

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПЕРИСТАЛЬТИЧЕСКОГО НАСОСА ЛИНЕЙНОГО ТИПА

Гришин А.И.

Московский политехнический университет, Москва, Россия

foxmcloud@rambler.ru

В работе проведено исследование влияния на работу перистальтического насоса линейного типа свойств материала его упругой трубки, алгоритма срабатывания выжимных элементов, а также наличия у входного и выходного сечений насоса неровностей в виде чередующихся конфузоров и внезапных расширений. Для исследования влияния перечисленных факторов была проведена серия численных экспериментов с использованием универсального программного обеспечения STAR-CCM+, в котором моделирование работы насоса выполнялось совместным расчетом течения жидкости и упругих деформаций его трубки. В результате проведенных численных экспериментов для ряда значений коэффициента Пуассона было установлено, что для получения наибольшей эффективности материал трубки насоса необходимо подбирать с как можно меньшим коэффициентом Пуассона. Исследование возможных алгоритмов срабатывания выжимных элементов насоса показало, что для получения наибольшего коэффициента полезного действия режим работы насоса следует выбирать в соответствии с конструкцией привода. Для привода, в котором энергия затрачивается только на перемещение выжимных элементов, предпочтителен режим, в котором первые выжимные элементы дольше удерживают трубку в сжатом состоянии, что обеспечивает большее значение подачи. Для привода, в котором энергия тратится на поддержание трубки в сжатом состоянии, предпочтителен режим, в котором задержка возвращения выжимного элемента в исходное состояние минимальна. В результате изучения влияния участков с неровностями было получено, что применение высоты и шага неровностей, при которых отношение сопротивлений этих участков при прямом и обратном течении оптимально, приводит к уменьшению подачи и давления насоса.

Ключевые слова: перистальтический насос, ламинарное течение, вычислительная гидродинамика, нестационарное течение.

Для цитирования: Гришин А.И. Повышение эффективности эксплуатации перистальтического насоса линейного типа // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. № 4 (46). С. 16–24. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-16-24.

Введение

Насосы перистальтического принципа действия являются объемными гидравлическими машинами, применяемыми для транспортировки и дозирования самых разнообразных жидкостей. Основными элементами таких насосов являются упругий рабочий орган и выжимные элементы [1], которые периодически сжимают рабочий орган по тому или иному алгоритму. В качестве упругого рабочего органа, как правило, используют трубку, изготовленную из эластичных материалов. Реже в конструкции перистальтического насоса вместо трубки применяют мембраны [2], причем возможна даже конструкция всего с одной мембраной и одним выжимным элементом [3], где положительная подача обеспечивается специ-

альной формой проточной части. Следует заметить, что в отличие от мембранного насоса, в перистальтическом насосе с мембраной не используются клапаны.

В крупногабаритных перистальтических насосах с трубкой внутреннего диаметра от 10 до 125 мм, рассчитанных на подачи вплоть до 80 м³/ч, в качестве выжимных элементов используют ролики (такие насосы могут работать с давлением до 1,2 МПа) или башмаки (давление до 1,6 МПа). Такие насосы нашли применение в химической промышленности для перекачки кислот и других агрессивных жидкостей, в пищевой промышленности для транспортировки продуктов и дозирования специй, в канализационном оборудовании для отвода сточных вод и др.

Малогобаритные перистальтические насосы с трубкой внутреннего диаметра от 0,15 до 10 мм, рассчитанные на подачи от 0,3 до 2000 мкл/мин и на рабочее давление до 0,2 МПа, используют в медицине для переливания крови и дозировки лекарств, в струйных принтерах для транспортировки чернил, в компьютерном оборудовании для охлаждения интегральных схем. Такие миниатюрные перистальтические насосы применяют также и в других областях, где требуется стерильность, герметичность, компактность и точность подачи. В них в качестве выжимных элементов могут использовать не только ролики, но и толкатели, приводимые в движение электромагнитами или миниатюрным двигателем с эксцентриком, пьезоэлектрические кристаллы. По сравнению с другими герметичными гидравлическими машинами, перистальтические насосы имеют гораздо более простую конструкцию, у них отсутствуют движущиеся детали в проточной части. Кроме того, многие твердотельные модели деталей, необходимых для сборки миниатюрного перистальтического насоса, находятся в свободном доступе и могут быть применены для изготовления насоса с использованием 3D-принтера [4], что делает такие насосы значительно дешевле других аналогичных гидравлических машин. Как показывают проведенные в работе [5] исследования, миниатюрный перистальтический насос линейного типа повреждает в перекачиваемой среде меньшее количество протеинов, чем рассчитанные на ту же подачу (около 10 мл/мин) перистальтический насос с u-образно расположенной трубкой и поршневой насос.

Недостатком перистальтических насосов является низкий коэффициент полезного действия. Если для крупногабаритных перистальтических насосов он достигает 0,45 [6], то у миниатюрных насосов с u-образно расположенной трубкой и роликами он, как правило, не превышает $3 \cdot 10^{-3}$ [7]. Очевидно, что у насоса с линейно расположенной трубкой КПД будет еще меньше.

В настоящей работе целью исследования является изучение влияния разнообразных факторов на эффективность работы миниатюрного перистальтического насоса с линейно расположенной трубкой и тремя выжимными элементами, в качестве которых используются толкатели, сжимающие трубку насоса в поперечном направлении.

Методика исследования

Для исследования влияния различных факторов на эффективность работы перистальтического насоса линейного типа был использован универсальный программный комплекс STAR-CCM+, в котором уравнения Навье-Стокса и уравнение неразрывности решаются с использованием метода контрольного объема [8]. Для моделирования работы насоса использовался совместный расчет ламинарного нестационарного течения жидкости и упругих деформаций трубки. В качестве перекачиваемой жидкости было взято медицинское масло с плотностью 855 кг/м^3 и динамической вязкостью 88 мПа·с.

Используемая модель насоса показана на рис. 1. Выжимные элементы насоса по очереди сжимают упругий рабочий элемент насоса – трубку с внутренним диаметром 3 мм. Для моделирования действия выжимных элементов в модели были заданы области, на которые действует сжимающая трубку сила, задаваемая как функция от времени. Для моделирования различной полезной нагрузки, на которую работает насос, в конце трубки был построен дополнительный участок меньшего диаметра. Изменение длины этого участка, таким образом, меняет сопротивление трубопровода нагнетания.

Во время сжатия перекачиваемая жидкость частично выталкивается к входному сечению насоса, а частично – к выходному сечению. Аналогично во время возвращения выжимного элемента в исходное положение происходит всасывания жидкости из трубопровода нагне-

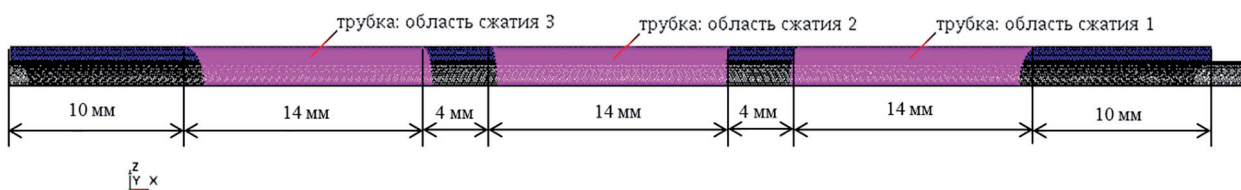


Рис. 1. Используемая для исследования модель насоса

Fig. 1. Pump model used for research

тания и из трубопровода всасывания. Для наиболее эффективной работы насоса необходимо, чтобы во время сжатия как можно большая доля вытесняемого объема жидкости текла к выходному сечению трубопровода. Во время возвращения выжимных элементов в исходное положение, напротив, необходимо, чтобы как можно больший объем жидкости всасывался от входного сечения насоса. Величины всасываемых и вытесняемых объемов жидкости, очевидно, будут зависеть от гидравлических сопротивлений участков трубки насоса по бокам областей ее сжатия. Например, после сжатия трубки первым выжимным элементом второй выжимной элемент вытеснит по направлению к выходному сечению больший объем жидкости, так как трубка будет перекрыта первым выжимным элементом. Сжатый первым выжимным элементом участок трубки будет при этом иметь некоторый зазор, гидравлическое сопротивление которого будет зависеть от его формы. Форма зазора, в свою очередь, будет зависеть от материала упругого рабочего органа насоса.

Другим фактором, влияющим на работу насоса, является алгоритм срабатывания вы-

жимных элементов. Например, во время сжатия трубки третьим выжимным элементом, первый выжимной может уже находиться в исходном положении, а может все еще держать трубку сжатой. От этого будет зависеть сопротивление участка трубки перед сжимаемым участком, а также время цикла работы насоса. Для изучения влияния алгоритма срабатывания выжимных элементов на работу насоса была проведена серия численных экспериментов. Изменение значения силы, с которой выжимной элемент сжимает трубку, от времени показано на рис. 2.

Наконец, на подачу могут оказать влияние участки трубки со специально созданными неровностями. В работе [9] было показано, что неровности в форме чередующихся конфузоров и внезапных расширений имеют разное гидравлическое сопротивление в зависимости от направления течения, поэтому подбор оптимального сочетания высоты и шага неровностей может повысить эффективность эксплуатации насоса. Для определения этого сочетания численные эксперименты проводились для сеточной модели, показанной на рис. 3.

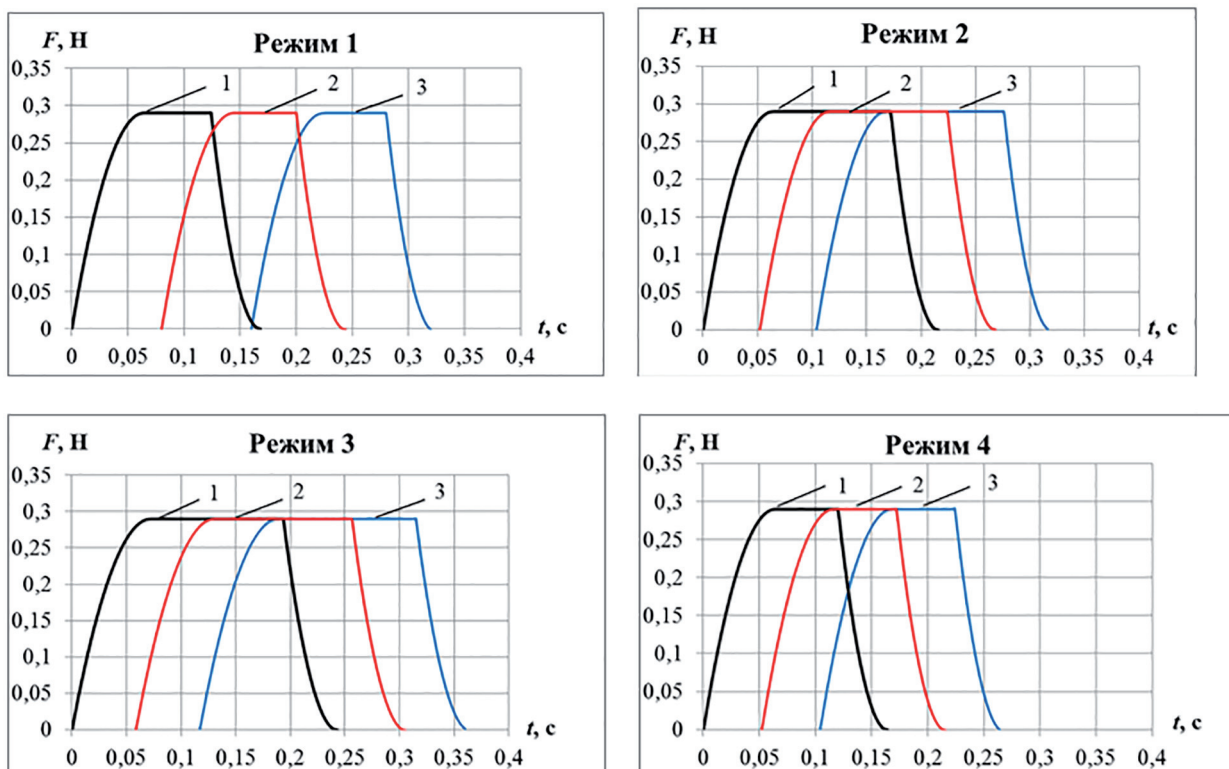


Рис. 2. Изучаемые алгоритмы срабатывания выжимных элементов насоса:

1 – первый выжимной элемент, 2 – второй выжимной элемент, 3 – третий выжимной элемент

Fig. 2. The studied algorithms for the actuation of release elements of the pump:
1 – first release element, 2 – second release element, 3 – third release element

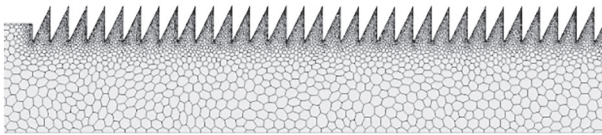


Рис. 3. Модель для определения эквивалентной длины участка с неровностями

Fig. 3. Model for determining the equivalent length of the irregular section

Участок с неровностями имеет длину 3 см. Скорость на входе задавалась постоянной по сечению, поэтому, чтобы учесть начальный участок ламинарного течения, по бокам были построены дополнительные интервалы без неровностей по 4 см каждый. Численные эксперименты проводились для обоих направлений течения жидкости со скоростью 7 м/с, после чего эквивалентная длина участка с неровностями вычислялась по выражению

$$l_3 = \frac{\Delta p d^2}{32 \mu v},$$

где v – скорость течения, м/с; Δp – потери давления на участке с неровностями, Па; μ – динамическая вязкость, Па·с; d – внутренний диаметр, мм.

Результаты исследований и их обсуждение

Так как при работе насоса имеют место только упругие деформации трубки, для задания материала трубки насоса необходимы только модуль Юнга и коэффициент Пуассона. Поскольку от модуля Юнга зависит только величина силы, необходимой для сжатия трубки, то численные эксперименты проводились только для ряда значений коэффициента Пуассона. В качестве алгоритма срабатывания выжимных элементов был выбран первый режим работы насоса, но с длительностью цикла 0,1 с. Полученный график зависимости полезной мощности насоса от коэффициента Пуассона изображен на рис. 4. Из полученных результатов видно, что с увеличением коэффициента Пуассона развиваемая насосом мощность уменьшается, поэтому можно прийти к выводу, что для наиболее эффективной работы насоса материал трубки необходимо подбирать с как можно меньшим значением этого коэффициента.

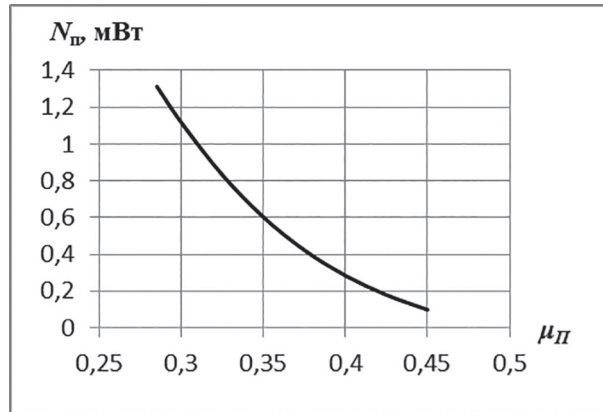


Рис. 4. Зависимость развиваемой насосом мощности от коэффициента Пуассона

Fig. 4. Dependence of the power developed by the pump on Poisson's ratio

Полученные характеристики насоса в зависимости от режима работы насоса показаны на рис. 5 для времени цикла 0,4 с. Согласно полученным результатам, второй и третий режимы обеспечивают полезную мощность на 41 % больше, чем четвертый режим и на 133 % больше, чем первый. Большие значения полезной мощности для второго и третьего режимов можно объяснить тем, что во время сжатия третьим выжимным элементом трубка сжата первыми двумя выжимными элементами (в отличие от двух других режимов, в которых в этот интервал времени трубка сжата только вторым выжимным элементом). Это

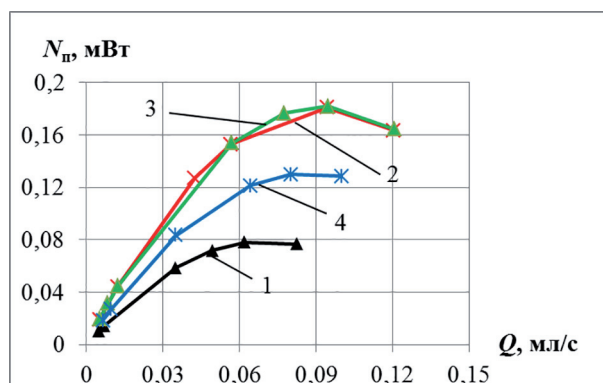


Рис. 5. Влияние режима работы насоса на мощностную характеристику, время цикла $t_u = 0,4$ с:

1 – первый режим; 2 – второй режим; 3 – третий режим; 4 – четвертый режим

Fig. 5. Influence of the pump operation mode on the power characteristic, cycle time $t_u = 0,4$ sec:
1 – first mode; 2 – second mode; 3 – third mode; 4 – fourth mode

увеличивает гидравлическое сопротивление трубопровода перед сжимаемым участком и, тем самым, увеличивает долю объема жидкости, вытесняемого непосредственно в направлении выходного сечения насоса.

Согласно графикам на рис. 2 в каждом алгоритме срабатывания выжимных элементов в конце цикла есть некоторый промежуток времени, когда ни один из выжимных элементов не движется. Если в каждом режиме сократить этот временной промежуток до минимума (оставив время срабатывания выжимных элементов неизменным), то за счет сокращения длительности цикла осредненные по времени подача насоса и создаваемое им давление, вероятно, увеличатся.

На рис. 6 показаны графики со временем цикла $t_{ц} = 0,33$ с для первого и второго режимов, $t_{ц} = 0,36$ с для третьего режима и $t_{ц} = 0,27$ с для четвертого режима. После уменьшения длительности цикла за счет интервала времени, когда нет движения выжимных элементов, максимальная полезная мощность соответствует четвертому режиму работы. Но теперь выжимные элементы должны срабатывать чаще, поэтому и затраты энергии на сжатие трубки увеличатся.

Для оценки затрачиваемой энергии воспользуемся следующими рассуждениями. За-

трачиваемую на сжатие трубки выжимным элементом работу можно определить по выражению

$$A_3 = \int_0^{F_{\max}} s(F)dF,$$

где F – прилагаемая к выжимному элементу сила, Н; F_{\max} – значение прилагаемой к выжимному элементу силы, при которой трубка полностью сжата, Н; s – положение выжимного элемента по отношению к его изначальное положение, м.

Из проведенных численных экспериментов было получено, что $A_3 = 0,0722F_{\max}d$. Тогда, с учетом того, что выжимных элементов три и каждый движется во время работы насоса один раз в одном направлении и один раз в обратном, затрачиваемая на сжатие трубки мощность $N_3 = 0,4332F_{\max}d/t_{ц}$. В качестве примера возьмем $F_{\max} = 12$ Н.

Полученные графики КПД насоса (без учета потерь энергии в приводе) показаны на рис. 7. Из-за дополнительных затрат энергии, связанных с более частым срабатыванием выжимных элементов, преимущество четвертого режима исчезает и наиболее эффективная работа насоса достигается со вторым режимом работы. Заметим, что это справедливо только в том случае, если в приводе насоса проис-

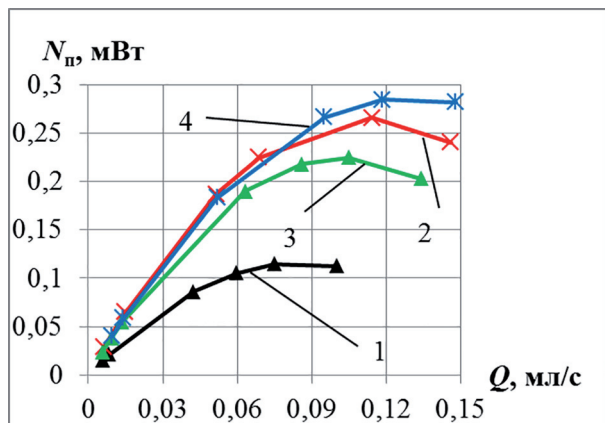


Рис. 6. Влияние режима работы насоса на мощностную характеристику, время цикла:
1 – первый режим, $t_{ц} = 0,33$ с; 2 – второй режим, $t_{ц} = 0,33$ с; 3 – третий режим, $t_{ц} = 0,36$ с; 4 – четвертый режим $t_{ц} = 0,27$ с

Fig. 6. Influence of the pump operation mode on the power characteristic, cycle time:

1 – first mode, $t_{ц} = 0,33$ sec; 2 – second mode, $t_{ц} = 0,33$ sec; 3 – third mode, $t_{ц} = 0,36$ sec; 4 – fourth mode, $t_{ц} = 0,27$ sec

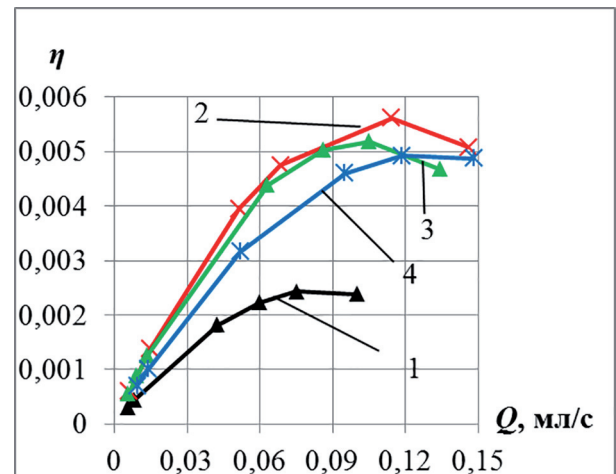


Рис. 7. КПД насоса без учета потерь в его приводе:
1 – первый режим, $t_{ц} = 0,33$ с; 2 – второй режим, $t_{ц} = 0,33$ с; 3 – третий режим, $t_{ц} = 0,36$ с; 4 – четвертый режим $t_{ц} = 0,27$ с

Fig. 7. Pump efficiency without taking into account losses in its drive:

1 – first mode, $t_{ц} = 0,33$ sec; 2 – second mode, $t_{ц} = 0,33$ sec; 3 – third mode, $t_{ц} = 0,36$ sec; 4 – fourth mode, $t_{ц} = 0,27$ sec

ходят затраты энергии только в те интервалы времени, когда выжимные элементы двигаются, например, если в качестве выжимных элементов используются эксцентрики или толкатели с кривошипно-шатунным механизмом [5]. В случае применения другого привода (пьезоэлементы или электромагниты) энергия будет тратиться на поддержание трубки в сжатом состоянии.

Для оценки полного КПД насоса с таким типом привода возьмем данные экспериментов из работы [10], где во время сжатия и во время поддержания трубки в сжатом состоянии затрачиваемая мощность составляет около 15,5 Вт. Получившиеся графики изображены на рис. 8, где наибольший КПД соответствует четвертому режиму работы. Такой результат можно объяснить тем, что по сравнению со вторым и третьим режимами у четвертого режима меньшие интервалы времени, когда выжимные элементы держат трубку сжатой. Можно сделать вывод, что для наиболее эффективной работы перистальтического насоса режим работы следует выбирать в зависимости от конструкции его привода.

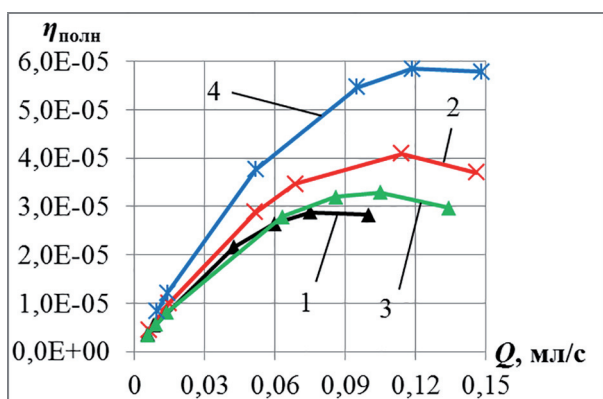


Рис. 8. Полный кпд насоса с приводом из толкателей и электромагнитов:

- 1 – первый режим, $t_{\text{ц}} = 0,33$ с; 2 – второй режим, $t_{\text{ц}} = 0,33$ с; 3 – третий режим, $t_{\text{ц}} = 0,36$ с; 4 – четвертый режим $t_{\text{ц}} = 0,27$ с

Fig. 8. Full efficiency of pump driven by pushers and electromagnets:

- 1 – first mode, $t_{\text{ц}} = 0,33$ sec; 2 – second mode, $t_{\text{ц}} = 0,33$ sec; 3 – third mode, $t_{\text{ц}} = 0,36$ sec; 4 – fourth mode, $t_{\text{ц}} = 0,27$ sec

Рассмотрим далее результаты численных экспериментов для модели трубки с неровностями в форме конфузоров и внезапных расширений. Поскольку гидравлическое сопротивление таких участков зависит от направления

течения, то наглядней будет представить результаты в виде отношения эквивалентной длины участка с неровностями при обратном течении $l_{\text{э диф}}$, когда неровности представляют собой диффузоры и внезапные сужения, к эквивалентной длине при прямом течении $l_{\text{э конф}}$ (рис. 9).

По полученным зависимостям видно, что в изученном диапазоне значений это отношение возрастает с увеличением Δ/d (где Δ – высота выступов и глубина впадин неровностей), причем приближается к максимальному значению при $\Delta/d = 0,167$. С уменьшением относительного шага неровностей h/d отношение $l_{\text{э диф}}/l_{\text{э конф}}$ увеличивается, но при $\Delta/d = 0,167$ отличия значений $l_{\text{э диф}}/l_{\text{э конф}}$ для шагов $h/d = 0,0833$, $h/d = 0,167$ и $h/d = 0,25$ пренебрежимо малы. Поэтому для численных экспериментов с совместным расчетом течения жидкости и деформации трубки в насосе с учетом неровностей до и после сжимаемых участков был выбран относительный шаг неровностей $h/d = 0,25$ и относительная высота неровностей $\Delta/d = 0,167$.

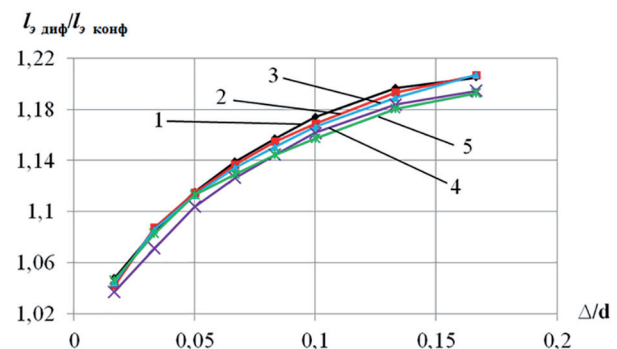


Рис. 9. Изменение отношения эквивалентных длин $l_{\text{э диф}}/l_{\text{э конф}}$ участка трубки с неровностями в зависимости от относительной высоты неровностей для следующих их шагов h/d :

- 1 – 0,0833; 2 – 0,167; 3 – 0,25; 4 – 0,333; 5 – 0,417

Fig. 9. Change in the ratio of equivalent lengths $l_{\text{э диф}}/l_{\text{э конф}}$ of a tube section with irregularities depending on the relative height of irregularities for their next pitches h/d :

- 1 – 0,0833; 2 – 0,167; 3 – 0,25; 4 – 0,333; 5 – 0,417

В результате расчета были получены напорные характеристики для насоса, трубка которого имеет неровности с выбранными параметрами, и для сравнения для трубки, у которой неровности отсутствуют. Кроме того, были также рассчитаны напорные характери-

стики с использованием квазистационарной модели, описанной в работе [9], в том числе и для неровностей, расположенных наоборот, когда для прямого направления течения неровности имеют вид диффузоров и внезапных сужений. Все полученные графики изображены на рис. 10.

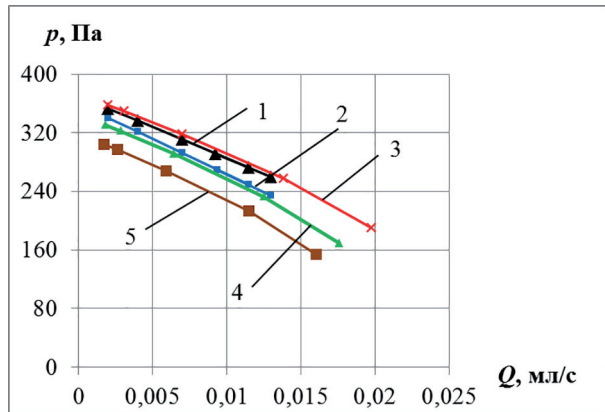


Рис. 10. Напорные характеристики:

- 1 – численный расчет для трубки без неровностей;
- 2 – численный расчет для трубки с неровностями;
- 3 – расчет по квазистационарной модели для трубки без неровностей;
- 4 – расчет по квазистационарной модели для трубки с неровностями;
- 5 – расчет по квазистационарной модели для трубки с неровностями, расположенными наоборот

Fig. 10. Pressure characteristics:

- 1 – numerical calculation for a tube without irregularities;
- 2 – numerical calculation for a tube with irregularities;
- 3 – calculation using a quasi-stationary model for a tube without irregularities;
- 4 – calculation using a quasi-stationary model for a tube with irregularities;
- 5 – calculation by a quasi-stationary model for a tube with irregularities located vice versa

Результаты расчетов по квазистационарной модели и численных экспериментов показывают, что характеристика для трубки с неровностями лежит ниже, чем характеристика для трубки без них. Кроме того, для расчетов с использованием квазистационарной модели в случае трубки, у которой неровности расположены наоборот, характеристика получилась ниже, чем для расположения неровностей, как на рис. 3. В численных экспериментах эта разница пренебрежимо мала. Такое отличие, вероятно, вызвано тем, что для получения уравнений эквивалентных длин было использовано численное моделирование стационарного течения.

Сравним поле скоростей на рис. 11, полученное в численном моделировании стационарного течения на участке с неровностями,

с полем скоростей на рис. 12, полученном в совместном численном моделировании деформации трубки и течения (указанные числа Рейнольдса соответствуют средней скорости в выходном сечении насоса).

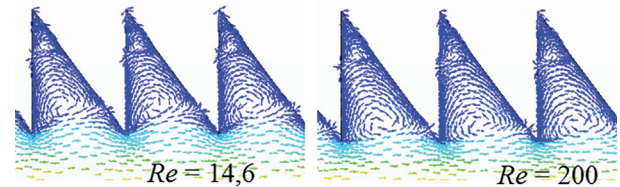


Рис. 11. Поле скоростей в области неровностей при моделировании стационарного течения для определения эквивалентной длины участков с неровностями

Fig. 11. Velocity field in the zone of irregularities when modeling a steady flow to determine the equivalent length of the zones with irregularities

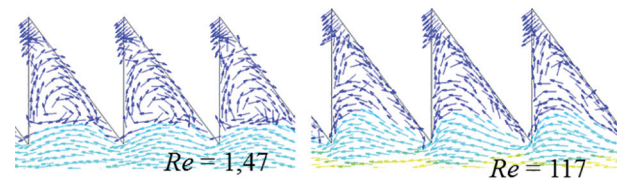


Рис. 12. Поле скоростей в области неровностей при совместном расчете нестационарного течения и деформации трубки

Fig. 12 Velocity field in the zone of irregularities in the joint calculation of unsteady flow and tube deformation

Как видно из сравнения полей скоростей, течение жидкости между выступами неровностей для стационарного течения отличается от случая нестационарного течения, что, по-видимому, и вызывает отличие результатов расчетов по квазистационарной модели и численных экспериментов.

Выводы

Проведенные при помощи численных экспериментов исследования показали, что для наиболее эффективной работы перистальтического насоса линейного типа его трубка должна быть изготовлена из материала с минимально возможным значением коэффициента Пуассона. Сравнение различных алгоритмов срабатывания выжимных элементов насоса показало, что время их срабатывания следует выбирать в зависимости от устройства привода насоса.

Для такого привода, как эксцентрики или толкатели с кривошипно-шатунным механизмом, наиболее энергоэффективным является режим работы, при котором в интервал времени движения третьего выжимного элемента первые два держат трубку сжатой. Если же в приводе энергия тратится на поддержание трубки в сжатом состоянии, то рекомендуется применять алгоритм срабатывания выжимных элементов, при котором первый выжимной элемент начинает возвращаться в исходное положение, как только второй выжимной элемент заканчивает сжимать трубку. В обоих случаях время между концом одного цикла работы насоса и началом следующего следует делать минимальным. Расчеты течения через трубку с неровностями, гидравлическое сопротивление которых при обратном токе больше, чем при течении по направлению к выходному патрубку насоса, показали, что их применение снижает подачу и давление насоса, поэтому такие неровности внутренней поверхности трубки не могут быть использованы для повышения эффективности работы насоса.

Литература

1. Loudin T. The evolution of peristaltic pump // Pump engineer. Zutphen, Netherlands: KCI Publishing, September 2007. P. 44–47.
2. Yang H., Tsai T.-H., Hu C.-C. Portable Valve-less Peristaltic Micropump Design and Fabrication // 2008 Symposium on Design, Test, Integration and Packaging of Mems/Moems (Dtip). Institute of Electrical and Electronics Engineers, EDA publishing. 2009. 7 p.
3. Chiang-Ho Cheng, and Chih-Kai Chen. Characteristic Studies of the Piezoelectrically Actuated Valveless Micropump // Proceedings of the world congress on engineering 2013 Vol III, July 3–5, London, U.K., WCE 2013. P. 1785–1790.
4. Behrens M.R., Fuller H.C., Swist E.R., Wu J., Islam Md.M., Long Z., Ruder W.C., Steward Jr. R. Open-source, 3D-printed peristaltic pumps for small volume point-of-care liquid handling // Nature research. Scientific Reports. 2020, No 10. 10 p. DOI: 10.1038/s41598-020-58246-6.
5. Михеев А.Ю. Исследование характеристики и повышение надежности насосов перистальтического принципа действия: дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2004. 168 с.
6. Dreckmann T., Boeuf J., Ludwig I., Lymkemanna J., Huwylere J. Low volume aseptic filling: Impact of pump systems on shear stress // European Journal of Pharmaceutics and Biopharmaceutics. Elsevier 2020. No 147. P. 10–18. DOI: 10.1016/j.ejpb.2019.12.006.
7. Faraji A., Razavi M., Fatourace N. Linear peristaltic pump device design // Applied Mechanics and Materials. Pfaffikon, Switzerland: Trans Tech Publications Inc. 2014. Vol. 440. P. 199–203.
8. Фирсов Д.К. Метод контрольного объема на неструктурированной сетке в вычислительной механике. Учебное пособие. Томск: ТГУ, 2007. 72 с.
9. Гришин А.И. Расчет характеристики перистальтического насоса с учетом неровностей на внутренней поверхности рабочего органа // Известия МГТУ «МАМИ». 2018. № 4. С. 30–40.
10. Гришин А.И., Шейпак А.А., Чичерюкин В.Н. Определение коэффициента полезного действия перистальтического насоса линейного типа // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. № 3. С. 22–31.

References

1. Loudin T. The evolution of peristaltic pump // Pump engineer. Zutphen, Netherlands: KCI Publishing, September 2007. P. 44–47.
2. Yang H., Tsai T.-H., Hu C.-C. Portable Valve-less Peristaltic Micropump Design and Fabrication // 2008 Symposium on Design, Test, Integration and Packaging of Mems/Moems (Dtip). Institute of Electrical and Electronics Engineers, EDA publishing. 2009. 7 p.
3. Chiang-Ho Cheng, and Chih-Kai Chen. Characteristic Studies of the Piezoelectrically Actuated Valveless Micro-pump // Proceedings of the world congress on engineering 2013 Vol III, July 3–5, London, U.K., WCE 2013. P. 1785–1790.
4. Behrens M.R., Fuller H.C., Swist E.R., Wu J., Islam Md.M., Long Z., Ruder W.C., Steward Jr. R. Open-source, 3D-printed peristaltic pumps for small volume point-of-care liquid handling // Nature research. Scientific Reports. 2020, No 10. 10 p. DOI: 10.1038/s41598-020-58246-6.
5. Mikheyev A.YU. Issledovaniye kharakteristiki i povysheniye nadezhnosti nasosov peristal'ticheskogo printsipa deystviya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Investigation of the characteristics and increasing the reliability of pumps of the peristaltic principle of operation: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Ufa, 2004. 168 p.
6. Dreckmann T., Boeuf J., Ludwig I., Lymkemanna J., Huwylere J. Low volume aseptic filling: Impact of pump systems on shear stress // European Journal of Pharmaceutics and Biopharmaceutics. Elsevier 2020. No 147. P. 10–18. DOI: 10.1016/j.ejpb.2019.12.006.

7. Faraji A., Razavi M., Fatourace N. Linear peristaltic pump device design // *Applied Mechanics and Materials*. Pfaffikon, Switzerland: Trans Tech Publications Inc. 2014. Vol. 440. P. 199–203.
8. Firsov D.K. *Metod kontrol'nogo ob'yema na nestrukturirovannoy setke v vychislitel'noy mekhanike* [Control volume method on an unstructured mesh in computational mechanics]. Uchebnoye posobiye. Tomsk: TGU Publ., 2007. 72 p.
9. Grishin A.I. Calculation of the characteristics of a peristaltic pump, taking into account irregularities on the inner surface of the working body. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2018. No 4, pp. 30–40 (in Russ.).
10. Grishin A.I., Sheypak A.A., Chicheryukin V.N. Determination of the efficiency of the linear peristaltic pump. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2015. No 3, pp. 22–31 (in Russ.).

IMPROVING THE OPERATIONAL EFFICIENCY OF THE LINEAR TYPE PERISTALTIC PUMP

A.I. Grishin

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
foxmcloud@rambler.ru

The paper investigates the effect on the linear peristaltic pump operation of the properties of the material of its elastic tube, the algorithm of actuation of the release elements, as well as the presence of irregularities in the inlet and outlet sections of the pump in the form of alternating confusers and sudden expansions. To study the influence of these factors, a series of numerical experiments was carried out using the universal software STAR-CCM+, where the pump operation was simulated by a joint calculation of the fluid flow and elastic deformations of its tube. As a result of numerical experiments for a number of values of Poisson's ratio, it was found that the material of the pump tube must be selected with the lowest possible Poisson's ratio in order to obtain the highest efficiency. The study of possible algorithms for the actuation of the release elements of the pump showed that in order to obtain the maximum efficiency, the pump operation mode should be selected in accordance with the drive design. The drive, where energy is expended only on the movement of the release elements, requires the mode with the first release elements to hold the tube in a compressed state longer, which provides a higher feed value. For the drive, where energy is spent on maintaining the tube in a compressed state, the preferred mode is the one with the delay in the return of the release element to its original state is minimal. As a result of studying the influence of sections with irregularities, it was found that the use of the height and pitch of irregularities, when the ratio of the resistances of these sections in the forward and reverse flow is optimal, leads to a decrease in the flow and pressure of pump.

Keywords: peristaltic pump, laminar flow, computational fluid dynamics, unsteady flow.

Cite as: A.I. Grishin Improving the operational efficiency of the linear type peristaltic pump. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2020. No 4 (46), pp. 16–24 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-16-24.