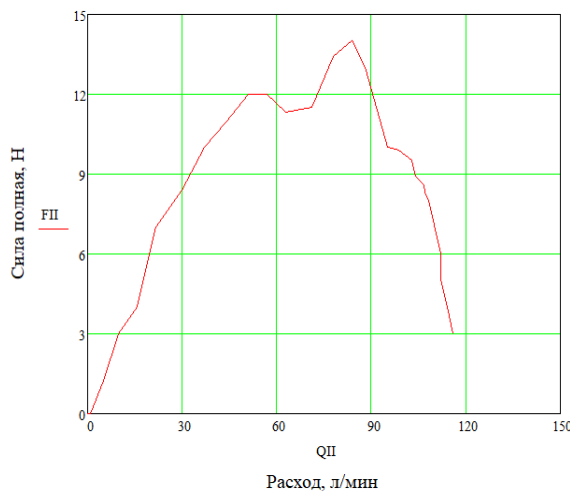


Рис. 15. График функции  $F_{II}(Q_{II})$

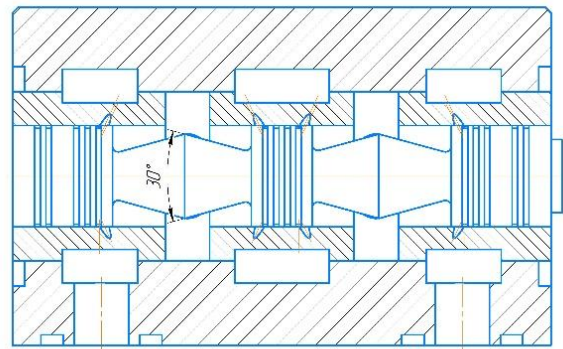


Рис. 17. Гидравлический распределитель с модернизированными плунжером и гильзой



Рис 16. Модернизированная гильза и корпус гидравлического распределителя

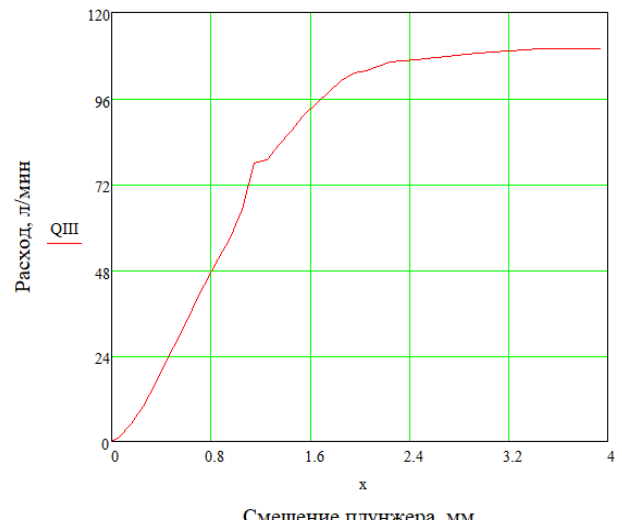


Рис. 18. График функции  $Q_{III}(x)$

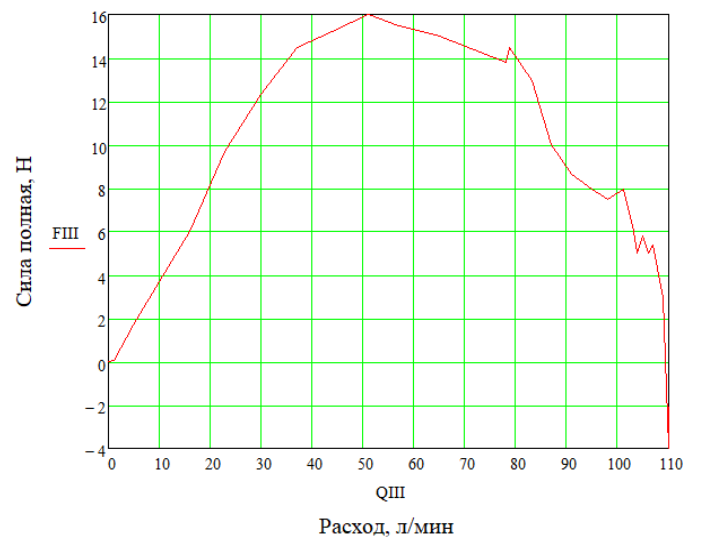


Рис. 19. График функции  $F_{III}(Q_{III})$

## Список литературы

1. ГОСТ 24679-81. Гидрораспределители золотниковые четырехлинейные на  $p_{(ном)}$  до 32 МПа. Технические условия. М.: Издательство стандартов, 1991.
2. Solidworks: справочная система // Dassault Systèmes Solidworks Corp. URL: <https://www.solidworks.com/ru> (дата обращения: 09.09.2021).
3. Москалев И. Об исследовании сходимости по сетке // Блог FlowVision. URL: <https://flowvision.ru/ru/support-menu-header-ru/blog-ru/ob-issledovanii-skhodimosti-po-setke> (дата обращения: 31.12.2021).
4. [CFD] How Fine should my CFD mesh be? // Youtube: Fluid Mechanics 101. 30.04.2019. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=60fDz2cVdY8> (дата обращения: 09.09.2021).
5. Зезин В.Г. Гидрогазодинамика. Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2010. 132 с.
6. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машгиз, 1963. 672 с.
7. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1967. 495 с.
8. Чернох С. Справочник по машиностроению. М.: Машиностроение, 1964. Т. 2. 728 с.
9. Amirante R., Distaso E., Tamburano P. Sliding spool design for reducing the actuation forces in direct operated proportional directional valves: experimental validation // *Energy Conversion and Management*. 2016. P. 399-410.
10. Салман М.И., Попов Д.Н. Уравновешивание гидродинамических сил путем профилирования поверхности золотника // *Наука и образование*. 2012. № 11. С. 33-54.

## References

1. GOST 24679-81. *Gidroraspredeliteli zolotnikovye chetyrekh-linejnye na  $p_{(nom)}$  do 32 MPa. Tekhnicheskie usloviya*. [Hydraulic four-way control valves for nominal pressure to 32 MPa. Specifications]. Moskva, Izdatelstvo standartov, 1991. (In Russian)
2. *Solidworks: spravochnaya sistema* (Solidworks: help system) // Dassault Systèmes Solidworks Corp. Available at: <https://www.solidworks.com/ru>.
3. Moskalev I. *Ob issledovanii skhodimosti po setke* (On the study of convergence on the grid) // Blog FlowVision. Available at: <https://flowvision.ru/ru/support-menu-header-ru/blog-ru/ob-issledovanii-skhodimosti-po-setke>.
4. [CFD] *How Fine should my CFD mesh be?* // Youtube: Fluid Mechanics 101. Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=60fDz2cVdY8>
5. Zezin V.G. *Gidrogazodinamika: uchebnoe posobie* [Hydrogazodynamics]. Chelyabinsk, Izdatelstvo YUUrGU, 2010. 132 p. (In Russian)
6. Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika* [Mechanical engineering hydraulics]. Moskva, MASHGIZ, 1963. 672 p. (In Russian)
7. Bashta T.M. *Gidravlicheskie privody letatelnykh apparatov* [Hydraulic drives of aircraft]. Moskva, Mashinostroenie, 1967. 495 p. (In Russian)
8. Chernoh S. *Spravochnik po mashinostroeniyu* [Handbook of mechanical engineering]. Moskva, Mashinostrenie, 1964, T. 2. 728 p. (In Russian)
9. Amirante R., Distaso E., Tamburano P. Sliding spool design for reducing the actuation forces in direct operated proportional directional valves: experimental validation. *Energy Conversion and Management*, 2016, pp. 399-410.
10. Salman M.I., Popov D.N. Balancing hydrodynamic forces by profiling the spool surface. *Science and Education: scientific edition of Baumna Moscow State Technical University*, 2012, No. 11, pp. 33-54. (In Russian)

