

УДК 621.878.6

А. Д. Бужинский

СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОПОТЕРЬ В ПОГРУЗЧИКЕ М₀АЗ–4048 ЗА СЧЕТ УМЕНЬШЕНИЯ ПОТЕРЬ В ТРОЙНИКАХ ГИДРОСИСТЕМЫ

Рассмотрены вопросы снижения гидравлических потерь в гидросистемах строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин путем оптимизации элементов арматуры. Проанализированы элементы арматуры гидросистем, произведена их классификация, выявлены основные причины, вызывающие гидравлические потери. В результате предложены новые конструктивные исполнения элементов, исключающие основные причины потерь, за счет чего достигнуто снижение потерь давления на рассматриваемых элементах.

Большинство строительных и дорожных машин имеют гидросистему, на функционирование которой расходуется до 50 % мощности, а на отдельных машинах, например экскаваторах, – до 100 %. Затраты энергии в гидросистеме идут не только на реализацию усилий, возникающих на рабочем оборудовании, но и на преодоление сопротивлений, в результате чего КПД гидросистем СДМ находится в районе 70 %. Одной из составляющих гидравлических потерь в гидросистеме являются потери в местных сопротивлениях. Расчеты показывают, что на преодоление этих сопротивлений уходит до 25 % мощности, затрачиваемой на привод насо-

са. Снижение потерь давления в гидравлической арматуре позволит повысить КПД гидросистемы и, как следствие, снизить энергопотребление.

Одним из элементов гидросистем СДМ является тройник, предназначенный для объединения или разделения потоков рабочей жидкости. Была проведена классификация тройников по их конструктивному и технологическому исполнению с дальнейшим анализом каждого из них с целью минимизации потерь давления.

Основные схемы с направлением течения жидкости представлены на рис. 1.

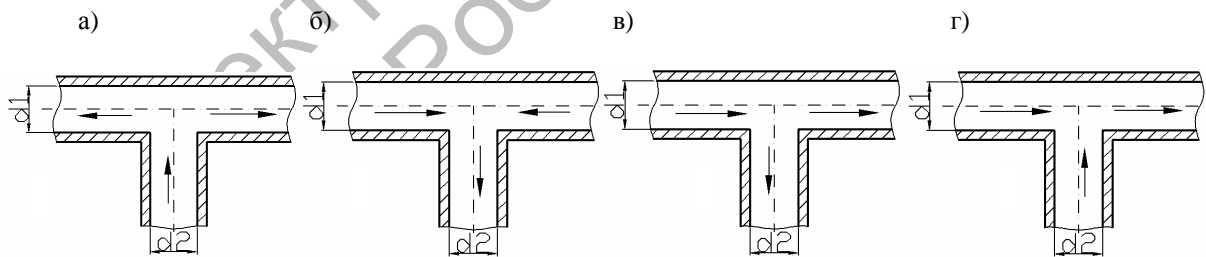


Рис. 1. Схемы потоков при прохождении рабочей жидкости через тройники

Расчетные модели, составленные на основе схем, представленных на рис. 1, были рассчитаны с помощью ЭВМ с использованием метода конечных элементов. Исходными данными к расчету являлись: скорость рабочей жидкости на входе в элемент 5 м/с (данная скорость характерна для рабочей жидкости при работе двигателя по-

грузчика на номинальном режиме), турбулентный режим течения жидкости, давление на выходе из элемента задавалось равным 0 и 10^4 кПа, плотность рабочей жидкости принималась равной 895 кг/м^3 , кинематическая вязкость $10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ (вязкость рабочей жидкости при температуре $50 \text{ }^\circ\text{C}$). Произведенные расчеты позволи-

ли получить картины распределения давления и скорости течения рабочей жидкости внутри элемента.

На рис. 2 представлены картины распределения давления и скорости для схемы, изображенной на рис. 1, а.

Согласно картинам распределения (см. рис. 2), при разделении потоков наблюдаются значительные зоны разрежения, образующиеся в результате срыва потока жидкости с острой кромки, что

приводит к сужению проходного сечения после поворота, в результате чего возникают диффузорные потери и повышается скорость жидкости, вызывая увеличение потерь на трение между слоями. При этом величина потерь составляет 3 кПа, а коэффициент местного сопротивления – 0,28.

На рис. 3 представлены картины распределения давления и скорости для схемы, изображенной на рис. 1, б.

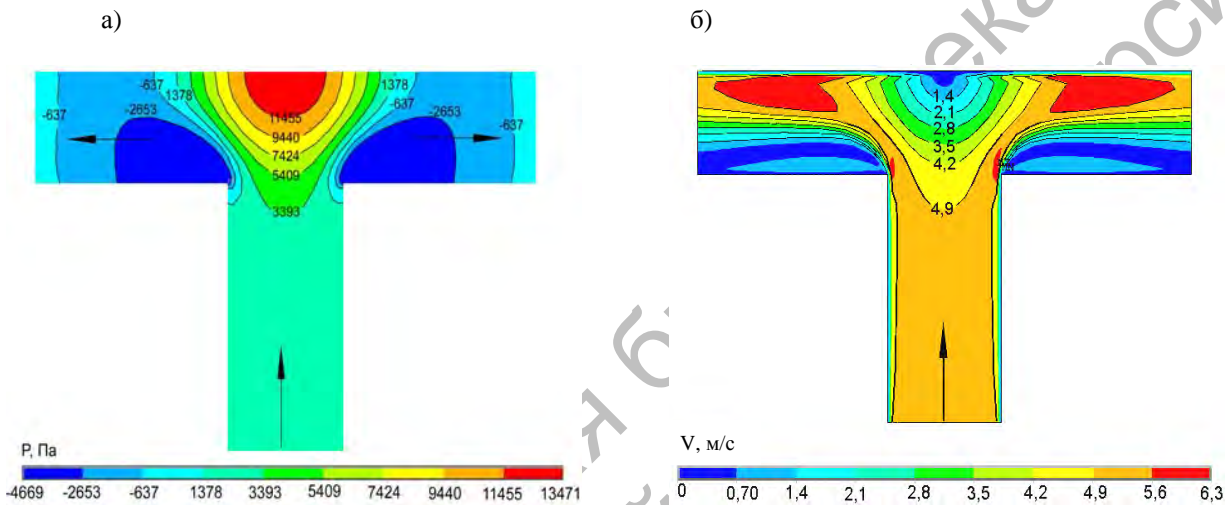


Рис. 2. Картины распределения давления (а) и скорости жидкости (б) при ее движении по элементу

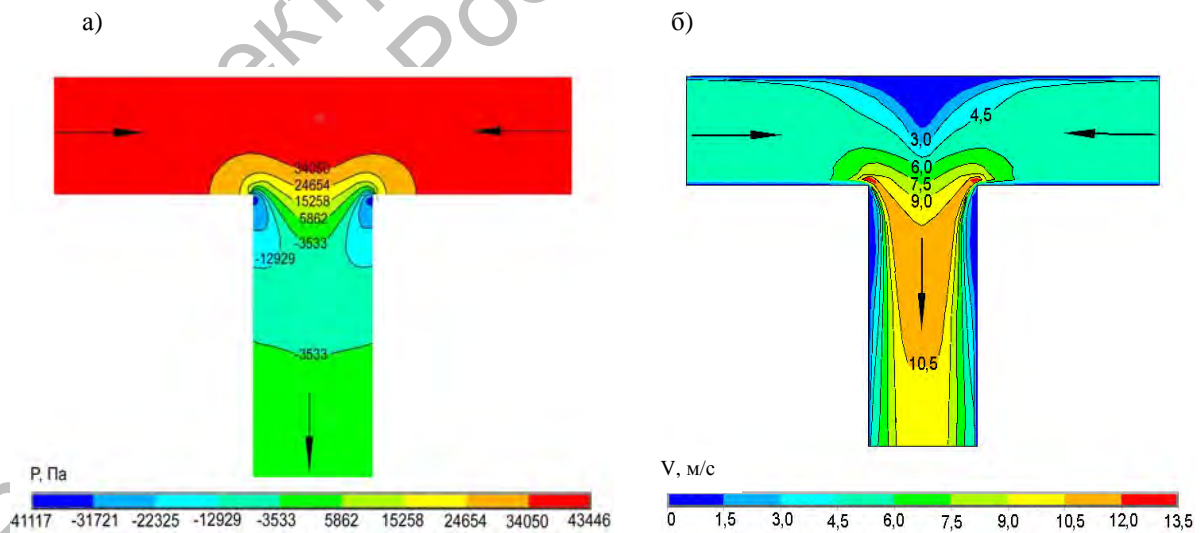


Рис. 3. Картины распределения давления (а) и скорости жидкости (б) при ее движении по элементу

Результаты расчетов позволяют оценить величину потерь давления, возникающих в элементе (37,9 кПа), а также рассчитать коэффициент местного сопротивления, который для данного элемента будет равен 3,44. Столь значительный коэффициент сопротивления вызван слиянием потоков, имеющих противоположное направление движения, и изменением направления движения уже объединенного потока. При этом наличие острой кромки на повороте приводит к срыву потока, что вызывает сужение проходного сечения за счет зон вихреобразования (этим создается эффект дросселирования). Кроме того, наличие участков вихреобразования приводит к появлению слоев ра-

бочей жидкости, движущихся с различными скоростями, что вызывает дополнительные потери на внутреннее трение.

На рис. 4 представлены картины распределения давления и скорости для схемы, изображенной на рис. 1, в. Для данной схемы течения рабочей жидкости характерны незначительные потери давления 0,6 кПа и коэффициент местного сопротивления 0,05 из-за того, что основной поток жидкости движется в прямом направлении (рис. 4, б) и лишь незначительная его часть направляется в отвод. Это приводит к неравномерному распределению рабочей жидкости, что может сказаться на работоспособности гидросистемы машины.

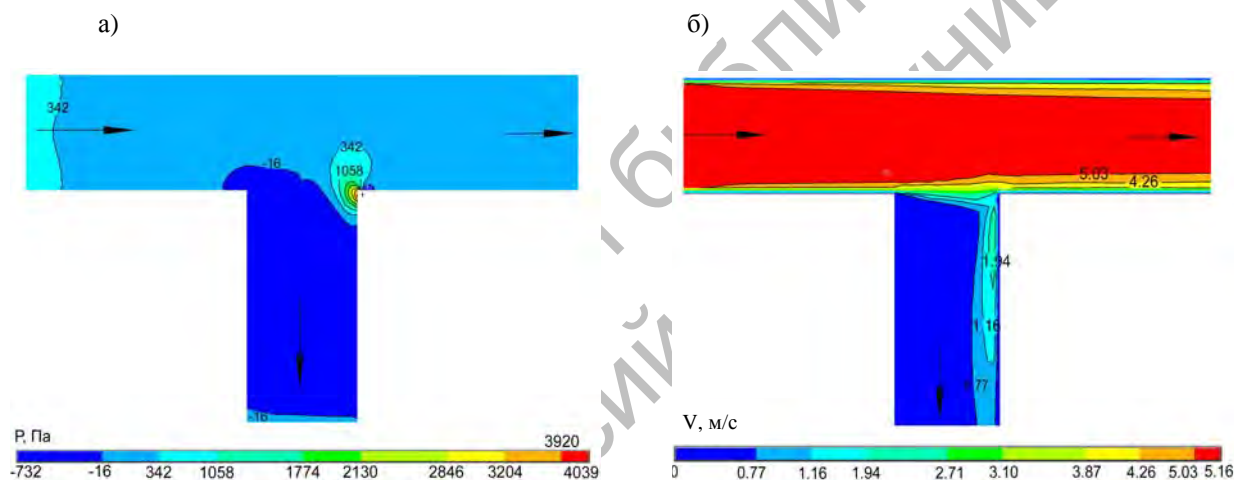


Рис. 4. Картины распределения давления (а) и скорости жидкости (б) при ее движении по элементу

На рис. 5 представлены картины распределения давления и скорости для схемы, изображенной на рис. 1, г. При данной схеме движения рабочей жидкости потери составляют 55,8 кПа, а коэффициент местного сопротивления равен 5,17. Причинами возникновения сопротивления являются соударения потоков, в результате чего наблюдается сужение проходного сечения и интенсивное перемешивание, а также поворот одного из потоков на 90° , что ведет к образованию зоны разрежения из-за срыва потока с острой кромки.

Данные по результатам расчетов

схем (рис. 1) сведены в табл. 1.

На основании данных табл. 1 были рассчитаны коэффициенты местных сопротивлений и потери мощности (табл. 2). Так как потери мощности зависят от расхода рабочей жидкости через элемент, а расход зависит от частоты вращения приводного вала насоса и, как следствие, от частоты вращения коленчатого вала двигателя, то расчет потерь мощности производится для трех режимов работы двигателя: холостые обороты (им соответствуют минимальные потери), номинальные обороты и максимальные обороты (им соответствуют максимальные потери мощности).

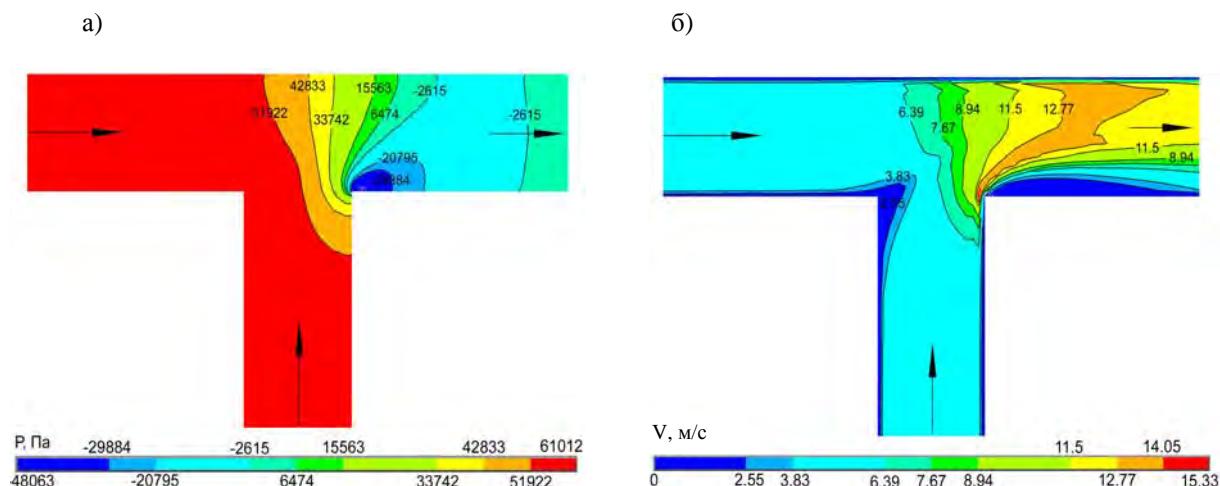


Рис. 5. Картины распределения давления (а) и скорости жидкости (б) при ее движении по элементу

Табл. 1. Результаты расчета тройников арматуры гидросистем СДМ

Параметры	Схемы тройников согласно рис. 1			
	а	б	в	г
Давление на выходе из элемента 0 кПа				
Потери давления в элементе, кПа	3,19	37,95	0,58	57,76
Давление на выходе из элемента 10 ⁴ кПа				
Потери давления в элементе, кПа	2,90	36,50	0,50	54,00

Табл. 2. Коэффициенты сопротивления и потери мощности в элементах

Параметры	Конструктивное исполнение угольников согласно рис. 1			
	а	б	в	г
Коэффициент потерь ξ	0,28	3,44	0,05	5,17
Коэффициент потерь по [1]	1...1,5	1...2,5	0,9...1,2	0,5...0,6
Потери давления на элементе, кПа:				
минимальные обороты ДВС	1,65	5,04	0,31	7,57
номинальные обороты ДВС	5,75	17,62	1,09	26,45
максимальные обороты ДВС	11,75	37,22	2,22	55,88
Потери мощности на одном элементе, Вт:				
минимальные обороты ДВС	2	6	1	9
номинальные обороты ДВС	18	55	3	83
максимальные обороты ДВС	71	225	13	336

Результаты расчетов показали, что основной причиной возникновения сопротивлений является острая кромка угла поворота. Поэтому предлагаются элемен-

ты (рис. 6), в конструкции которых исключен указанный недостаток.

Схемы, представленные на рис. 6, также рассчитывались с применением

метода конечных элементов. Для каждой из схем был проведен ряд расчетов с различными радиусами закругления. По полученным результатам построены графические зависимости коэффициента местного сопротивления от степени закругления r/d .

На рис. 7 представлены картины распределения давления и скорости жидкости внутри элемента (рис. 6, б). График зависимости коэффициента местного сопротивления от степени закругления изображен на рис. 8.

Картина распределения давления жидкости, представленная на рис. 7, а (для

рис. 6, б), показывает снижение потерь давления по сравнению с остроугольным исполнением (см. рис. 1, б) на 35 %. Это достигается за счет снижения зоны вихреобразования, что не только снижает потери на трение, но и оказывает меньшее влияние на сужение русла течения жидкости после поворота. О расширении русла течения жидкости в элементе можно судить по картине скоростей на рис. 7, б, на которой зоны различных скоростей занимают меньшую область, чем при острой кромке (рис. 3, б). Также наблюдается снижение максимальной скорости движения жидкости на 24 %.

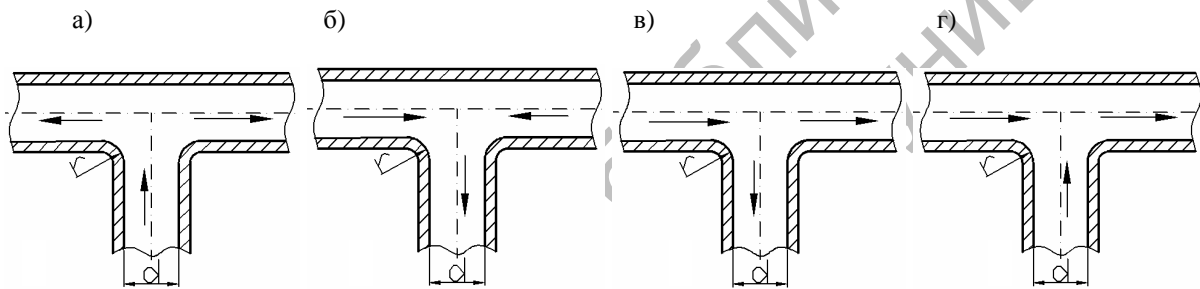


Рис. 6. Схемы модернизированных элементов

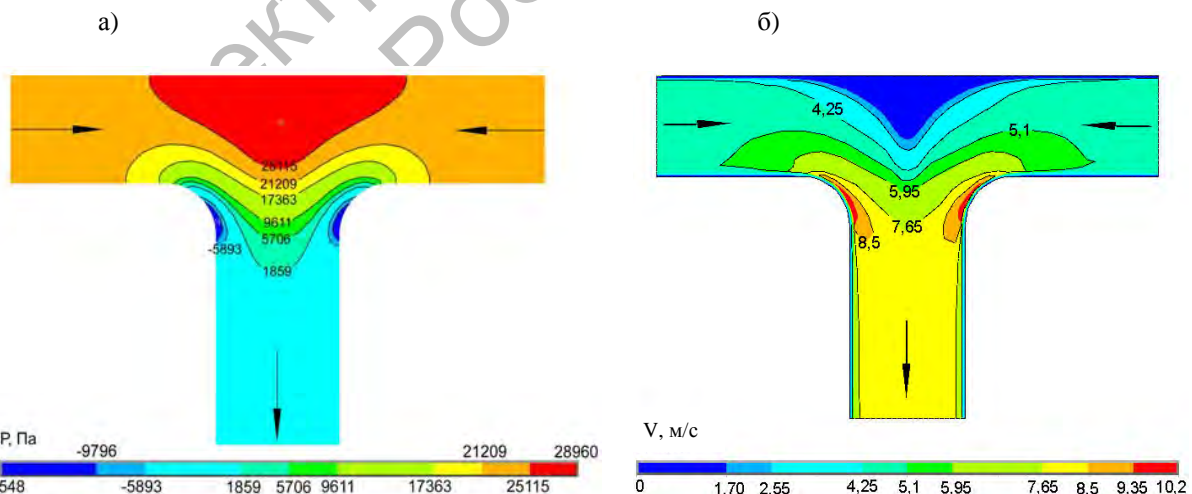


Рис. 7. Картины распределения давления (а) и скорости жидкости (б) при ее движении по модернизированному элементу

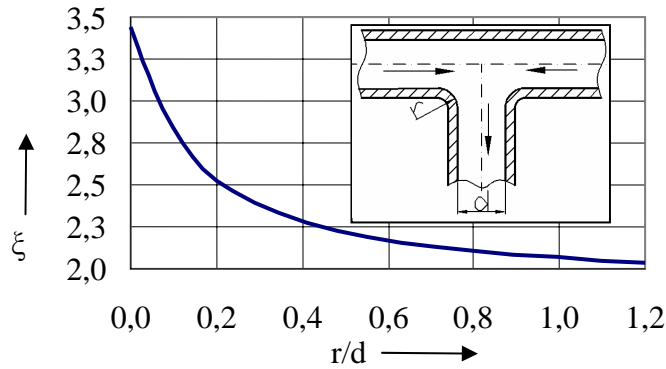


Рис. 8. Зависимость коэффициента местного сопротивления от степени закругления кромки для схемы, изображенной на рис. 6, б

При увеличении степени закругления коэффициент местного сопротивления снижается, причем при $0 < r/d < 0,6$ снижение коэффициента сопротивления происходит гораздо быстрее, чем при $r/d > 0,6$, поэтому целесообразно степень закругления выбирать из интервала $0,4 \dots 0,6$, при этом будет достигнуто снижение коэффициента местного сопротивления на 35 % по сравнению с остругольным исполнением.

На рис. 9 представлена графическая зависимость коэффициента местного сопротивления от степени закругления для схемы, изображенной на рис. 6, а.

Увеличение степени закругления для данной схемы приводит к снижению коэффициента местного сопротивления, причем при достижении степени закруг-

ления величины, равной 0,2, коэффициент местного сопротивления становится отрицательным и продолжает снижаться. Так, при $r/d = 0,5$, $\xi = -0,34$, что на 0,6 меньше, чем при базовом исполнении.

На рис. 10 представлена графическая зависимость коэффициента местного сопротивления от степени закругления для схемы, изображенной на рис. 6, в.

В данном случае наблюдается картина, аналогичная предыдущей схеме, с той лишь разницей, что переход коэффициента местного сопротивления в отрицательные значения происходит при степени закругления $r/d = 0,08$.

На рис. 11 представлена графическая зависимость коэффициента местного сопротивления от степени закругления для схемы, изображенной на рис. 6, г.

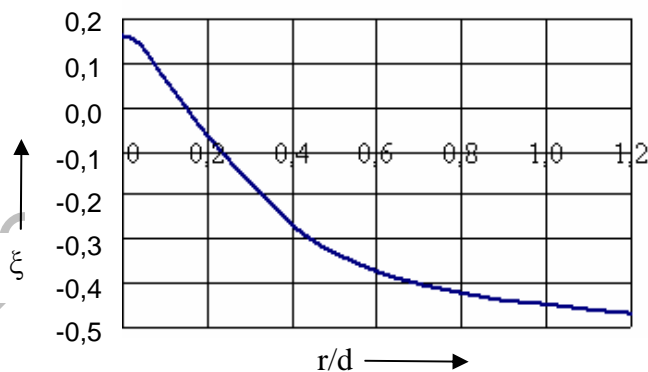


Рис. 9. Зависимость коэффициента местного сопротивления от степени закругления кромки для схемы, изображенной на рис. 6, а

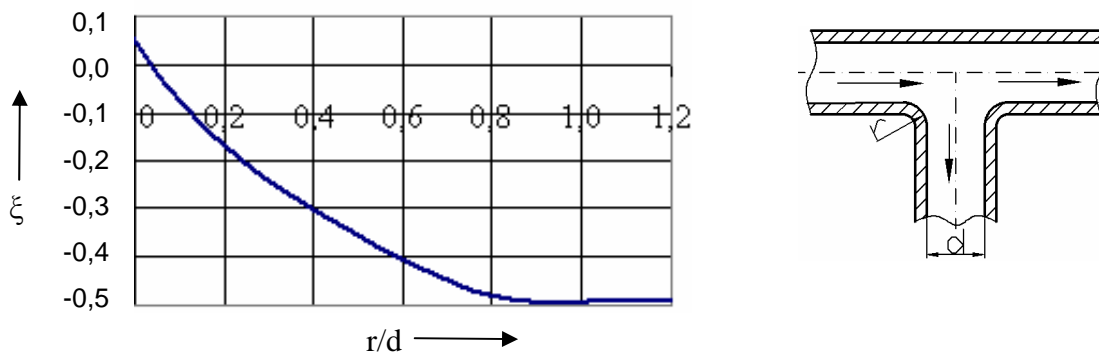


Рис. 10. Зависимость коэффициента местного сопротивления от степени закругления кромки для схемы, изображенной на рис. 6, в

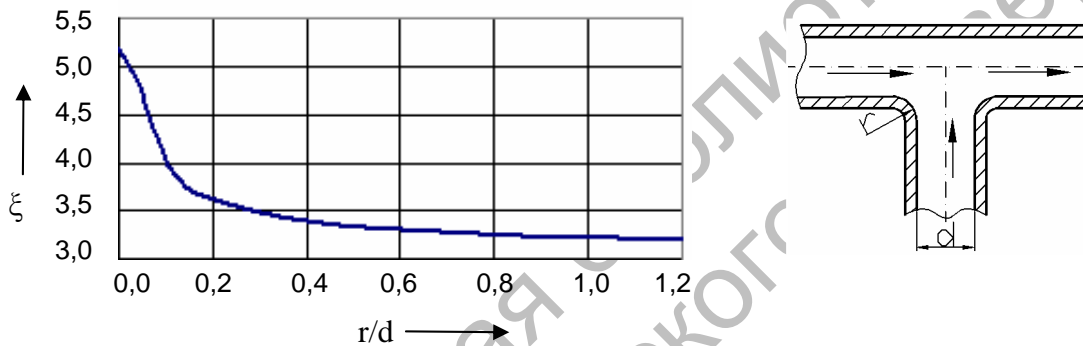


Рис. 11. Зависимость коэффициента местного сопротивления от степени закругления кромки для схемы, изображенной на рис. 6, г

Представленная выше схема имеет наибольший коэффициент местного сопротивления (при острой кромке 5,17), что вызывает значительные потери давления. Выполнение закруглений на кромках поворота позволяет снизить коэффициент местного сопротивления и потери давления, так при $r/d = 0,5$ коэффициент местного сопротивления снижается на 35 % по сравнению с базовым остроугольным исполнением.

С целью дальнейшей оптимизации и снижения коэффициента местного сопротивления для схемы (рис. 6, а) предлагается конструкция элемента, изображенного на рис. 12.

Схема, представленная на рис. 12, отличается от схемы, изображенной на рис. 6, а, наличием закругления по внеш-

нему радиусу. Такое исполнение должно привести к снижению коэффициента местного сопротивления за счет уменьшения потерь от соударения потока движущейся жидкости о стенку.

Для анализа предлагаемого исполнения и оценки влияния параметров элемента на потери был построен план эксперимента трехфакторной модели тройника.

На основании проведенных ранее исследований для исследуемого объекта принимаем модель второго уровня, которая в общем случае может быть записана следующим образом:

$$P = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_1x_3 + a_5x_1x_2 + a_6x_2x_3 + a_7x_1^2 + a_8x_2^2 + a_9x_3^2, \quad (1)$$

где x_1 ($d_1 = 0,02 \dots 0,03$), x_2 ($d_2 = 0,02 \dots 0,04$),

x_3 ($r = 0,0061...0,0239$) – факторы варьирования; $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8, a_9$ – коэффициенты регрессии.

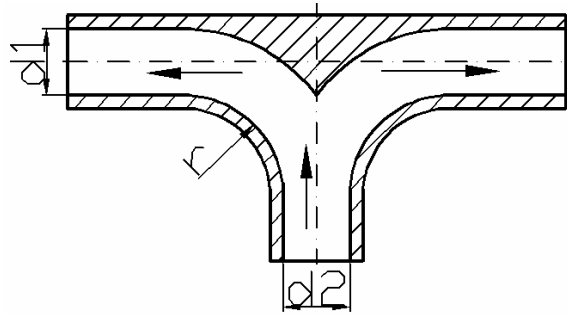


Рис. 12. Схема элемента с рассекателем

Границы изменения факторов (диаметры проходных отверстий) определялись исходя из анализа элементов арматуры гидросистем машин, выпускаемых отечественными производителями.

Построив план эксперимента и проведя опыты, были определены коэффициенты регрессии (методом наименьших квадратов), в результате чего модель исследуемого объекта приняла вид:

$$P(x_1, x_2, x_3) = -4119 - 1397x_1 + 2166x_2 - 1701x_3 - 140x_1x_3 - 1837x_1x_2 - 285x_2x_3 + 1017x_1^2 + 998x_2^2 + 797x_3^2. \quad (2)$$

Расчет коэффициентов детерминации ($R = 0,99$) и корреляции ($D = 0,98$) говорит об адекватности полученной модели.

По величине коэффициентов регрессии можно судить о степени влияния того или иного фактора на исследуемый объект, а знак перед коэффициентами регрессии показывает направление изменения функции отклика: знак «-» говорит о снижении, знак «+» – о повышении. Из уравнения регрессии видно, что максимальное влияние оказывает фактор x_2 (диаметр d_2), причем его увеличение ведет к увеличению потерь давления в элементе. Фактор x_1 оказывает влияние на значение функции отклика в 2 раза меньше, чем фактор x_2 , а его увеличение приводит к снижению по-

терь в элементе. Фактор x_3 (r) оказывает снижающее воздействие, а его влияние имеет тот же порядок, что и у первых двух факторов. В уравнении регрессии также присутствуют слагаемые, характеризующие взаимодействие факторов. Наибольшее влияние на функцию отклика оказывает взаимодействие факторов x_1 и x_2 , а их увеличение ведет к снижению значения функции отклика. Два других взаимодействия имеют коэффициенты на порядок меньше, что свидетельствует о гораздо более низком их влиянии на величину функции отклика.

Функция отклика является функцией трех переменных, что позволяет получать значения потерь в элементе при любых значениях параметров (в пределах их изменения), строить графические зависимости потерь давления при изменении одного или нескольких факторов.

Так как функция отклика отражает потери давления в элементе, то необходимо стремиться к ее снижению. Расчеты показывают, что минимальные потери наблюдаются при следующих параметрах элемента: $d_1 = 24$ мм, $d_2 = 20$ мм, $r = 23$ мм.

На рис. 13 представлена графическая зависимость коэффициента сопротивления от степени закругления r/d , значения остальных факторов соответствуют следующим параметрам элемента: $d_1 = 25$ мм, $d_2 = 25$ мм.

Как показывает график на рис. 13,

выполнение закругления снижает коэффициент местного сопротивления и, как следствие, потери давления. Так, при степени закругления $r/d = 0,5$ наблюдается снижение коэффициента местного сопротивления с 0,09 до -0,46. Данная схема дает аналогичную величину снижения, как и схема на рис. 6, а, на основании чего можно сделать вывод о нецелесообразности использования

данного исполнения при данной схеме разделения потоков.

С целью исследования исполнения по типу «ласточкин хвост» для схемы течения рабочей жидкости, когда происходит объединение потоков (рис. 14), был составлен план эксперимента и проведены опыты с использованием метода конечных элементов.

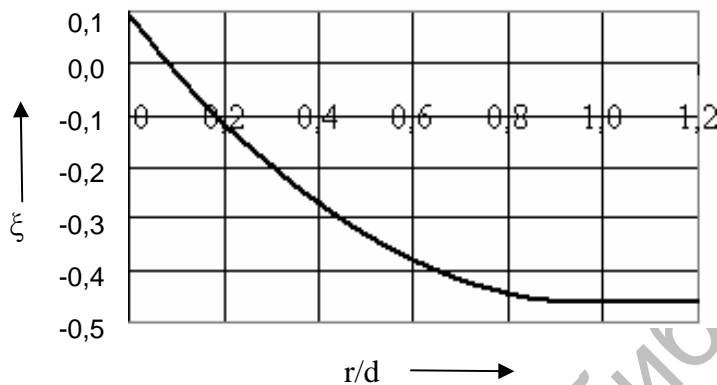


Рис. 13. График изменения коэффициента сопротивления

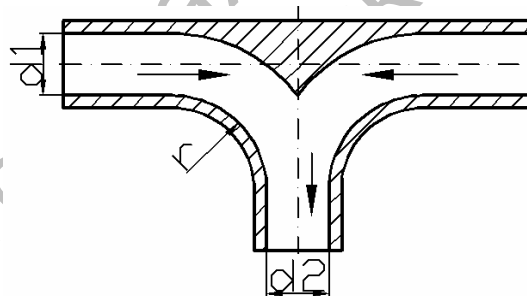
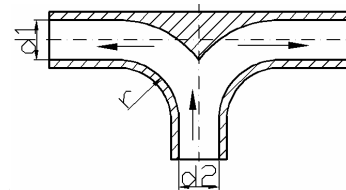


Рис. 14. Схема элемента с рассекателем

Модель исследуемого объекта и план эксперимента аналогичны рассмотренным выше с той лишь разницей, что в данном случае используется иная расчетная схема:

$$P = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_1x_3 + a_5x_1x_2 + a_6x_2x_3 + a_7x_1^2 + a_8x_2^2 + a_9x_3^2, \quad (3)$$

где x_1 ($d_1 = 0,02...0,03$), x_2 ($d_2 = 0,02...0,04$), x_3 ($r = 0,0061...0,0239$) – факторы варьирования; $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8, a_9$ – ко-

эффициенты регрессии; P – функция отклика.

Построив план эксперимента и проведя опыты, были определены коэффициенты регрессии (методом наименьших квадратов), в результате чего модель исследуемого объекта приняла вид:

$$P(x_1, x_2, x_3) = 13552 + 17458x_1 - 40292x_2 - 3641x_3 - 835x_1x_3 - 11879x_1x_2 + 843x_2x_3 + 3087x_1^2 + 25064x_2^2 + 3894x_3^2. \quad (4)$$

Расчет коэффициентов детерминации ($R = 0,97$) и корреляции ($D = 0,94$) говорит об адекватности полученной модели.

Из уравнения регрессии видно, что наибольшее влияние оказывает второй фактор, увеличение которого ведет к снижению потерь в исследуемом объекте. Величина первого фактора оказывает менее значительное влияние на значение функции отклика, чем второго, а его увеличение повышает величину потерь. Третий фактор оказывает наименьшее влияние (его влияние на порядок меньше) на величину потерь и коэффициент местного сопротивления.

Также можно сделать вывод, что увеличение взаимодействия факторов x_1 (d_1) и x_2 (d_2) ведет к снижению значения функции отклика, к чему также приводит увеличение взаимодействия факторов x_1 (d_1) и x_3 (r). И, наоборот, к увеличению ее значения приводит повышение факторов x_2 (d_2) и x_3 (r).

Расчеты на минимальное значение функции отклика показывают, что такой случай наблюдается при следующих параметрах элемента: $d_1 = 25$ мм, $d_2 = 34$ мм, $r = 22$ мм, т. е. данным параметрам элемента соответствуют минимальные потери давления и коэффициент сопротивления.

Как показывает график на рис. 15, выполнение закругления снижает коэффициент местного сопротивления, так при

степени закругления $r/d = 0,5$ он на 50 % ниже по сравнению с базовым остроугольным исполнением и на 24 % – по сравнению со схемой, представленной на рис. 6, б. Это достигается за счет снижения потерь от соударения противонаправленных потоков рабочей жидкости, за счет наличия закругления на внешней стенке трубопровода, в результате чего происходит независимый поворот каждого из потоков с дальнейшим объединением однонаправленных русел течения жидкости.

На основании полученных данных были рассчитаны потери мощности в элементах с предлагаемыми исполнениями (табл. 3). Для предлагаемых исполнений даны данные при $r/d = 0,5$, $d_1 = 25$ мм, $d_2 = 25$ мм.

Проведенные исследования позволили проанализировать величину потерь в тройниках гидросистемы, выявить причины их возникновения, в результате чего предложены элементы, обладающие на 40...60 % меньшими коэффициентами местного сопротивления. Получены графические и функциональные зависимости потерь и коэффициентов местного сопротивления, которые могут быть использованы при проектировании новых и модернизации имеющихся гидросистем СДМ.

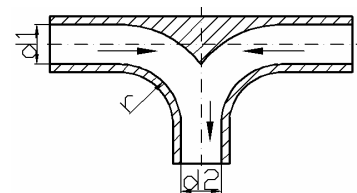
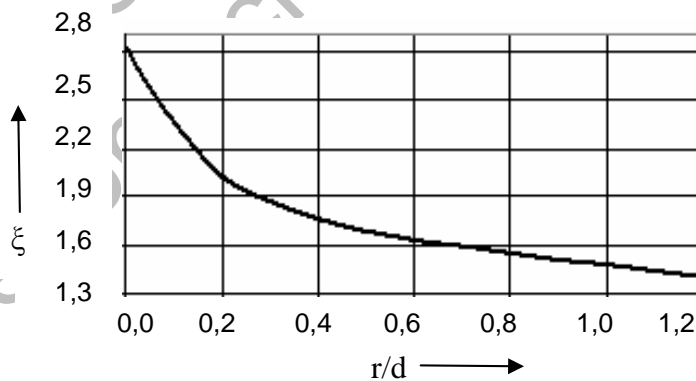


Рис. 15. График изменения коэффициента сопротивления

Табл. 3. Коэффициенты сопротивления и потери мощности в элементах

Параметры	Конструктивное исполнение угольников согласно									
	рис. 1				рис. 6				рис. 12	рис. 14
	а	б	в	г	а	б	в	г		
Коэффициент потерь ξ	0,28	3,44	0,05	5,17	-0,32	2,23	-0,34	3,35	-0,32	1,70
Потери давления на элементе, кПа:										
минимальные обороты ДВС	1,65	5,04	0,31	7,57	-1,85	3,26	-2,07	4,90	-1,87	2,49
номинальные обороты ДВС	5,75	17,62	1,09	26,45	-6,46	11,40	-6,99	17,14	-6,53	8,70
максимальные обороты ДВС	11,75	37,22	2,22	55,88	-13,19	24,09	-14,29	36,2	-13,34	18,38
Потери мощности на одном элементе, Вт:										
минимальные обороты ДВС	2	6	1	9	-2	4	-2	6	-2	3
номинальные обороты ДВС	18	55	3	83	-20	36	-22	54	-20	27
максимальные обороты ДВС	71	225	13	336	-80	146	-86	219	-81	111

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов /

Т. М. Башта [и др.] – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 12.01.2007

A. D. Buzhinski

Decrease of an energy loss at a loader MoAZ-4048 by reduction of losses in T-joint of hydrosystem

Belarusian-Russian University

Questions of decrease in hydraulic losses in hydrosystems of building, road and hoisting-and-transport machines, by optimization of elements of armature are considered. Elements of armature of hydrosystems are analysed, their classification is made, principal causes causing hydraulic losses are revealed. The new designs of elements excluding principal causes of losses due to what decrease in losses of pressure on considered elements is reached are as a result offered.