

В.И.Большаков, И.Б.Листопадов

АНАЛИЗ РАБОТЫ МЕХАНИЗМОВ ПИЛЬГЕРСТАНА С ПЕРЕМЕННЫМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Разработаны и исследованы способы изменения динамических характеристик гидропривода механизма подачи и гидротормоза подающего аппарата. Для двух типоразмеров прокатываемых труб легкого и тяжелого сортамента выполнен синтез тормозных устройств подающего аппарата имеющих динамические характеристики, согласованные с характеристиками конкретных схем гидропривода механизма подачи. Установлено, что синхронизация динамических параметров позволяет уменьшить разброс подач более чем в 10 раз.

пильгерстан, подающий аппарат, механизм подачи, каретка, частота колебаний, время торможения, тормозной путь.

Состояние вопроса.

Одними из основных направлений повышения технико-экономических параметров работы машин и агрегатов металлургического производства является улучшение их служебных характеристик, таких как точность выполнения технологических операций и надежность работы, обеспечение выпуска качественной продукции. В тяжелых машинах металлургического производства, например, в пилигримовых станах, основным параметром, обеспечивающим качество выпускаемой продукции, является стабильная в каждом цикле прокатки подача заготовки (гильзы) к рабочим валкам.

Работа гидравлических механизмов, участвующих в реализации технологических операций, сопровождается динамическими процессами в гидроприводе. Наиболее распространенными причинами этого являются торможение рабочего органа и изменение технологической нагрузки. Динамические процессы в гидроприводе одного механизма служат возмущением для другого. В ряде случаев эти возмущения являются причиной неудовлетворительной работы машин.

Наиболее показательным примером влияния динамического (колебательного) и статического переходных процессов на качество работы механизмов и, как следствие, на качество выпускаемой продукции может служить работа пилигримового стана трубопрокатной установки для производства горячекатаных труб. Различного рода возмущения вызывают в гидроприводе механизма подачи пилигримового стана реакцию, которая выражается в переменной внутри одного цикла прокатки и от цикла к циклу скорости перемещения каретки. По требованиям качества труб и производительности стана, подача должна быть стабильной, т.е. одинаковой в каждом цикле прокатки по всей длине прокатываемой гильзы. Прокатка труб на пильгерстанах происходит при величинах подач, отличающихся во время прокатки одного типоразмера труб в 2–3 раза. Средне-

квадратичное отклонение подач составляет 12–28% от средней подачи. Широкий диапазон подач и наличие подач, значительно отклоняющихся в большую сторону от заданной величины, приводят к перегрузке главной линии стана и появлению дефектов вида закатов, зажимов, бугров на трубах, продольной и поперечной разностенности при прокатке труб, что вынуждает уменьшать величину подачи. Потери производительности при этом составляют более 10%. При этом качество прокатываемых труб не отвечает современным требованиям к трубной продукции.

Постановка задачи

Помимо переменной амплитуды и частоты колебаний каретки гидравлического механизма подачи, вызванной работой тормозного устройства подающего аппарата, нестабильность подачи зависит от соотношения динамических параметров, характеризующих работу гидромеханизмов – времени торможения подвижных масс и времени достижения кареткой максимума перемещения в первом колебании. Минимальное значение отклонений подачи возможно при условии равенства этих параметров. Как установлено в работе [1], согласование времени торможения подвижных масс подающего аппарата с частотной характеристикой механизма подачи является эффективным способом стабилизации величины подачи. Задача поиска и исследования пути реализации такого способа стабилизации величины подачи поставлена впервые.

Для согласования динамических параметров работы тормозного устройства подающего аппарата и механизма подачи необходимо решение ряда задач, связанных с резонансными явлениями в гидроприводе механизма подачи при некоторых скоростных режимах работы пильгерстана, задачи изменения в период прокатки параметров гидропривода механизма подачи для обеспечения рациональной частотной характеристики, изменяющейся по мере прокатки одной трубы. Задача минимизации времени торможения при сохранении основных технологических требований к системе торможения (допустимое ускорение торможения, максимальное значение осевого подпора, скорость встречи заготовки с валками) требует определения параметров торможения при прокатке, по крайней мере, двух типоразмеров труб легкого и тяжелого сортамента.

Объект исследований.

Процесс прокатки труб на пильгерстане представляет собой периодическую прокатку, в которой периодичность проявляется в чередовании цикла деформации с циклом возврата и поворота гильзы. Ведение прокатки обеспечивается (рис.1) прокатной клетью с приводом 1 и профилированными рабочими валками 2, подающим аппаратом 3, сообщающими прокатываемой гильзе 4 возвратно–поступательное и вращательное движение и механизма подачи, осуществляющего во время прокатки перемещение подающего аппарата с гильзой к валкам с постоянной средней скоростью. Перемещение механизмом подачи подающего аппарата с гильзой к валкам за время одного оборота валков называется подачей.

Привод механизма подачи состоит из трех гидроцилиндров – одного хода вперед 5 и двух обратного хода 6. Управление гидроцилиндрами осуществляется дистрибуторами 7 и 8 с электромеханическим приводом. Скорость перемещения каретки регулируется дросселем 9, установленным на сливной магистрали.

При работе подающего аппарата его подвижные массы (рис.1), состоящие из поршня 11 пневмоцилиндра 10, ступенчатого плунжера 12, дорна 13 (оправки) с замком, соединяющим дорн с плунжером и гильзой, совершают возвратно-поступательное движение

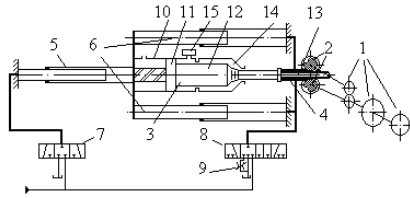


Рис.1. Схема механизмов пилгерстана

– при прокатке от валков, под действием сил трения в очаге деформации, во время холостого хода – к валкам, под действием сжатого в пневмоцилиндре воздуха. При подходе к валкам подвижные массы тормозятся гидравлическим 14 и пневматическим 15 тормозными устройствами. Сила торможения подвижных масс вызывает колебания рабочего органа (каретки) механизма подачи. Амплитуда и частота колебаний каретки переменные вследствие изменяющихся при перемещении каретки к валкам объемов жидкости в гидроцилиндрах. Таким образом, при перемещении подающего аппарата к валкам каретка механизма подачи совершает сложное движение, состоящее из равномерного и колебательного движения.

Гидромеханическая система механизма подачи должна обеспечивать непрерывную подачу прокатываемой гильзы к валкам пилгеримового стана, перемещение подающего аппарата вдоль оси стана при вспомогательных операциях, связанных с установкой дорна с гильзой на подающий аппарат, извлечением дорна из трубы, удалением дорна с подающего аппарата. Поскольку все операции, совершаемые механизмом подачи, происходят с прокатываемой гильзой, установленной на подающем аппарате, то ее рабочий орган – каретка жестко связана с корпусом подающего аппарата. Такая особенность конструкции приводит к тому, что все процессы, происходящие в механизмах подающего аппарата, являются возмущением для гидромеханической системы механизма подачи.

Изложение основных материалов.

Различного рода возмущения вызывают в гидроприводе механизма подачи реакцию, которая выражается в переменной внутри одного цикла прокатки и от цикла к циклу скорости перемещения каретки. Нестабильность скорости перемещения каретки для подачи прокатываемой гильзы в валки пилгеримового стана отмечалась различными исследователями, в том числе ведущих фирм, например Маннесман Меер (Маннесман Демаг), по разработке, изготовлению и эксплуатации пилгеримовых станков. Было установлено, что нестабильность скорости перемещения каретки (подачи)

вызывается колебательным процессом с переменной частотой колебаний как реакцией на торможение подвижных масс воздушного цилиндра. Исследователями школы С.Н.Кожевникова экспериментально [2] и с помощью моделирования [3] показано, что колебания каретки имеют не только переменную частоту, но и переменную амплитуду, которые зависят от изменения жесткости жидкости в гидроцилиндрах привода каретки при прокатке. Установлено, что подача гильзы в валки представляет собой сложное движение, состоящее из возвратно–поступательного движения, передаваемого гильзе плунжером воздушного цилиндра; равномерного движения каретки; колебательного с переменной частотой движения каретки. Исследования работы комплекса механизмов пилигримового стана в 1960–1970 годы базировались на выводах работ [2, 3] и были направлены на стабилизацию подачи за счет обеспечения равномерного движения каретки (дозаторы, дозирующие насосы). Считалось, что обеспечение равномерного движения каретки компенсирует переменную, по мере прокатки труб, частоту и амплитуду колебаний [4].

Увеличение скоростного режима работы пилигримовых станов новой конструкции (с отдельной кареткой для установки подающего аппарата и заменой поршневых гидроцилиндров плунжерными гидроцилиндрами) привело к резонансным явлениям в гидроприводе механизма подачи.

Экспериментальные исследования работы гидромеханических систем подачи, проведенные с участием авторов работы на пилигримовых станах новой конструкции Таганрогского металлургического (ТГМЗ) и Нижнеднепровского трубопрокатного заводов (ОАО Интерпайп–НТЗ), позволили установить [5], что при некоторых скоростных режимах работы подающего аппарата частота колебаний каретки близка к частоте возмущающих сил, т.е. гидромеханическая система работает в резонансном режиме. Например, при пуске пилигримового стана на ТГМЗ амплитуда колебаний каретки достигала 200мм, что вызывало поломки деталей главной линии и подающих аппаратов. Изменением частотной характеристики гидромеханической системы (увеличением жесткости гидроцилиндров) резонансные явления были устранены.

Обработка результатов обширных экспериментальных исследований, проведенных во время пуска, освоения и вывода на проектную мощность пилигримовых станов новой конструкции на ТГМЗ, ОАО Интерпайп – НТЗ и Северском трубном заводах, позволила определить основные направления совершенствования пильгерстанов. В этот период были установлены параметры отклонений (разброса) подач, в том числе по длине прокатываемой трубы [6] и основные причины нестабильности подачи [7,8]. В обобщенном виде эти вопросы более детально рассмотрены в работах [1, 9–14].

В работе [9] приведены полученные экспериментально графики зависимости неравномерности подачи от амплитуды колебаний каретки. Показано, что оптимизацией формы импульса силы от торможения подвиж-

ных масс, который является причиной возникновения колебаний каретки, можно минимизировать амплитуду колебаний каретки, уменьшая, тем самым, разброс подач.

В работе [10] рассмотрен механизм взаимодействия электромеханической, пневмогидравлической и гидравлической систем. Установлено, что перекачка энергии от электромеханической системы к гидравлической системе через буферную пневмогидравлическую систему приводит к изменению средней скорости каретки и, следовательно, подачи. Показано, что изменение скорости вращения валков влияет не только на изменение времени цикла работы пильгерстана, но и на среднюю скорость каретки, что увеличивает величину отклонения подачи от заданного значения.

В работе [11] приведены результаты анализа причин неравномерности подачи. Показаны полученные экспериментально зависимости изменения подачи и отклонений подачи по длине трубы. Установлено, что при прокатке переднего и заднего концов гильзы существуют краевые участки с величиной неравномерности подачи гильзы в валки, значительно превышающей среднее по длине гильзы значение. Длина этих участков составляет 40–50% длины гильзы. Установлено, что основной причиной, вызывающей повышенный разброс подач, является изменение положения (дрейф) подвижных масс подающего аппарата.

Работа [1] посвящена сравнительному анализу основных направлений стабилизации подачи гильзы гидравлическими механизмами в валки пильгерстана. Показано, что основными причинами нестабильности подачи являются неодинаковая в смежных циклах скорость вращения валков, изменение частоты колебаний каретки по длине прокатываемой гильзы, переменная амплитуда колебаний каретки. В работе рассмотрен механизм трансформации возмущения в виде неодинаковой в смежных циклах скорости вращения валков в нестабильность подачи.

На рис.2 приведен фрагмент осциллограммы, показывающий изменение скорости подвижных масс подающего аппарата – кривая v и перемещение каретки механизма подачи – кривая x в двух смежных циклах прокатки гильзы. Перемещение каретки представляет собой сложное движение, состоящее из равномерного и колебательного движений [3]. Перемещаемая кареткой гильза захватывается валками в моменты, когда скорость подвижных масс близка к нулевому значению. Величина перемещения каретки за время между двумя смежными точками с $v=0$ является подачей гильзы за один оборот валков (h). Величина подачи состоит из суммы подачи при равномерном движении каретки (h') и доли подачи вследствие колебательного движения каретки (h''), $h=h'$

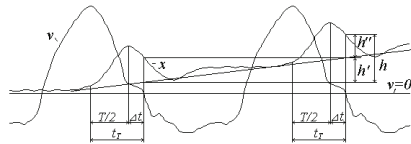


Рис.2. Осциллограмма смежных циклов прокатки гильзы на пильгерстане

$+h''$. Поддачи h' и h'' определяются: $h' = \frac{60\mu f}{nF} \sqrt{2\Delta p / \rho}$, где μ – коэффициент расхода жидкости через дроссель; f – площадь сечения дросселя; n – число оборотов валков; Δp – перепад давлений на дросселе; F – площадь гидроцилиндров хода назад; ρ – плотность жидкости. $h'' = A \sin 2\pi \beta t_T$, где A – амплитуда колебаний каретки; β – частота колебаний; t_T – время колебания.

Если обозначить индексами 1 и 2 переменные в выражениях для смежных подач, то отклонение подачи будет равно:

$$\Delta h = 60 \frac{\mu f}{F} \sqrt{2/\rho} \left(\frac{\sqrt{\Delta p_1}}{n_1} - \frac{\sqrt{\Delta p_2}}{n_2} \right) + A_1 \sin 2\pi \beta_1 t_{T1} - A_2 \sin 2\pi \beta_2 t_{T2}. \quad (1)$$

Оценка изменения подач по уравнению (1) для полученных экспериментально параметров работы пыльгерстана при прокатке труб 10''x8 показывает, что при изменении числа оборотов на 0,8% полная подача изменяется на 14,3%. Основная часть изменения подачи приходится на подачу за счет колебательного движения каретки (динамическая подача) $\Delta h'' = 13,5\%$. Статическая составляющая подачи изменяется на 0,8%. С увеличением амплитуды колебаний увеличивается разброс величин подач. Минимальное изменение подачи при прокатке одной гильзы возможно при равенстве времени торможения (времени от начала торможения до захвата гильзы валками) и времени полупериода колебаний каретки, т.е. отсутствия Δt на рис. 2. Таким образом, можно считать, что причиной нестабильности подачи является наличие изменяющихся в процессе прокатки одной гильзы возмущений, вызывающих изменение скорости каретки, при этом амплитуда колебаний является фактором, увеличивающим неравномерность подачи колебаний каретки.

Анализ результатов исследований, приведенных в работе [1], показывает, что помимо переменной амплитуды и частоты колебаний каретки механизма подачи, нестабильность подачи гильзы в валки пыльгерстана зависит от соотношения времени торможения подвижных масс (t_T) и времени достижения кареткой максимума в первом колебании ($T/2$). Минимальное значение отклонений подачи возможно при условии $t_T = T/2$.

Реализация условия $t_T = T/2$ возможна изменением частотной характеристики механизма подачи за счет изменения объемов сливной магистрали отсечкой части магистрали в период прокатки гильзы. Время торможения можно изменить за счет изменения в допустимых пределах ($a_T \leq 70 \text{ м/с}^2$) ускорения торможения.

Как установлено в работе [1], согласование времени торможения подвижных масс подающего аппарата с частотной характеристикой механизма подачи является эффективным способом стабилизации величины подачи. Такая задача поставлена впервые. Для минимизации времени торможения при сохранении основных технологических требований к

системе торможения (допустимое ускорение торможения, максимальное значение осевого подпора, скорость встречи заготовки с валками) необходимо определять параметры торможения при прокатке, по крайней мере, двух типоразмеров труб легкого и тяжелого сортамента, при этом возможно использование двух конструкций тормозных устройств для различных типоразмеров труб.

В работе [12] приведены результаты сравнительного анализа основных направлений стабилизации подачи гильзы гидравлическими механизмами в валки пилгерстана. Отмечены перспективные направления снижения амплитуды колебаний каретки. В работах [13, 14] показано, что при нестабильной прокатке гильз с увеличивающимся, вследствие особенностей прокатки, диаметром возникает явление дрейфа подвижных масс, что изменяет условия их торможения при подходе гильзы к валкам пилгерстана. Изменение тормозной силы изменяет амплитуду колебаний каретки механизма подачи.

Изменение амплитудно–частотной характеристики гидропривода механизма подачи возможно, как показано в работе [5], установкой на напорной магистрали гидроцилиндра хода вперед обратного клапана шунтированного управляемым обратным клапаном. Применение обратного клапана в гидроприводе механизма подачи позволяет при прокатке труб изменять частоту и размах колебаний каретки за счет уменьшения жесткости гидросистемы и массы жидкости в напорной магистрали при откате каретки. Эффективность применения обратного клапана проверена с помощью имитационной модели. Результаты моделирования приведены на рис.3. Видно, что частота колебаний каретки с обратным клапаном в гидросистеме увеличивается на 60%, размах колебаний каретки уменьшается на 19%. Следует заметить, что время достижения максимума в первом колебании перемещения каретки (x) и давлением P_2 в гидроцилиндрах обратного хода при установке дросселя не изменяется.



Рис.3. Перемещение каретки x и давления в гидроцилиндрах механизма подачи: P_1 — хода вперед; P_2 — хода назад

Частота и амплитуда колебаний каретки во многом зависит от сжимаемости рабочей жидкости (воды), которая в свою очередь зависит от количества нерастворенного воздуха в жидкости, увеличивающего податливость гидросистемы. В работе [15] показана зависимость податливости жидкости от давления в гидросистеме. По характеру изменения кривой податливости можно считать, что переход основного количества нерастворенного воздуха в жидкость происходит в диапазоне давлений $P=0,5–3,5$ МПа. Опыт исследования и эксплуатации пилигримовых станков с гидравлическим механизмом подачи показывает, что изменение давления в

гидроцилиндрах происходит именно в этом диапазоне, а это приводит к колебаниям каретки с повышенной амплитудой. Для дегазации гидроцилиндров в послеремонтный период используются воздухоспускные пробки. Длительность дегазации составляет 4–5 часов.

Анализ исследований работы пильгерстана, связанных с изменением частотной характеристики механизма подачи показывает, что основным направлением исследований было уменьшение амплитуды колебаний каретки за счет увеличения частоты ее свободных колебаний. Изменение частоты производилось путем увеличения жесткости гидроцилиндров и магистралей [5, 8] (уменьшение длин магистралей, заварка днищ пустотелых плунжеров в гидроцилиндрах), изменение гидросхемы привода механизма подачи (установка обратного клапана на напорной магистрали, установка отсечного клапана на сливной магистрали). Целью исследований было предотвращение резонансных явлений в гидроприводе механизма подачи и уменьшение разброса подач.

Влияние жесткости гидросистемы на частоту и амплитуду колебаний рассмотрено в работах [16, 17], однако влияние конструктивных параметров механизма подачи, влияющих на его жесткость и входящих в выражение для приведенной массы жидкости, рассмотрено недостаточно полно, причем авторы по-разному трактуют влияние конструктивных параметров на частотные свойства гидравлических колебательных систем.

В работе [16] утверждается, что увеличение площади поршня приводит к росту объемов напорной и сливной полостей гидроцилиндра, массы и расходов жидкости и не может служить эффективным средством увеличения частоты колебаний. С другой стороны, из приведенных в работе [18] выражений для динамической жесткости и частоты колебаний следует, что площадь поршня и длина цилиндра играют в вопросах изменения жесткости гидропривода гидрофицированных станков доминирующую роль. Чем больше площадь поршня и меньше длина цилиндра, тем больше жесткость и выше частота колебаний рабочего органа системы. Такое утверждение справедливо в том случае, когда масса рабочего органа с поршнем значительно превышает массу жидкости.

Противоречие в оценке влияния конструктивных параметров гидропривода на частоту колебаний рабочего органа гидросистем состоит в том, что площадь поршня влияет и на приведенную массу и на жесткость системы. Причем степень влияния площади поршня на массу и жесткость зависит от сечения и объемов напорной и сливной магистралей.

Изменение частоты колебаний по длине прокатываемой гильзы на пильгерстанах с гидравлическим механизмом подачи, включающим два поршневых гидроцилиндра с дифференциальным соединением поршневой и штоковой полостей (м.к. им. Ильича) отмечено в работах [2, 18], однако закон изменения частоты по мере прокатки гильзы в этих работах не рассматривался. В работе [8] приведен график расчетных зависимостей частоты собственных колебаний каретки от конструктивных параметров

гидропривода механизма подачи. Изменение частоты собственных колебаний каретки при ее перемещении вдоль оси прокатки (14м) имеет нелинейный характер. Отсутствие в работе [8] методики определения частоты в зависимости от перемещения каретки не позволяет судить о достоверности полученных результатов.

График изменения частоты колебаний каретки по длине прокатываемой на пильгерстане (см. рис.1) гильзы, построенный по данным экспериментальных исследований, приведенным в работе [11], показан на рис.4. Видно, что изменение частоты колебаний по длине прокатываемой гильзы имеет линейный характер.

Характер изменения частоты колебаний по длине прокатываемой гильзы при использовании механизма подачи с различными схемами гидропривода играет ключевую роль в выборе системы управления гидроприводом по мере прокатки гильзы для создания системы синхронизации работы подающего аппарата и механизма подачи.

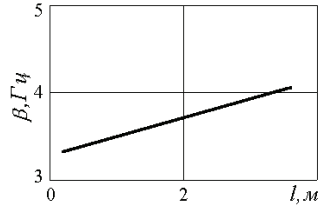


Рис.4. Изменение частоты колебаний по длине прокатываемой гильзы

Для проверки выводов работ [8, 11, 15–18] исследуем изменение частотной характеристики гидравлического механизма подачи. При выборе расчетной схемы гидросистемы механизма подачи используем положения и методики работ [19–20], определяющие выбор расчетной схемы и точность воспроизведения динамических параметров (частота и амплитуда колебаний) на имитационной модели в зависимости от соотношения масс жидкости и рабочего органа. Согласно [19–20] расчетную схему с точностью 5% можно представить в виде одномассовой колебательной системы с центральной массой рабочего органа и приведенных к площадям гидроцилиндров рабочего органа масс жидкости в цилиндрах и магистралях. Податливость жидкости в гидроцилиндрах и магистралях представлена краевыми жесткостями. Определение низшей частоты колебаний осуществлялась путем представления исследуемой гидросистемы в виде консервативной системы. Такое представление системы, согласно исследованиям, проведенным в работе [20], позволяет реализовать 5% точность воспроизведения низшей частоты колебаний при имитационном моделировании. Частота колебаний определялась по формуле 2:

$$\beta = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EF_1^2}{m_{i\partial}(V_{10} + F_1 l)} + \frac{EF_2^2}{m_{i\partial}(V_{20} - F_2 l)}} \quad (2), \text{ где } E - \text{ приведенный модуль}$$

упругости жидкости и трубопроводов, МПа; V_{10} – объем напорной магистрали и гидроцилиндра хода вперед при крайнем переднем положении каретки, м^3 ; V_{20} – объем сливной магистрали и гидроцилиндров обратного хода при крайнем переднем положении каретки, м^3 ; l – длина прокатываемой гильзы, м.

В качестве объекта исследований принят механизм подачи с гидроприводом пилигримового стана ТПЦ №4 ОАО «Интерпайп – НТЗ», гидросхема которого приведена на рис.5. На рис.5 показаны участки напорной и сливной магистралей (позиции 1 – 10) и управляющая гидроаппаратура (позиции 11–14).

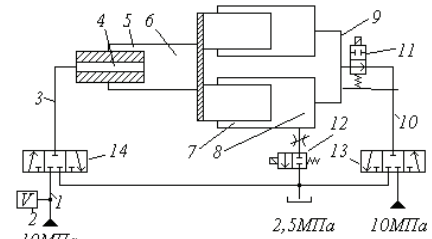


Рис.5. Гидросхема механизма подачи

Приведение масс жидкости производилось по традиционной методике описанной в работе [18]. Масса жидкости приводилась к площади сечения гидроцилиндра хода вперед (позиция 5 на рис. 1). Максимальная длина прокатываемой гильзы принималась $l=4\text{м}$. Рассчитанные начальные объемы магистралей составили: напорной магистрали – $V_{10} = 1,4957 \text{ м}^3$; сливной магистрали – $V_{20} = 1,4074 \text{ м}^3$. Приведенная масса жидкости составила в начале прокатки $m_{\text{пр}} = 13421\text{кг}$ для напорной и $m_{\text{пр}} = 6424 \text{ кг}$ для сливной магистрали; в конце прокатки $m_{\text{пр}} = 13862\text{кг}$ для напорной и $m_{\text{пр}} = 6338 \text{ кг}$ для сливной магистрали. Суммарная приведенная масса составляет $m_{\text{пр}} = 19845 - 20200\text{кг}$. Анализ влияния положения каретки по длине прокатываемой гильзы на значение приведенной массы жидкости показывает, что максимальное изменение приведенной массы не превышает 0,6%. В дальнейшем, изменение приведенной массы жидкости не учитывалось. Значения жесткостей напорной C_1 и сливной C_2 магистралей, вычислялись по формуле $C_i = E/(V_{i0} \pm F_i l)$ и частоты колебаний, вычисленной по формуле (2).

В результате вычислений частоты колебаний каретки массой $m_{\text{пр}} = 80000 \text{ кг}$ (включая максимальную массу подвижных частей воздушного цилиндра $m = 11900 \text{ кг}$ и приведенную массу жидкости $m_{\text{ж. пр}} = 20200 \text{ кг}$) по мере прокатки гильзы длиной $l=4\text{м}$. Установлено, что изменение частоты колебаний по длине прокатываемой гильзы имеет нелинейный характер. Следует отметить, что нелинейность кривой выражена слабо и может быть аппроксимирована прямой линией. К концу прокатки гильзы частота колебаний увеличивается на 25,6%.

Изменение частоты колебаний каретки, необходимое для уменьшения отклонений подач путем согласования времени периода колебаний каретки и времени торможения подвижных масс, можно осуществлять за счет изменения жесткостей (объемов) магистралей. Одним из способов уменьшения жесткости сливной магистрали гидропривода механизма подачи является отсечка части магистрали (позиция 10 на рис.5) с помощью управляемого запорного клапана (позиция 11 на рис.5) одновременно с соединением гидроцилиндров обратного хода (позиция 6 на рис.1) через дроссель со сливом с помощью двухходового клапана (позиция 12 на рис.5). Осуществление такой операции позволяет увеличить жесткость C_2

(сливной магистрали) и, соответственно частоту колебаний каретки на 35%.

Уменьшение частоты колебаний каретки возможно за счет увеличения объема сливной магистрали, для чего необходимо открыть (разварить) полые плунжеры гидроцилиндров хода назад. В этом случае частота колебаний каретки в начале прокатки составит $\beta = 2,27\text{Гц}$. По мере прокатки гильзы частота колебаний изменяется менее чем на 9%.

Если использовать «разварку» гидроцилиндров обратного хода вместе с отсечкой части сливной магистрали, то средняя частота колебаний каретки по длине прокатываемой гильзы составит $\beta = 2,47\text{Гц}$, линейно изменяясь на 10%. Следует заметить, что варианты изменений частоты колебаний с применением «разварки» плунжеров гидроцилиндров хода назад возможно реализовать только в период капитального ремонта.

Изменение частоты колебаний возможно и изменением жесткости напорной магистрали. Наиболее целесообразным способом изменения жесткости напорной магистрали является установка обратного клапана на участке между гидрораспределителем и плунжером гидроцилиндра хода вперед [5] (позиция 3 на рис.5). Обратный клапан должен быть шунтирован управляемым запорным клапаном (на рис. 5 не показан) который обеспечивает перемещение каретки механизма подачи от валков. Эффективность использования обратного клапана показана на рис. 3. При исследовании, проведенном в работе [5], использовалось условие работы обратного клапана основанное на зависимости расхода рабочей жидкости от направления движения жидкости.

Анализ результатов исследований, приведенных на рис.3 показывает, что изменение частоты колебаний каретки происходит за счет изменения жесткости напорной магистрали, причем жесткость изменяется нелинейно. В период движения вперед при колебательном движении, когда направление движения жидкости совпадает с движением каретки к валкам (восходящая ветвь колебания), расход жидкости определяется из известных уравнений зависимости изменения расхода от изменения давления и параметров участка, на котором измеряется расход. При движении каретки от валков по нисходящей ветви колебания рабочая жидкость из гидроцилиндра благодаря обратному клапану не выжимается в магистраль, вызывая более интенсивное увеличение давления жидкости в гидроцилиндре и, как следствие, уменьшение величины перемещения каретки от валков, т.е. происходит изменение жесткости напорной магистрали за период одного колебания каретки. В работе [5] нет сведений об учете или необходимости учета изменения жесткости при ее определении как $C=f(V)$.

На рис.6 приведены графики расчетных кривых при некоторых способах изменения объемов напорной и сливной магистралей. При определении изменения частоты колебаний по длине гильзы при прокатке обратный клапан принимался как заделка, поэтому результаты расчета частоты в вариантах с обратным клапаном приближительные. Анализ ре-

зультатов исследования изменения частоты колебаний по длине прокатываемой гильзы показывает, что наиболее значимым способом изменения частоты является изменение объемов сливной магистрали гидропривода. Уменьшение объема сливной магистрали на 20% увеличивает частоту колебаний на 14,5%, тогда как, уменьшение объема напорной магистрали на 49% увеличивает частоту колебаний на 4,5%. Следует иметь в виду, что при синтезе закона изменения частоты колебаний по длине прокатываемой гильзы с целью обеспечения условия предложенного в работе [12] $t_T = T/2$, где t_T – время торможения подвижных масс плунжера подающего аппарата; T – время периода колебаний каретки, можно комбинировать изменение объемов различных магистралей.

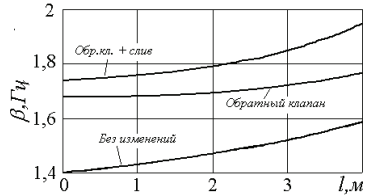


Рис. 6. Изменение частоты по длине прокатываемой гильзы при разных объемах магистралей

Анализ исследований работы пилгерстана, связанных с изменением частотной характеристики механизма подачи показывает, что основным направлением исследований было уменьшение амплитуды колебаний каретки за счет увеличения частоты ее колебаний. Изменение частоты производилось путем увеличения жесткости гидроцилиндров и магистралей (уменьшения длин магистралей, заварки днищ пустотелых плунжеров в гидроцилиндрах), изменения гидросхемы привода механизма подачи (установка обратного клапана на напорной магистрали, установка запорного клапана на сливной магистрали). Увеличение частоты колебаний каретки с 1,6Гц (пилигримовый стан Таганрогского металлургического завода) до 2,2Гц позволило уменьшить амплитуду колебаний каретки с 48мм до 38мм при прокатке труб с частотой вращения валков 70об/мин и выйти из резонансного в зарезонансный режим прокатки, обеспечив тем самым работу стана в проектном режиме (с частотой вращения валков до 95об/мин).

Изучение изменения частотной характеристики гидропривода механизма подачи по длине прокатываемой трубы» показывает, что закон изменения частоты колебаний в механизмах подачи разного типа имеет линейный характер (экспериментальные данные) или слабую нелинейность (данные расчета).

Исследование изменения частотной характеристики гидравлического механизма подачи по длине прокатываемой гильзы показало, что величина изменения приведенной массы жидкости по длине гильзы не превышает 0,6%, поэтому приведенная масса жидкости может приниматься постоянной по длине прокатываемой гильзы. Установлено, что частота колебаний каретки с параметрами гидропривода механизма подачи ТПЦ №4 ООО «Интертайп – НТЗ» при прокатке гильзы максимальной длины (4м) увеличивается на 25,6%. Увеличение частоты колебаний обусловлено бо-

лее значительным увеличением жесткости сливной магистрали ($\Delta C_2=66\%$), чем уменьшение жесткости напорной магистрали ($\Delta C_1=12\%$). При отсечке части сливной магистрали с помощью запорного клапана, частота колебаний каретки увеличивается по длине прокатываемой гильзы на 35%. Использование открытых полых плунжеров гидроцилиндров обратного хода позволяет вести прокатку одной гильзы с практически постоянной частотой колебаний. Частота колебаний при использовании полного объема сливной магистрали $\beta=2,45\text{Гц}$; при отсечке части магистрали $\beta = 2,57\text{Гц}$.

Установка на напорной магистрали обратного клапана, шунтированного запорным клапаном позволяет увеличить частоту колебаний каретки на 4,6% при установке обратного клапана у гидрораспределителя и на 3% при его установке у плунжера гидроцилиндра хода вперед. Следует иметь в виду, что включая или выключая запорный клапан можно изменять частоту колебаний каретки в процессе прокатки одной гильзы.

Практически полная стабилизация частоты колебаний каретки при конструктивных параметрах рассматриваемого механизма подачи возможна при соотношении начальных объемов магистралей $V_{20}/V_{10}=5,5$.

Таким образом, установлено, что при прокатке одной гильзы можно оперативно изменять частотную характеристику механизма подачи. Изменение частотной характеристики осуществляется за счет дискретного изменения объемов (жесткостей) сливной и напорной магистралей с помощью управляемых запорных клапанов. Установка на сливной и напорной магистрали по одному клапану (клапан на напорной магистрали для обеспечения подачи шунтирован обратным клапаном) позволяет реализовать четыре варианта соотношения жесткостей магистралей. Оперативное управление частотой колебаний каретки облегчит выбор (синтез) закона изменения частоты (периода колебаний) каретки для согласования времени торможения подвижных масс подающего аппарата с периодом колебаний каретки.

Подающий аппарат пилигримового стана (рис.1) предназначен для циклической подачи прокатываемой гильзы в рабочие валки стана. Анализ взаимодействия различных систем и механизмов, составляющих комбинированную систему пилигримового стана при его работе, проведен в работе [1] и частично опубликован в работе [11]. К технологическим требованиям, которые должна обеспечивать работа подающего аппарата, относятся: обеспечение одинаковой в каждом цикле прокатки величины перемещения подвижных масс к валкам; перемещение подвижных масс должно происходить за заданное время (определяется исходя из параметров калибровки и скорости вращения валков); давление воздуха в пневмоприводе (воздушной камере) подающего аппарата не должно превышать величины, определяющей критическое значение осевого подпора на гильзу со стороны пневмопривода при ее прокатке; скорость гильзы (подвижных масс) в момент ее захвата валками (скорость встречи гильзы с

валками) не должна превышать, согласно данным работы [18], $U_b \leq 0,2\text{м/с}$; ускорение торможения не должно превышать $a_T \leq 40\text{м/с}^2$ [8]. Исходя из технологических требований к работе подающего аппарата и ограничений по некоторым параметрам, которые определены по результатам экспериментальных исследований, в работах [8,18,21–22] приведена методика выбора элементов конструкции, энергосиловых параметров и параметров работы механизмов подающего аппарата с гидравлическим тормозным устройством. Работ по методике выбора элементов конструкции и параметров настройки подающего аппарата с пневмогидравлическим тормозным устройством в научно–технической литературе не обнаружено.

В основу базовой методики [8, 18, 21–22] положены результаты исследований [23] влияния энергетических параметров подающего аппарата на производительность пилигримового стана. Установлено, что производительность стана в полной мере зависит от времени возврата гильзы после прокатки в переднее положение. В свою очередь это время определяется энергетическими возможностями подающего аппарата, т.е. ускорением разгона подвижных масс a_p длиной тормозного пути h_T , которое зависит от максимально допустимого ускорения торможения a_T . Удар гильзы о валки в момент их встречи, вызывающий динамические нагрузки в элементах главной линии стана, полностью исключить практически невозможно из-за особенностей прокатки. Вместе с тем удары можно уменьшить, если при работе подающего аппарата будут соблюдаться следующие требования:

1. гильза должна быть полностью подана вперед к валкам за время их поворота на угол холостого хода калибра;
2. тормозное устройство должно обеспечивать быстрое и плавное торможение подвижных масс до нулевой скорости в крайнем переднем положении;
3. механизм перемещения каретки должен осуществлять подачу за время одного оборота валков на одинаковую, легко регулируемую величину.

Видно, что выполнение первых двух требований в полной мере зависит от качества работы тормозного устройства. Поэтому самое серьезное внимание уделяется выбору оптимальных параметров этого устройства.

Основным положением методики расчета работы подающего аппарата является представление цикла его работы в виде отдельных фаз. Наиболее полно методика расчета изложена в работе [21]. Практическое использование положений методики приведено в работе [22].

Цикл работы подающего аппарата состоит из следующих фаз [18]:

1. Движение подвижных масс от валков при прокатке гильзы.
2. Замедленное движение подвижных масс от валков по инерции после окончания прокатки.

3. Ускоренное движение подвижных масс к валкам под действием давления воздуха в воздушной камере пневмопривода.

4. Замедленное движение подвижных масс к валкам.

Уравнения движения подвижных масс подающего аппарата и процессов, происходящих в пневмоприводе и гидравлическом тормозном устройстве, достаточно полно рассмотрены в работах [18, 21–22]. В этих работах параметры работы подающего аппарата рассматриваются в каждой фазе отдельно, что не позволяет учитывать цикличность работы подающего аппарата.

В работе [24] приведена методика исследований работы комплекса механизмов пилгримового стана современной конструкции, включая гидравлический механизм подачи и подающий аппарат с пневмогидравлическим торможением. Методика работы [24] объединяет и дополняет положения работ [18, 21–22] в части исследований подающего аппарата. Кроме того, в работе [24] разработана система управления, обеспечивающая отображение в имитационной модели непрерывности и цикличности процесса пилгримовой прокатки труб. Процесс торможения подвижных масс подающего аппарата в гидротормозе в работе [24] представлен с учетом исследований [25].

Использование дополнительного пневмоторможения в современных подающих аппаратах изменяет структуру уравнения движения подвижных масс в четвертой фазе цикла работы аппарата по сравнению с уравнением движения, приведенным в работе [18]. Проанализируем возможность использования известной [18] методики расчета параметров работы подающего аппарата для подающих аппаратов с гидропневматическим торможением. При анализе используем результаты исследования работы комплекса механизмов пилгерстана на имитационной модели приведенной в работе [24]. Результаты анализа показаны на рис.9–10.

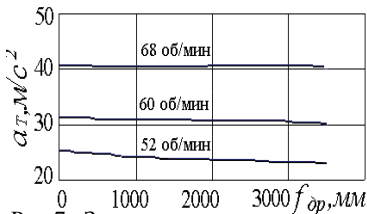


Рис.7. Зависимость a_T от интенсивности пневмоторможения

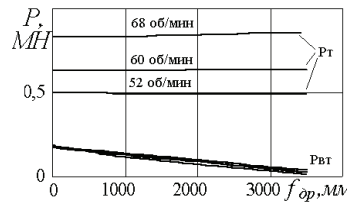


Рис.8. Зависимость P_T от интенсивности пневмоторможения

Результаты исследования показывают, что ускорение торможения подвижных масс практически не зависит от интенсивности пневмоторможения (рис.7) для конкретного скоростного режима работы подающего аппарата. Максимальное усилие гидроторможения практически не изменяется в конкретном скоростном режиме работы подающего аппарата при изменении интенсивности пневмоторможения (рис. 8). Такое положение

дел позволяет упростить уравнение движения подвижных масс в четвертой фазе цикла работы подающего аппарата за счет пренебрежения силой пневмоторможения. Используя имитационную модель работы механизмов пилигримового стана [24] без учета пневмоторможения, определим параметры работы подающего аппарата при прокатке труб 168x7 и 377x8 в существующем режиме. Параметры работы подающего аппарата приведены в табл.1.

Таблица 1. Параметры работы подающего аппарата

№ п/п	Параметр	Типоразмер	
		168x7	377x8
1	Угол холостого хода калибра валков, град	180	180
2	Число оборотов валков (таблица прокатки), n , об/мин	68	52
3	Откат плунжера (таблица прокатки), м	0,93	0,968
4	Подача, h , м	0,013	0,22
5	Средняя скорость прокатки, U , м/с	2,1	1,67
6	Диаметр дрели, $D_{др}$, м	0,308	0,308
7	Тангенс угла наклона винтовой нарезки	0,22	0,22
8	Катающий радиус вала, R , м	0,274	0,26
9	Приведенная масса подвижных частей, m , кг	9000	11900
10	Допустимое ускорение торможения, a , $м/с^2$	50	50
11	Приведенная длина воздушной камеры, H , м	2,7	2,7
12	Длина тормозного пути L_T , м	0,7	0,7

Результаты исследований приведены на рис.9 и в табл.2. На рис.9 обозначено P_T – давление воды в гидротормозе; U – скорость подвижных масс; P_B – давление воздуха в пневмоприводе; X – перемещение каретки; Δt – время десинхронизации работы подающего аппарата и механизма подачи. Видно, что торможение масс на пути длиной 0,7м не обеспечивает синхронизацию работы подающего аппарата и механизма подачи. Время десинхронизации составляет при прокатке труб 168x7 $\Delta t=0,085с$; при прокатке труб 377x8 $\Delta t=0,106с$. Следует отметить высокое качество торможения подвижных масс ($a_1=19м/с^2$) тормозным устройством длиной 0,7м, обеспечивающее при прокатке труб 377x8 скорость встречи гильзы с валками $U_{вст.}=0,16м/с$.

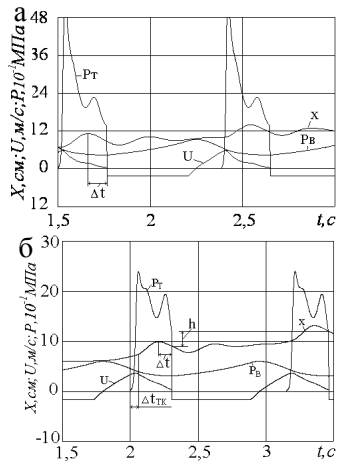


Рис.9. Осциллограммы работы подающего аппарата с длиной тормозного пути $l_T=0,7м$ при прокатке труб: а–168x7; б–377x8

Для обеспечения синхронизации динамических параметров механизма подачи и подающего аппарата необходимо подобрать комбинацию режимов работы механизма подачи либо изменить длину тормозного пути и время торможения. В табл.2 приведены параметры работы подающего аппарата с различным начальным давлением воздуха в пневмоприводе.

Таблица 2. Параметры работы подающего аппарата с различным начальным давлением воздуха в пневмоприводе

Труба	n , об/мин	$P_{во}$, МПа	$U_{пр}$, м/с	$S_{пр}$, м	$X_{отк}$, м	$U_{то}$, м/с	ΔX , м	$U_{вст.}$, м/с	$a_{т,2}$, м/с ²	$P_{т}$, МПа	$t_{т}$, с
168x7	68	0,4	2,1	0,93	1,01	5,01	0,0357	0,456	45,7	4,037	0,261
	68	0,45	2,1	0,93	0,995	5,26	0,0242	0,286	49,5	4,54	0,276
	68	0,5	2,1	0,93	0,984	5,51	0,0174	0,207	54,2	5,01	0,289
377x8	52	0,4	1,67	0,968	1,02	4,23	0,0138	0,112	21,8	3,2	0,359
	52	0,45	1,67	0,968	1,01	4,48	0,0283	0,087	24,2	3,62	0,377
	52	0,5	1,67	0,968	1,01	4,73	0,0059	0,0698	26,6	4,03	0,391
	52	0,55	1,67	0,968	1	4,96	0,0036	0,0573	30,1	4,45	0,402

В число приведенных параметров входят: число оборотов валков n , об/мин; начальное давление воздуха в пневмоприводе $P_{во}$, МПа; скорость прокатки U , м/с; откат подвижных масс при прокатке $S_{пр}$, м; величина полного отката подвижных масс $X_{отк}$, м; скорость подвижных масс в начале торможения $U_{то}$, м/с; отставание подвижных масс от крайнего переднего положения при захвате металла валками, ΔX , м; скорость встречи гильзы с валками $U_{вст.}$, м/с; максимальное значение ускорения торможения $a_{т,2}$, м/с²; максимальное значение давления в гидротормозе $P_{т}$, МПа; время торможения $t_{т}$, с.

Анализ результатов исследований показывает, что при прокатке труб изменением в разумных пределах (25–30%) начального давления воздуха в пневмоприводе подающего аппарата можно изменять до 10% время торможения подвижных масс. Изменение времени торможения подвижных масс возможно также с помощью изменения скоростного режима работы пилигримового стана, если это достижимо по условиям технологии прокатки.

Обобщенные результаты исследований представлены на рис.10. На рисунке показаны кривые изменения полупериода колебаний каретки при прокатке гильз длиной 4 м легкого (168x7) и тяжелого (377x8) сортамента с различными частотными характеристиками гидропривода механизма подачи. Частотные характеристики гидропривода изменялись путем изменения гидросхемы механизма подачи:

1– без изменения гидросхемы; 2– с отсечкой запорным клапаном части сливной магистрали при прокатке; 3– с установкой обратного клапана у

гидроцилиндра хода вперед; 4 – с отсечкой части сливной магистрали и обратным клапаном у гидроцилиндра хода вперед; 5– с установкой обратного клапана у гидрораспределителя (дистрибутора) на напорной магистрали; с отсечкой части сливной магистрали и обратным клапаном у гидрораспределителя на напорной магистрали.

На рис.10 выделены диапазоны значений времени торможения. Верхняя область – $0,359\text{с} < t_T < 0,402\text{с}$ – время торможения подвижных масс при прокатке труб 377x8 со скоростью вращения валков $n=52\text{об/мин}$ и начальным давлением воздуха в пневмоприводе $P_{В0} = 0,4-0,55\text{МПа}$ (см. табл.2). Средняя область – $0,316\text{с} < t_T < 0,318\text{с}$ – время торможения подвижных масс при прокатке труб 377x8 со скоростью вращения валков $n=60\text{об/мин}$, начальным давлением воздуха в пневмоприводе $P_{В0}=0,55\text{МПа}$. Нижняя затемненная область – $0,261\text{с} < t_T < 0,289\text{с}$ – время торможения подвижных масс при прокатке труб 168x7 со скоростью вращения валков $n=68\text{об/мин}$ и начальным давлением воздуха в пневмоприводе $P_{В0} = 0,4-0,5\text{МПа}$.

Анализ кривых изменения полупериода частоты колебаний каретки показывает, что предпочтительней для реализации условия синхронизации является наименьшее отклонение периода колебаний в начале и конце прокатки. Этому условию соответствуют значения частотных характеристик, полученных за счет установки обратного клапана у гидроцилиндра хода вперед (кривая 3 на рис.10) и за счет установки обратного клапана у гидрораспределителя гидроцилиндра хода вперед совместно с отсечкой части сливной магистрали (кривая 5 на рис.10). Наиболее предпочтительным является случай, показанный на кривой 5.

Основным выводом проведенных исследований является изменение приоритетов в концепции организации синхронизации. Наиболее целесообразно и важно изменение времени торможения подвижных масс за счет изменения энергетических и кинематических параметров работы стана. Второй по важности фактор – изменение различными способами частоты колебаний каретки остается базой, определяющей тренд времени полупериода колебаний каретки, с учетом которого осуществляется подстройка времени торможения. Различные аспекты этой концепции исследовались на имитационной модели пилигримового стана. В модель внесены изменения, касающиеся ввода данных, определения параметров разгона и торможения подвижных масс, определения параметров тормозного устройства. На начальной стадии исследований определяются время прокатки и

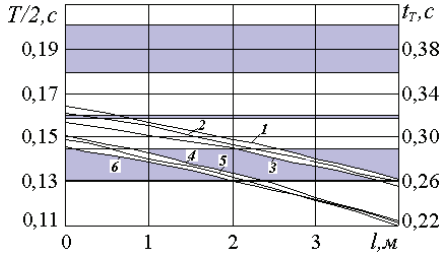


Рис. 10 – Кривые изменения $T/2$ каретки по длине гильзы при различных частотных характеристиках механизма подачи

время движения подвижных масс от валков по инерции и величина полного отката подвижных масс.

Скорость прокатки определялась по выражению $U_{\text{пр}} = \pi R_6 \omega_{\text{к}} n / 30 \text{ м/с}$.

Величина отката при прокатке

$$\text{Время прокатки } t_{\text{пр}} = S_{\text{пр}} / U_{\text{пр}}. \quad S_{\text{пр}} = K_n \mu_{\text{с}} h / \omega_{\text{к}} + \varphi_{\text{с}} R_6 \omega_{\text{к}}, \text{ м.}$$

Откат по инерции и время отката по инерции определялось по уравнению изменения кинетической энергии и количества движения [18].

В дальнейшем определялся режим торможения при постоянном ускорении торможения [18]. При определении параметров торможения задавались различными значениями величины ускорения торможения и с дискретностью $\Delta h = 0,05 \text{ м}$ вычисляли изменение скорости подвижных масс при торможении, учитывая, что скорость встречи гильзы с валками должна происходить со скоростью $dx/dt = 0$. Определялись величина отката, скорость и время торможения. Время торможения согласовывалось с полупериодом колебаний каретки. При параметрах прокатки трубы 168x7 наиболее подходящим является время торможения равное $t_T = 0,149 \text{ с}$, которое равно полупериоду колебаний каретки, в гидросхеме механизма подачи которой произведена отсечка части сливной магистрали и у дистрибутора установлен обратный клапан. Для трубы 377x8 наиболее подходящим является время торможения, равное $t_T = 0,164 \text{ с}$, которое равно полупериоду колебаний каретки при существующей схеме гидропривода механизма подачи.

Синтез тормозного устройства заключается в определении площади сечений тормозной щели $f_{(x)}$ между внутренней поверхностью тормозной буксы и плунжером воздушного цилиндра подающего аппарата по пути торможения. Площадь сечения тормозной щели определяем из уравнения движения подвижных масс подающего аппарата.

$$m_{\text{пр}} d^2x/dt^2 = p_{\text{в}} F_{\text{с}} (H/(H-S+x))^k - p_T F_T - T \text{ Sign } dx/dt, \text{ где } \delta_{\dot{\delta}} = \frac{\rho F_T^2}{2\mu^2 f_{(x)}^2} \frac{dx}{dt}.$$

Представляя $1/22/ d^2x/dt^2 = a_T$; $dx/dt = \sqrt{2\dot{\delta}(h_{\dot{\delta}} - \delta)}$ получаем

$$f_{(\delta)}^2 = \frac{\rho F_T^3 a_T (h_{\dot{\delta}} - x)}{(p_{\text{в}} F_{\text{с}} (H/(H-S+x))^k - m a_T - T)}, \quad (3)$$

где S – откат подвижных масс, м.

Профили тормозного пути рассчитывались по скорректированной методике, опубликованной в работе [26] (с учетом входного конуса тормозного устройства).

Тормозные профили были исследованы на имитационной модели. Установлено, что наиболее предпочтительным вариантом по реализации основных параметров работы подающего аппарата и условию синхронизации для прокатки труб 168x7 является тормозной профиль, выполнен-

ный на длине 0,45м с площадью тормозной щели $f_{(x)}$ изменяющейся по $f_{(x)}=32,009x^6-3,005x^5+85,774x^4-6,128x^3+13,536x^2-2,0559x+0,136$, где x – длина участка буксы. Уравнение представляет собой уравнение аппроксимации кривой изменения площади сечения буксы по ее длине полиномом шестой степени. Точность аппроксимации составляет $R^2=1$. При этом тормозном профиле обеспечивается работа подающего аппарата со скоростью встречи гильзы с валками не более $U_{вст.}=0,3\text{м/с}$ и максимальным ускорением торможения $a_T=48\text{м/с}^2$.

Для прокатки труб 377х8 наиболее предпочтительным является профиль $f_{(x)}=-52,429x^5+82,25x^4-50,142x^3+14,832x^2-2,1585x+0,136$, выполненный на длине 0,5м. Точность аппроксимации полиномиальной кривой пятой степени составляет $R^2=1$. При этом тормозном профиле обеспечивается работа подающего аппарата со скоростью встречи гильзы с валками не более $U_{вст.}=0,1\text{м/с}$ и максимальным ускорением торможения $a_T=31\text{м/с}^2$.

На рис.11 приведены осциллограммы работы подающего аппарата при прокатке труб 168х7 и 377х8 с рекомендуемыми параметрами тормозной щели и измененной гидросхемой механизма подачи (для труб 168х7). На рис.11 показано: P_T –давление в тормозной буксе, 10^{-1}МПа ; U – скорость подвижных масс, м/с; P_B – давление воздуха в камере пневмопривода, МПа; x – перемещение каретки механизма подачи, м; h – величина подачи, м.

На осциллограммах видно, что тормозные устройства с новыми параметрами и измененной гидросхемой (для труб 168х7) полностью удовлетворяют условиям синхронизации работы подающего аппарата и механизма подачи. Использование новых тормозных устройств обеспечивает согласование времени торможения и времени полупериода первого колебания каретки механизма подачи, т.е. выполняется условие $t_T=T/2$.

Выводы

Анализ исследований работы пильгерстана показал, что, помимо переменной амплитуды и частоты колебаний каретки механизма подачи, нестабильность подачи гильзы в валки пильгерстана зависит от соотношения времени торможения подвижных масс (t_T)

и времени достижения кареткой максимума перемещения в первом колебании ($T/2$). Минимальное значение отклонений подачи возможно при

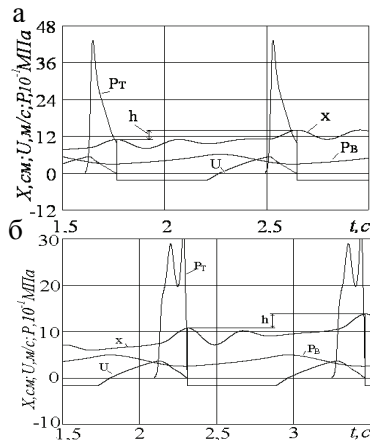


Рис.11. Осциллограммы работы подающего аппарата: а – при прокатке труб 168х7 с буксой длиной 0,45м; б – при прокатке труб 377х8 с буксой длиной 0,5м

условии $t_T=T/2$, являющимся условием синхронизации работы механизма подачи и подающего аппарата.

Реализация условия $t_T=T/2$ возможна изменением частотной характеристики механизма подачи за счет изменения объемов сливной и напорной магистрали отсечкой части магистралей в период прокатки гильзы. Комбинацией этих же способов можно частично компенсировать изменение частоты колебаний каретки по мере прокатки гильзы. Время торможения можно изменить за счет изменения длины тормозного пути и профиля тормозного устройства.

Установлено, что для прокатки труб легкого сортамента, например, диаметром 168мм с толщиной стенки 7мм (168x7) для достижения условия синхронизации работы механизма подачи и подающего аппарата необходимо на напорной магистрали гидросистемы механизма подачи у гидрораспределителя установить обратный клапан. Кроме того, при работе механизма подачи необходимо использовать отсечку части сливной магистрали запорным клапаном, установленным около гидроцилиндров обратного хода.

В подающем аппарате необходимо использовать тормозное устройство с путем торможения (l_T) уменьшенным с 0,7м до 0,45м и площадью тормозной щели $f_{(x)}$ изменяющейся по уравнению $f_{(x)}=32,009x^6-83,005x^5+85,774x^4-76,128x^3+13,536x^2-2,0559x+0,136$, где x – длина участка буксы.

При прокатке труб 377x8 для достижения условия синхронизации работы механизма подачи и подающего аппарата необходимо использовать тормозное устройство с путем торможения (l_T) уменьшенным с 0,7м до 0,5м и площадью тормозной щели $f_{(x)}$ изменяющейся по уравнению $f_{(x)}=-52,429x^5+82,25x^4-50,142x^3+14,832x^2-2,1585x+0,136$. Выполнение условий синхронизации позволяет уменьшить разброс подач более чем в 10 раз.

1. *Большаков В.И., Листопадов И.Б., Коноваленко К.В.* Анализ тенденций стабилизации подачи гильзы в валки пилигримового стана // *Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии*. Сб. трудов. – Вып.18. – 2008. – С.266–275.
2. *Кожевников С.Н., Праздников А.В.* Экспериментальное исследование подающего аппарата с гидравлическим торможением // *Изв. вузов. Чер. металлургия*. – № 12. – 1959. – С.179–188.
3. *Кожевников С.Н., Праздников А.В.* Динамика гидропривода механизма перемещения каретки подающего аппарата пильгерстана // *Изв. вузов. Чер. металлургия*. – № 8. – 1960. – С.170–194.
4. *Новые механизмы подачи пильгерстанов* / А.В.Праздников, А.М.Иоффе, В.Ф.Пешат и др. // «Черметинформация». – Информация 4, серия 8. – М., 1968. – 10с.
5. *Праздников А.В., Иоффе А.М., Листопадов И.Б.* Исследование механизмов перемещения каретки пилигримовых станов // *Металлургическое машиноведение и ремонт оборудования*. Сборник трудов. – Выпуск 1. – Днепропетровск, 1972 – С.155–158.

6. Праздников А.В., Иоффе А.М., Пешат В.Ф., Листопадов И.Б. Динамика гидравлического механизма подачи пильгерстана // 2 Всесоюзная конференция по динамике крупных машин (тезисы доклада), Свердловск, 1971 – С.26–28.
7. Листопадов И.Б. Анализ причин нестабильной подачи металла в валки пилигримового стана // Тезисы докладов VIII Всесоюзной молодежной научно–технической конференции «Научно–технический прогресс в металлургии и металловедении черных металлов», Тула, 1974– С.13–14.
8. Оборудование цехов с пилигримовыми трубопрокатными установками /С.Н.Кожевников, А.В.Праздников, А.М.Иоффе и др. – М.: Металлургия, 1974. – 256с.
9. Большаков В.И., Листопадов И.Б. Влияние параметров внешнего импульсного возмущения на реакцию гидромеханических систем // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. трудов. – Вып.5. – 2001.– С.330–336.
10. Большаков В.И., Листопадов И.Б. Особенности переходных процессов в электрогидромеханической системе периодического действия // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. трудов. – Вып.10.– 2005.– С.307–312.
11. Большаков В.И., Листопадов И.Б., Коноваленко К.В. Особенности взаимодействия пневмогидравлических и гидромеханических систем тяжелых металлургических машин // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. трудов. – Вып.17.– 2008.– С.258–266.
12. Большаков В.И., Листопадов И.Б. Пути стабилизации подачи заготовки на пильгерстане // Металлургическая и горнорудная промышленность. – №6. – 2008. – С.79–83.
13. Большаков В.И., Листопадов И.Б. Особенности работы подающего аппарата при нестабильной прокатке // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. трудов. – Вып.20. – 2009. – С.300–309.
14. Большаков В.И., Листопадов И.Б. Исследование реакции комплекса систем пильгерстана на технологическое возмущение // Металлургическая и горнорудная промышленность. – №5. – 2010. – С.108–111.
15. Богданович Л.Б. Объемные гидроприводы. – К.: Техника, 1971. – 172с.
16. Ulrich H.I. Some factors influencing the natural frequency of linear hydraulic actuators // Int. J. machin Tool Des. and Res.. – 11. – №2. – 1971. – P.23–28.
17. Ермаков В.В. Гидравлический привод металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1963. – 324с.
18. Праздников А.В. Гидропривод в металлургии. – М.: Металлургия, 1973.–336с.
19. Большаков В.И., Листопадов И.Б. Критерии точности воспроизведения на модели динамических параметров гидросистем // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. трудов. – Вып.13. – 2006. – С.315–323.
20. Большаков В.И., Листопадов И.Б. Особенности воспроизведения на моделях частотных параметров гидромеханических систем // Металлургическая и горнорудная промышленность. – №6. – 2006. – С.80–83.
21. Определение оптимальных параметров режима работы подающего аппарата пильгерстана/ С.Н.Кожевников, А.В.Праздников, А.М. Иоффе и др. // Тр. Днепропетр. Ин–та черной металлургии. Модернизация и автоматизация металлургического оборудования. – М.: Металлургия, 1965. – №20. – С.3–13.

22. *Определение* параметров подающего аппарата пильгерстана // В сб. Динамика металлургических машин. / А.В.Праздников, В.Ф.Пешат, А.М.Иоффе и др. // Тр.Днепропетр. Ин-та черной металлургии. – Т.XXXI. – М.: Металлургия, 1969.– С.120–128.
23. *Возможности* повышения производительности трубопрокатного пилигримового стана / С.Н.Кожевников, А.В.Праздников, С.Д. Гринберг и др. //Известия ВУЗов, Черная металлургия. – №7. – 1958. – С.91–109.
24. *Большаков В.И., Листопадов И.Б.* Исследование особенностей работы комбинированного тормозного устройства подающего аппарата пильгерстана // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. трудов. – Вып.21. – 2010. – С.298–307.
25. *Кожевников С.Н., Праздников А.В., Кукушкин О.Н., Иоффе А.М.* Исследование системы автоматической синхронизации работы подающего аппарата и клетки пильгерстана на электронной модели // Теория машин–автоматов и пневмогидропривода. Сб. статей. – М.: Машиностроение, 1966.
26. *Большаков В.И., Листопадов И.Б.* Влияние конструкции гидравлических тормозных устройств на качество работы подающих аппаратов пильгерстанов // Металлургическая и горнорудная промышленность. – №2. – 2009. – С.101–104.

*Статья рекомендована к печати
канд.техн.наук В.В.Веревым*

В.І.Большаков, І.Б.Листопадов

Аналіз досліджень роботи механізмів пильгерстана зі змінними динамічними характеристиками

Розроблено й досліджено способи зміни динамічних характеристик гідроприводу механізму подачі й гідрогальма подаючого апарату. Для двох типорозмірів труб легкого й важкого сортаменту виконаний синтез гальмових пристроїв подаючого апарату що мають динамічні характеристики, погоджені з характеристиками конкретних схем гідроприводу механізму подачі. Встановлено, що синхронізація динамічних параметрів дозволяє зменшити розкид подач більш ніж в 10 разів.