

УДК 622 + 621.22-546

Панасенков Дмитрий Александрович¹, магистрант, **Зайцев Александр Петрович¹**, аспирант, **Карташов Александр Борисович¹**, канд. техн. наук., **Пикалов Никита Андреевич¹**, аспирант, **Дубинкин Дмитрий Михайлович^{2*}**, канд. техн. наук, доцент

¹Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, 105005, Россия, г. Москва, 2-я Бауманская улица, д. 5, стр. 1

²Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28

*E-mail: ddm.tm@kuzstu.ru

РАСЧЕТ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ И МОДЕЛИРОВАНИЕ КАВИТАЦИИ В КАНАЛАХ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО БЛОКА КАРЬЕРНОГО АВТОСАМОСВАЛА

***Аннотация:** В данной работе показывается процесс проектирования гидравлических блоков, используемых в гидросистемах карьерных самосвалов, с учетом расчета гидромеханических потерь в каналах блока. Был проведен расчет кавитации на примере участка каналов с использованием пакета CFD анализа Ansys Fluent, что ранее не учитывалось при проектировании гидравлических блоков. Было проведено исследование влияния величины шероховатости и диаметра канала гидравлического блока на размер кавитационных каверн. Сделаны выводы касательно влияния величины шероховатости и свойств жидкости на гидромеханические потери.*

***Ключевые слова:** автосамосвал, гидромеханические потери, кавитация, модель турбулентности, сеточная модель, шероховатость.*

***Информация о статье:** принята 02 февраля 2021 г.*

DOI: 10.26730/1816-4528-2021-3-3-11

Введение

Основные технические инновации современных карьерных автосамосвалов направлены на повышение их показателей маневренности, скорости выполнения операций, грузоподъемности, экологической и эксплуатационной безопасности [1, 2, 3]. Уровень автономности карьерных автосамосвалов также является главной целью современных разработок в данной сфере. Конструирование автосамосвалов с применением поворотных мостов позволяет повысить их маневренность, а применение компонентов с электрическим приводом повышает экологичность данного транспорта и обеспечивает работу систем в автономном режиме. Активные разработки и улучшения ведутся и в гидравлической системе автосамосвалов.

Гидросистема современной карьерной техники обеспечивает одновременную работу различных компонентов, к которым относятся различные источники гидравлической энергии, исполнительные механизмы и средства их активации и управления. Для обеспечения их нормальной и долговечной работы необходимо применять их в определенных эксплуатационных условиях. Применение гидравлических распределителей с электронным управлением

позволяет снизить время срабатывания гидравлического привода, а также реализовывать автономное управление его исполнительными механизмами.

Для более компактного расположения гидравлических компонентов их объединяют в гидравлические блоки. Основной задачей при разработке гидросистемы карьерных автосамосвалов является повышение надежности и эффективности работы систем клапанной гидроаппаратуры.

Для реализации разнообразных схем управления гидроприводом применяются электромагнитные золотниковые распределители [4, 5]. На работу подвижных частей золотникового распределителя влияет процесс трения, приводящего к их постепенному разрушению [6], а также существует влияние со стороны эрозионного износа, возникающего при попадании в золотник частиц металла. Одной из причин возникновения частиц металла в рабочей жидкости гидропривода является кавитационная эрозия [7, 8]. Процесс кавитации сопровождается нарушением сплошности потока жидкости в зоне пониженного давления, сопровождающегося местными гидравлическими ударами, которые возникают при исчезно-

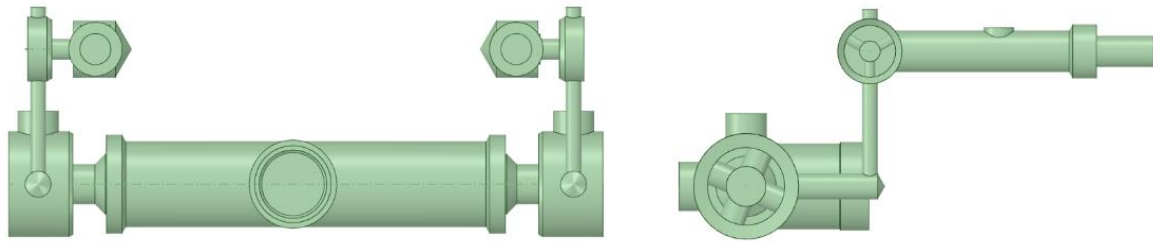


Рис. 1. Геометрическая модель каналов гидравлического блока
 Fig.1. The geometric model of the channels of the hydraulic block

влении кавитационных каверн. Длительное воздействие такой эрозии приводит к постепенному разрушению стенок каналов и отрыву мелких частиц металла. Эффект износа в гидравлических клапанах [9] приводит к ухудшению работы золотникового распределителя, уменьшает срок его службы, приводит к утечкам в системе.

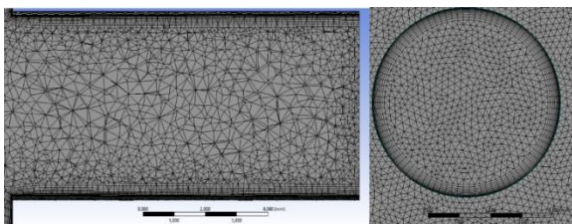


Рис. 2. Сеточная модель выходного канала
 Fig. 2. Output channel mesh model

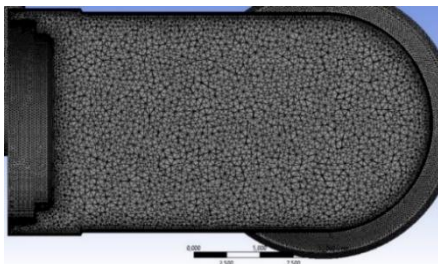


Рис. 3. Сеточная модель входного канала в сечении
 Fig. 3. Mesh model of the inlet channel in cross-section

Таким образом, при проектировании гидроблоков особое внимание уделяется снижению вероятности кавитационных явлений при работе гидравлического привода. В работе [10] демонстрируется расчетная модель для оценки кавитационно-эрозионных повреждений в соленоидных клапанах дизельного инжектора. Исследователи в работе [11] увеличили сходимость результатов расчета при моделировании процесса кавитации в канале дросселирующего отверстия за счет приближения расчетной модели к реальным условиям работы гидропривода. Авторы работы [12] рассматривают модель процесса кавитации, прогнозирующую рост и схлопывание кавитационных каверн, которая рассчитывает зависящее от времени распределение пара в каждой вычислительной ячейке.

В рамках рассмотрения нестационарных гидравлических процессов, происходящих при работе клапанной аппаратуры, особое внимание необходимо уделять процессу гидроудара при открытии и закрытии клапанов. Подобный процесс приводит к возникновению местного увеличения давления в напорных гидроканалах, что нарушает процесс управления гидроприводом. В работе [13] показаны процессы возникновения гидроудара, реализуемые в физических экспериментах с течением жидкости в стальном трубопроводе при закрытии клапана.

Явление кавитации во многом зависит от геометрических параметров каналов, материала корпуса гидравлического блока, давления рабочей жидкости, типа рабочей жидкости и качества внутренних поверхностей каналов (шероховатости).

Испытания, проводимые в работах [14, 15, 16], показали, что выбор материала изделий оказывает существенное воздействие на процесс возникновения кавитации.

Одним из критериев эффективной работы гидропривода является его быстродействие, что во многом зависит от характеристик рабочего потока жидкости: скорости потока и его расхода. В работах [17, 18, 19] приведены исследования, показывающие зависимость между параметрами потока жидкости: расходом, перепадом давления, скоростью и параметрами самой рабочей жидкости: температурой и вязкостью. Анализ и расчет геометрии гидравлических каналов с учетом параметров рабочей жидкости позволяет выбрать необходимое значение диаметров рабочих каналов так, чтобы повысить скорость срабатывания исполнительных механизмов.

1 Описание расчетной модели для определения величины гидромеханического сопротивления в каналах гидравлического блока

При проектировании гидравлических блоков нередко возникает вопрос о том, каким конкретно способом необходимо располагать каналы внутри него, какие геометрические параметры должны быть у этих каналов и какую величину шероховатости можно считать допустимой. Все это можно определить, зная характер течения жидкости, то есть основные входные и выходные параметры (давление и скорость, на входе и выходе из канала), при помощи пакетов CFD-анализа. В данном случае в качестве пакета для расчета сопротивления был выбран Ansys Fluent, который позволяет смоделировать течение жидкости в канале и образующуюся кавитацию, а

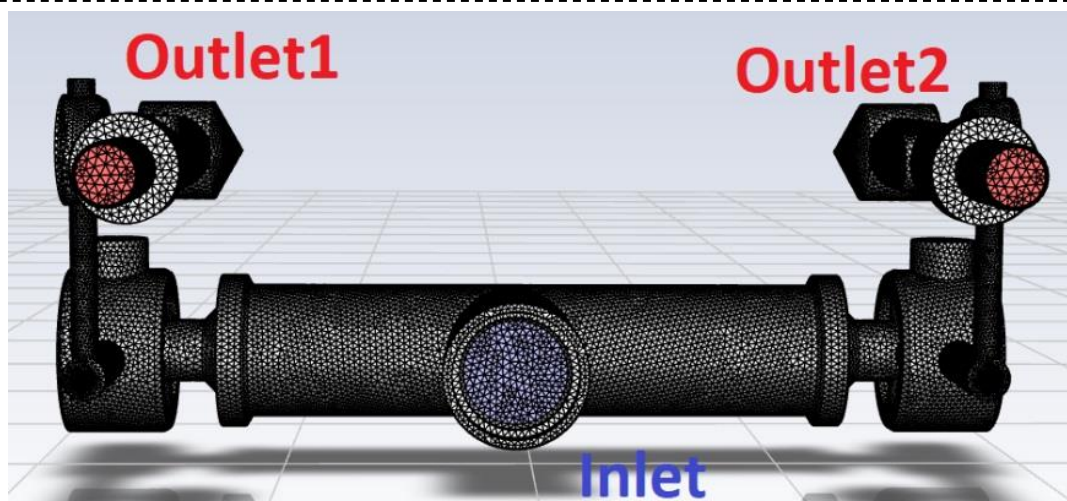


Рис. 4. Сеточная модель каналов в Ansys Fluent с выделенными поверхностями Inlet, Outlet1 и Outlet2
 Fig. 4. Channel mesh model in Ansys Fluent with dedicated surfaces Inlet, Outlet1 and Outlet2

Таблица 1. Эмпирическая зависимость динамической вязкости и плотности рабочей жидкости от температуры при давлении 70 бар
 Table 1. Empirical dependence of the dynamic viscosity and density of the working fluid on temperature at a pressure of 70 bar

Среднее значение температуры жидкости, °С	Динамическая вязкость, Па·с	Плотность, кг/м ³
Минус 10	0,620	894
Минус 30	0,060	864
Минус 60	0,020	840
Минус 100	0,007	810

также определить величину гидромеханических потерь в каналах гидравлического блока. Ранее подобные расчеты проводились с использованием пакета CFD-анализа Ansys CFX [20]. В данной статье моделирование течений было проведено с использованием пакета Ansys Fluent.

В ходе предварительного проектирования была определена геометрия и расположение расчетных гидравлических каналов тормозного блока карьерного автосамосвала (см. рисунок 1). Далее была построена сеточная модель в пакете Ansys Mesh с использованием функции Inflation вдоль стенок для увеличения точности решения в пограничном слое (рисунки 2 и 3). Данная расчетная сетка использована в расчете для определения оптимального значения шероховатости внутренних поверхностей каналов и изучения ее влияния на гидромеханические потери.

После построения структурной сетки были заданы граничные условия в Ansys Fluent, а именно давление на входе (Inlet) и массовые расходы на выходах (Outlet1, Outlet2), см. рисунок 4. Также было задано условие, определяющее отсутствие проскальзывания вдоль стенки (no slip wall), и установлены значения шероховатости для определения гидромеханических потерь при различной чистоте обработки каналов. В качестве модели турбулентности

была выбрана модель k- ω SST, так как данная модель удовлетворяет условиям и геометрии данной задачи, отличия в результатах от модели турбулентности Рейнольдсовых напряжений (Reynolds stress) весьма незначительные, и k- ω SST модель также, как и метод Рейнольдсовых напряжений, подходит для расчетов течений внутри каналов со сложной геометрией. Помимо того, что k- ω SST модель турбулентности показывает вполне удовлетворительные результаты, данная модель также требует значительно меньше вычислительных ресурсов в сравнении с методом Рейнольдсовых напряжений, поскольку не является настолько требовательной к размерам элементов сетки и использует меньшее количество уравнений, что позволяет сэкономить время, затраченное на вычисления.

Массовый расход на выходе из каждого канала равен 0,25 кг/с. Величина давления на входе была задана 70 бар. Характеристики самой гидравлической жидкости продемонстрированы в таблице 1.

2 Анализ результатов расчета

В таблице 2 представлены результаты расчета каналов гидравлического блока при разных значениях шероховатости и температуры.

Отличия значений величин статического давления на выходах из каналов гидравлического блока

Таблица 2. Значения скорости и давления потока рабочей жидкости
Table 2. The values of the speed and pressure of the flow of working fluid

Температура рабочей жидкости, °С	Шероховатость, мкм	Скорость, м/с			Давление, бар		
		Inlet	Outlet1	Outlet2	Inlet	Outlet1	Outlet2
Минус 10	3,2	4,81	10,0130	10,0194	69,896	9,967	10,209
	6,3	4,81	10,0129	10,0193	69,896	10,181	10,415
	12,5	4,81	10,0129	10,0193	69,896	10,577	10,807
Минус 30	3,2	4,93	10,3553	10,2839	69,894	37,982	38,041
	6,3	4,93	10,3420	10,2650	69,894	37,941	37,977
	12,5	4,93	10,3476	10,2654	69,893	38,036	37,989
Минус 60	3,2	5,14	10,6948	10,6922	69,889	38,199	39,557
	6,3	5,13	11,0922	10,7354	69,889	38,852	39,493
	12,5	5,12	10,7006	10,6751	69,890	37,666	38,673
Минус 100	3,2	5,32	11,1439	11,3539	69,885	38,224	40,269
	6,3	5,32	11,4517	11,3156	69,885	38,112	39,884
	12,5	5,32	11,1888	11,0554	69,885	38,669	40,151

говорят о том, что выбор значения шероховатости не так очевиден, как кажется на первый взгляд. Исходя из значений, указанных в таблице, был сделан вывод, что при шероховатости 6,3 мкм статическое давление отличается совершенно незначительно относительно шероховатости 3,2 мкм и 12,5 мкм. Это связано с тем, что толщина вязкого подслоя уменьшается с увеличением числа Рейнольдса. По этой причине размер шероховатости влияет на гидравлическое сопротивление незначительно, так как находится ниже уровня вязкого пограничного слоя, то есть в ламинарном подслое жидкости. Однако свойства самой жидкости, зависящие от температуры, а следовательно, от плотности и вязкости, будут влиять уже более значительно на величину потерь.

3 Моделирование кавитации в канале

Для того, чтобы увеличить точность расчета, при моделировании кавитации был отдельно выделен участок, на котором возникновение кавитации

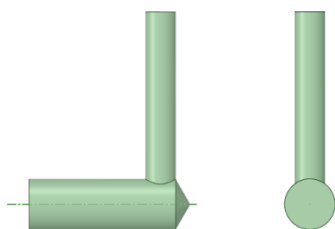


Рис. 5. Геометрическая модель рассчитываемого канала
Fig. 5. Geometric model of the channel being calculated

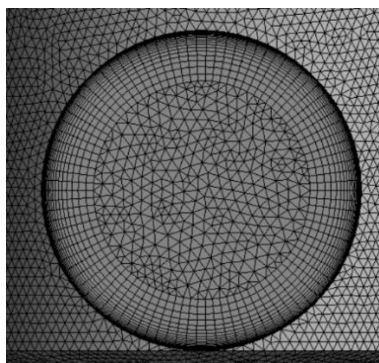
наиболее вероятно; его геометрическая модель представлена на рисунке 5.

Далее была построена расчетная сетка с функцией Inflation вдоль стенок каналов гидравлического блока, качество которой отображено на рисунке 6.

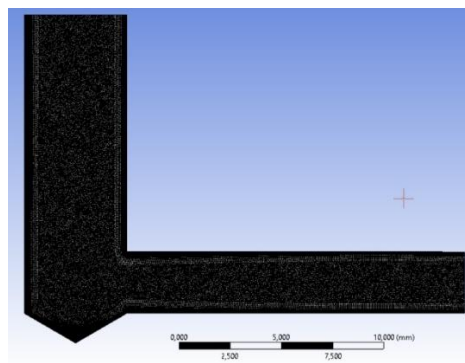
После построения структурной сетки были установлены граничные условия в Ansys Fluent, а именно давление на входе Inlet и давление на выходе Outlet (см. рисунок 7). В качестве модели турбулентности была выбрана модель k-epsilon, Realizable, Scalable Wall Functions, так как это подходит для расчета каналов с простой геометрической формой и решение не требует слишком детальной сетки для быстрой сходимости. Характеристики рабочей жидкости при 100°С имели следующий вид: динамическая вязкость, 0,007 Па*с, плотность 810 кг/м³, давление насыщенного пара 1250 Па. Данный температурный режим не является рабочим и используется в расчете только для определения кавитационного запаса по температуре. В качестве модели расчета кавитации была выбрана Schnerr-Sauer модель. Аналогично расчетной модели, где учитывалось сопротивление всех каналов блока (рассмотрено в главах 2.1 и 2.2), была задана функция, отвечающая за отсутствие проскальзывания вдоль стенок каналов (no slip wall).

4 Результаты моделирования кавитации

Моделирование кавитации было проведено при критическом режиме работы 100°С для определения максимального кавитационного запаса, чтобы наверняка избежать эрозийного износа при рабочем режиме температур, который не превышает 60°С. Результаты первоначально спроектированного канала гидравлического блока показаны на рисунке 8 при заданном давлении на входе, равном 80 бар, а на выходе равном 10 бар.



а)



б)

Рис. 6. Сеточная модель сечения гидравлического канала для моделирования кавитации:
а) на входном канале; б) в сечении каналов

Fig. 6. Mesh model of the section of a hydraulic channel for cavitation modeling:
a) on the input channel; b) in the section of the channels.

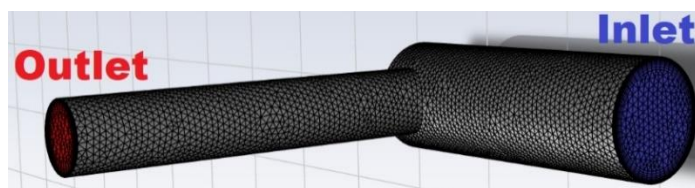
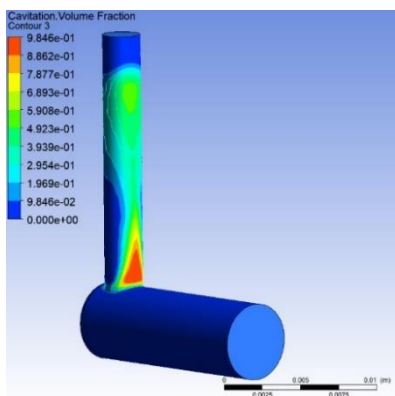
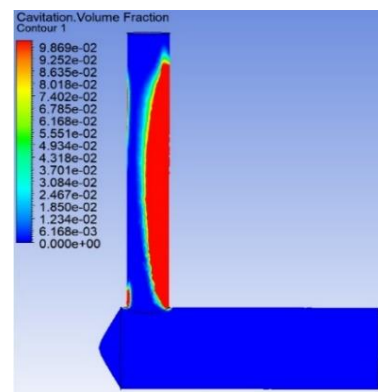


Рис. 7. Сеточная модель каналов в Ansys Fluent с выделенными поверхностями Inlet, Outlet

Fig. 7. Mesh model of channels in Ansys Fluent with dedicated Inlet, Outlet surfaces



а)



б)

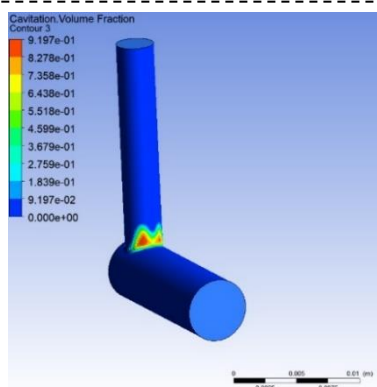
Рис. 8. Объемная доля газа в канале гидравлического блока диаметром 2,5 мм:
а) в сечении; б) вдоль стенок каналов

Fig. 8. Volume fraction of gas in the channel of the hydraulic block with a diameter of 2.5 mm:
a) in section; b) along the walls of the channels

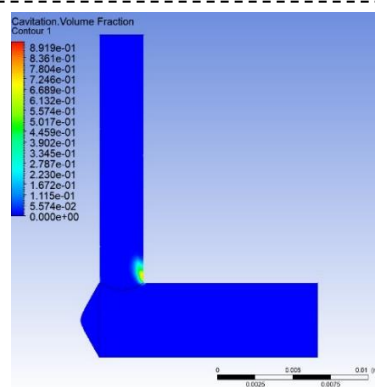
Как видно из рисунка 8, кавитационная каверна практически полностью заполнила канал гидравлического блока при скорости потока 140 м/с, что является неприемлемым решением. Следующим шагом при проектировании было принято решение увеличить значение диаметра канала, подводящего к клапану, до максимального значения, которое допустимо конструктивными требованиями данного клапана, равного 3 мм. Результат моделирования данного канала при тех же граничных условиях показан на рисунке 9, скорость потока на выходе составила 110 м/с.

Результат моделирования, показанный выше (рисунок 9), в большей степени удовлетворяет требованиям гидравлической системы, чем результат при моделировании канала диаметром с 2,5 мм. Однако было принято решение изменить настройку редукционного клапана на 70 бар, в результате чего максимальная скорость потока в узком канале диаметром 3 мм составила не более 60 м/с, что соответствует режиму течения жидкости, рассмотренного в главах 2.1 и 2.2 при 100°C.

Течение жидкости в каналах моделировалось при заданном давлении на входе 70 бар и давлении на выходе 40 бар при разных значениях шероховатости стенок.



а)



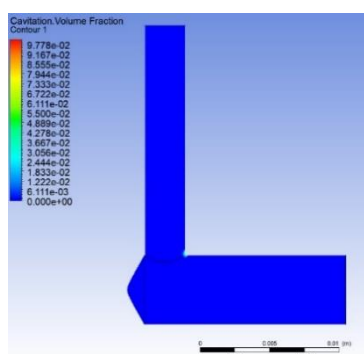
б)

Рис. 9. Объемная доля газа в канале гидравлического блока диаметром 3 мм:

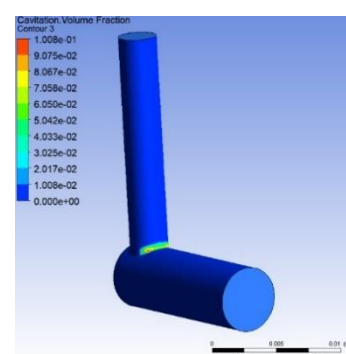
а) в сечении; б) вдоль стенок каналов.

Fig. 9. Volume fraction of gas in the channel of the hydraulic block with a diameter of 3 mm:

а) in section; б) along the walls of the channels.



а)



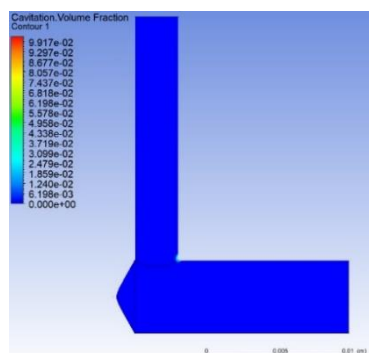
б)

Рис. 10. Объемная доля газа в канале гидравлического блока при величине шероховатости 3.2 мкм:

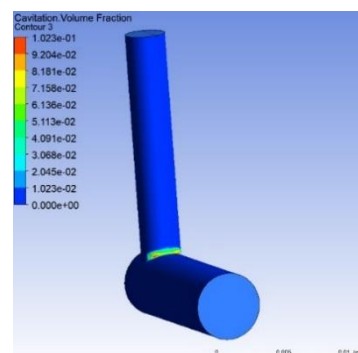
а) в сечении; б) вдоль стенок каналов

Fig. 10. The volume fraction of gas in the channel of the hydraulic unit with a roughness of 3.2 μm :

а) in section; б) along the walls of the channels



а)



б)

Рис. 11. Объемная доля газа в канале гидравлического блока при величине шероховатости 12.5 мкм:

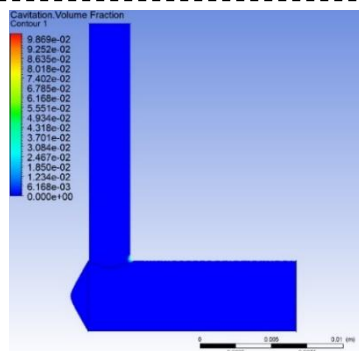
а) в сечении; б) вдоль стенок каналов

Fig. 11. The volume fraction of gas in the channel of the hydraulic unit with a roughness value of 12.5 μm :

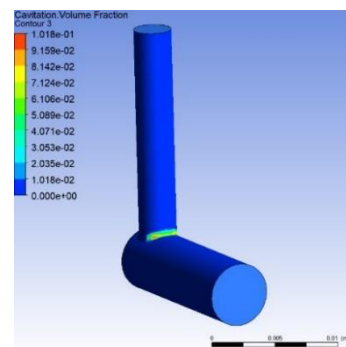
а) in section; б) along the walls of the channels

Из рисунков 11, 12 и 13 видно, что различия в результатах моделирования кавитации между различными величинами шероховатости стенок минимальны. Результат является вполне удовлетворительным для нашей гидравлической системы с уче-

том того, что данный температурный режим гидравлической жидкости, равный 100°C, не является рабочим для гидравлической системы. При температуре 60°C, которая является пороговым для гидравлической системы, кавитация отсутствует.



а)



б)

Рис. 12. Объемная доля газа в канале гидравлического блока при величине шероховатости 6.3 мкм: а) в сечении; б) вдоль стенок каналов

Fig. 12. The volume fraction of gas in the channel of the hydraulic unit with a roughness value of 6.3 μm : а) in the section; б) along the walls of the channels

Заключение

По результатам гидродинамического моделирования, выполненного с помощью специализированного пакета для определения характера течения кучих сред Ansys Fluent, был сделан вывод, что в канале гидравлического блока, скорость течения жидкости в котором составляет 60 м/с, помимо возможности возникновения кавитации также возможно и возникновения гидроудара при слишком резком закрытии клапана, золотник которого находится непосредственно после данного канала. Поскольку данная задача была решена в стационарной постановке, моделирование гидроудара на данный момент не представляется возможным. В дальнейшем канал, включающий в себя твердотельную модель клапана, может быть рассмотрен в нестационарной постановке.

Также стоит отметить, что величина шероховатости в диапазоне от 3,2 мкм до 12,5 мкм оказалась весьма незначительным фактором, влияющим на гидромеханическое сопротивление каналов и на размер кавитационных камер. Однако температура рабочей жидкости, а следовательно, влияние свойств жидкости влияет на величину потерь куда более значительно, чем значение шероховатости.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках соглашения № 075-11-20 19-034 от 22.11.2019г. с ПАО «КАМАЗ» по комплексному проекту «Разработка и создание высокотехнологичного производства автономных тяжелых платформ для безлюдной добычи полезных ископаемых в системе «Умный карьер», при участии ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева» в части выполнения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.А. Кулешов, Проектирование и эксплуатация карьерного автотранспорта. Справочник.

Ч. 1. / Санкт-Петербургский государственный горный институт имени Г.В. Плеханова, Санкт-Петербург, 1994. 235 с.

2. Дубинкин Д.М. Обоснование необходимости создания тяжелых платформ для открытых горных работ // Горное оборудование и электромеханика – 2020. – № 4 (150). – С. 59-64.

3. Дубинкин Д.М. Современное состояние техники и технологий в области автономного управления движением транспортных средств угольных карьеров // Горное оборудование и электромеханика – 2019. – № 6 (146). – С. 8-15.

4. Paolo Tamburrano, Andrew R. Plummer, Elia Distaso, Riccardo Amirante, A Review of Direct Drive Proportional Electrohydraulic Spool Valves: Industrial State-of-the-Art and Research Advancements // Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, August 2018, 17p.

5. Jerry Boza, Design and Validation of an Electro-Hydraulic Pressure-Control Valve and Closed-Loop Controller // Western Michigan University, 12-2016, 128 p.

6. Jin-gang Liu, Gao-sheng Wang, Tian-heng Peng, and Sheng-qiang Jiang, Numerical Simulation of Solid Particle Erosion in Aluminum Alloy Spool Valve // Multiscale and Multiphase Computational Particle Technology, Volume 2019, 16p.

7. Robert Jasonowski, Wojciech Polkowski, Dariusz Zasada, The Destruction Mechanism of Titanium Subjected to Cavitation Erosion // Key Engineering Materials, April 2016, 7p.

8. J-P. Franc and J-M. Michel. Fundamentals of Cavitation. Kluwer Academic Publishers, 2010.

9. Yuan-Jian Yang, Peng Weiwen, Debiao Meng, Shun-Peng Zhu, Reliability analysis of direct drive electrohydraulic servo valves based on a wear degradation process and individual differences // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part O Journal of Risk and Reliability, November 2014, 11p.

10. Nuray Kayakol, Cavitation modelling in micro channels // Conference Paper, May 2016, 7p.

11. Lomakin V.O, Kuleshova M.S., Kraeva E.A., Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation // Dynamics and Vibroacoustics of Machines, Procedia Engineering 106 (2015) pp. 27-35.

12. G.H. Shnerr and J. Sauer. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics. In Fourth Inter-national Conference on Multiphase Flow, New Orleans, USA, 2001.

13. Apoloniusz Kodura. An analysis of the impact of valve closure time on the course of water hammer // Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics, Vol. 63 (2016), No. 1, pp. 35-45.

14. Pavel Rudolf, Martin Juliš, Lenka Klakurková, Pavel Gejdoš and Martin Hudec, Cavitation erosion testing of different cavitation-resistant materials and coatings using the cavitating jet method // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 240 (2019) 062057, 11p.

15. Joost Rooze, Matthieu Andre', Gert-Jan S. van der Gulik, David Fernandez-Rivas, Johannes G. E. [et al.], Hydrodynamic cavitation in micro channels with channel sizes of 100 and 750 micrometers // Microfluid Nanofluid (2012) 12, pp. 499-508.

16. Araz Sheibani Aghdam, Morteza Ghorbani, Gokberk Deprem, Fevzi Çakmak Cebeci, Ali Koşar,

A New Method for Intense Cavitation Bubble Generation on Layer-by-Layer Assembled SLIPS // Scientific Reports | (2019) 9:11600, 13p.

17. Shaimaa Saeed, Tarek M. Aboul-Fotouh, Ibrahim Ashour, A Current Viscosity of Different Egyptian Crude Oils: Measurements and Modeling Over a Certain Range of Temperature and Pressure // Saeed et al., J Pet Environ Biotechnol 2016, 7:6, 8p.

18. Darko M. Knežević, Darko Lovrec, Jovanović Mitar, Velibor Karanovic, Determination of Pressure Losses in Hydraulic Pipeline Systems by Considering Temperature and Pressure // Strojniski Vestnik, April 2009, 8p.

19. Darko Knežević, Vladimir Savić, Mathematical modeling of changing of dynamic viscosity, as a function of temperature and pressure, of mineral oils for hydraulic systems // Mechanical Engineering Vol. 4, No 1, 2006, pp. 27-34.

20. D. A. Panasenkov, A.P. Zaycev, A.B. Kartashov, N.A. Pikalov, D.M. Dubinkin and A.B. Efremkov, Design hydrodynamic analysis of cavitation in narrow channels of the open-pit dump truck's hydraulic system // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 939 (2020) 012057, 10 p.

Panasenkov D.A.¹, master of the group K3-31M, **Zaitsev A.P.**¹, graduate student, **Kartashov A.B.**¹, C. Sc. in Engineering, **Pikalov N.A.**¹, graduate student, **Dubinkin D.M.**^{2*}, C. Sc. in Engineering, Associate Professor.

¹Bauman Moscow State Technical University, 105005, Russian Federation, Moscow, 2nd Bauman-skaya street, 5

²T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, 650000, Russian Federation, Kemerovo, Vesennyaya street, 28

*E-mail: ddm.tm@kuzstu.ru

CALCULATION OF HYDRO-MECHANICAL LOSSES AND MODELING OF CAVITATION IN THE CHANNELS OF THE HYDRAULIC UNIT OF A DUMP TRUCK

Abstract: This paper shows the design process of hydraulic units used in hydraulic systems of mining dump trucks, taking into account the calculation of hydromechanical losses in the channels of the unit. Cavitation was calculated using the example of a channel section using the Ansys Fluent CFD analysis package, which was previously not taken into account when designing hydraulic blocks. A study was carried out of the influence of the roughness value and the diameter of the channel of the hydraulic unit on the size of cavitation cavities. Conclusions are drawn regarding the influence of the roughness value and fluid properties on hydromechanical losses.

Keywords: dump truck, hydromechanical losses, cavitation, turbulence model, grid model, roughness.

Article info: received February 19, 2021

DOI: 10.26730/1816-4528-2021-3-3-11

REFERENCES

1. A.A. Kuleshov, Design and operation of quarry vehicles. Handbook. Part 1. / St. Petersburg State Mining Institute named after G.V. Plekhanov, St. Petersburg, 1994. 235 p.: ill.
2. Dubinkin D.M. Justification of the need to create heavy platforms for open-pit mining. Mining Equipment and Electromechanics, 2020, no.4 (150), pp. 59-64.
3. Dubinkin D.M. Current state of engineering and technology in the field of autonomous traffic control of coal mine vehicles // Mining equipment and electromechanics No. 6, 2019, p. 8-15.
4. Paolo Tamburrano, Andrew R. Plummer, Elia Distaso, Riccardo Amirante, A Review of Direct Drive Proportional Electrohydraulic Spool Valves: Industrial State-of-the-Art and Research Advancements // Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, August 2018, 17p.
5. Jerry Boza, Design and Validation of an Electro-Hydraulic Pressure-Control Valve and Closed-Loop Controller // Western Michigan University, 12-2016, 128 p.
6. Jin-gang Liu, Gao-sheng Wang, Tian-heng Peng, and Sheng-qiang Jiang, Numerical Simulation of Solid Particle Erosion in Aluminum Alloy Spool Valve // Multiscale and Multiphase Computational Particle Technology, Volume 2019, 16p.
7. Robert Jasionowski, Wojciech Polkowski, Dariusz Zasada, The Destruction Mechanism of Titanium Subjected to Cavitation Erosion // Key Engineering Materials, April 2016, 7p.
8. J-P. Franc and J-M. Michel. Fundamentals of Cavitation. Kluwer Academic Publishers, 2010.
9. Yuan-Jian Yang, Peng Weiwen, Debiao Meng, Shun-Peng Zhu, Reliability analysis of direct drive electrohydraulic servo valves based on a wear degradation process and individual differences // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part O Journal of Risk and Reliability, November 2014, 11p.
10. Nuray Kayakol, Cavitation modelling in micro channels // Conference Paper, May 2016, 7p.
11. Lomakin V.O, Kuleshova M.S., Kraeva E.A., Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation // Dynamics and Vibroacoustics of Machines, Procedia Engineering 106 (2015) pp. 27-35.
12. G. H. Shnerr and J. Sauer. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics. In Fourth International Conference on Multiphase Flow, New Orleans, USA, 2001.
13. Apoloniusz Kodura. An analysis of the impact of valve closure time on the course of water hammer // Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics, Vol. 63 (2016), No. 1, pp. 35-45.
14. Pavel Rudolf , Martin Juliš, Lenka Klakurková, Pavel Gejdoš and Martin Hudec, Cavitation erosion testing of different cavitation-resistant materials and coatings using the cavitating jet method // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 240 (2019) 062057, 11p.
15. Joost Rooze, Matthieu Andre', Gert-Jan S. van der Gulik, David Fernandez-Rivas, Johannes G. E. [et al.], Hydrodynamic cavitation in micro channels with channel sizes of 100 and 750 micrometers // Microfluid Nanofluid (2012) 12, pp. 499-508.
16. Araz Sheibani Aghdam, Morteza Ghorbani, Gokberk Deprem, Fevzi Çakmak Cebeci, Ali Koşar, A New Method for Intense Cavitation Bubble Generation on Layer-by-Layer Assembled SLIPS // Scientific Reports | (2019) 9:11600, 13p.
17. Shaimaa Saeed, Tarek M. Aboul-Fotouh, Ibrahim Ashour, A Current Viscosity of Different Egyptian Crude Oils: Measurements and Modeling Over a Certain Range of Temperature and Pressure // Saeed et al., J Pet Environ Biotechnol 2016, 7:6, 8p.
18. Darko M. Knežević, Darko Lovrec, Jovanović Mitar, Velibor Karanovic, Determination of Pressure Losses in Hydraulic Pipeline Systems by Considering Temperature and Pressure // Strojniski Vestnik, April 2009, 8p.
19. Darko Knežević, Vladimir Savić, Mathematical modeling of changing of dynamic viscosity, as a function of temperature and pressure, of mineral oils for hydraulic systems // Mechanical Engineering Vol. 4, No 1, 2006, pp. 27-34.
20. D.A. Panasenkov, A.P. Zaycev, A.B. Kartashov, N.A. Pikalov, D.M. Dubinkin and A.B. Efremkov, Design hydrodynamic analysis of cavitation in narrow channels of the open-pit dump truck's hydraulic system // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 939 (2020) 012057, 10 p.

Библиографическое описание статьи

Панасенков Д.А., Зайцев А.П., Карташов А.Б., Пикалов Н.А., Дубинкин Д.М. Расчет гидромеханических потерь и моделирование кавитации в каналах гидравлического блока карьерного автосамосвала // Горное оборудование и электромеханика – 2021. – № 3 (155). – С. 3-11.

Reference to article

Panasenkov D.A., Zaitsev A.P., Kartashov A.B., Pikalov N.A., Dubinkin D.M. Calculation of hydro-mechanical losses and modeling of cavitation in the channels of the hydraulic unit of a dump truck. Mining Equipment and Electromechanics, 2021, no.3 (155), pp. 3-11.