

УДК.: 621.941-229:681.586.6:621.9.01

**ДИНАМОМЕТРИЧЕСКИЙ РЕЗЦЕДЕРЖАТЕЛЬ С ИНДУКТИВНЫМ
ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ДАТЧИКОМ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ
ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ СИЛЫ РЕЗАНИЯ**

Турусбеков Бактыбек Сагындыкович, к.т.н., соискатель, К.И. Скрябина, Кыргызстан, 720005, г. Бишкек, ул. Медерова, 68, e-mail: tbs200618@gmail.com.

Аннотация. В статье представлены материалы по разработке информационного устройства для автоматической системы управления технологическими процессами при токарной обработке изделий, представляющего собой динамометрический резцедержатель с индуктивным датчиком дифференциального типа.

Приведены рабочие чертежи динамометрического резцедержателя, что позволяет его изготовление применительно к серийным токарным станкам, а математические модели составлены для расчета параметров индуктивного датчика, я необходимых для обоснования его основных показателей: чувствительности, надежности работы на заданном диапазоне работы.

Разработанный динамометрический резцедержатель с индуктивным датчиком, предназначенный для преобразования сил резания при токарной обработке в электрический сигнал, рекомендуется использовать в автоматических системах управления технологическими процессами как при черновой, так и чистовой обработок.

Ключевые слова: резец, токарный станок, датчик, индуктивность, силы резания, упругие деформации, магнитопровод, преобразователь, электрическая схема, математическая модель.

**DINAMOMETRICAL TOOLHOLDER DEVICE WITH INDUCTIVE DIFFERENTIAL
SENSOR FOR MEASUREMENT TANGENTIAL COMPONENT OF CUTTING FORCE.**

Turusbekov Baktybek Sagyndykovich, Candidate of Technical Sciences, applicant, K.I. Skryabin, Kyrgyzstan, 720005, Bishkek, 68 Mederov Street, Bishkek, e-mail: tbs200618@gmail.com.

Abstract: The article presents materials on development of an information device for automatic control system of technological processes during turning of products, which is a dynamometer cutter holder with an inductive sensor of differential type.

Working drawings of the torque tool holder are given, which allows its manufacturing as applied to serial turning machines, and mathematical models are made to calculate the parameters of the inductive sensor, which is necessary to substantiate its main indicators: sensitivity, reliability of work on a given range of work.

We have developed a dynamometer cutter holder with an inductive sensor designed to convert cutting forces during turning into an electrical signal. It is recommended to use this tool in automatic process control systems for both roughing and finishing.

Keywords: cutter, lathe, sensor, inductance, cutting forces, elastic deformations, magnetic wire, transducer, electric circuit, mathematical model.

Введение. Известно, что проблемным вопросом при разработке автоматических систем управления технологическими процессами является создание надежного,

высокочувствительного информационного устройства – датчика, измеряющего силу резания и преобразующего ее в электрический сигнал, от качественной работы которого в большей степени зависит качественная работа всей автоматической системы управления [1, 2].

Цель и методы решения поставленной задачи.

Основная цель – разработка динамометрического резцедержателя с датчиком для измерения сил резания при токарной обработке с последующим преобразованием их в электрические сигналы для автоматического управления технологического процесса.

При этом должны быть выполнены требования, предъявляемые к данному устройству: простота конструкции, нетрудность в изготовлении, высокая чувствительность и надежность в работе.

Поставленная задача решена путем использования основных положений технологии машиностроения, механики и электротехники и приборостроения.

Известно, что определение значения касательной или иногда принято говорить тангенциальной силы резания P_z необходимо для расчёта на прочность инструмента, деталей главного движения станка, подсчёта крутящего момента и потребной мощности для вращения обрабатываемой детали [3, 4].

Кроме того, зная значения P_z при токарной обработке, можно рассчитать и другие составляющие силы резания радиальную и осевую:

$$\begin{cases} P_y = (0,4 \div 0,5) P_z, \\ P_x = (0,3 \div 0,4) P_z. \end{cases} \quad (1)$$

На рис. 1 представлена разработанная нами конструкция динамометрического резцедержателя с бесконтактным дифференциальным индуктивным датчиком.

Конструкция его подробно разработана со всеми необходимыми видами, разрезами, а также основными установочными размерами, позволяющими произвести детализовку и его

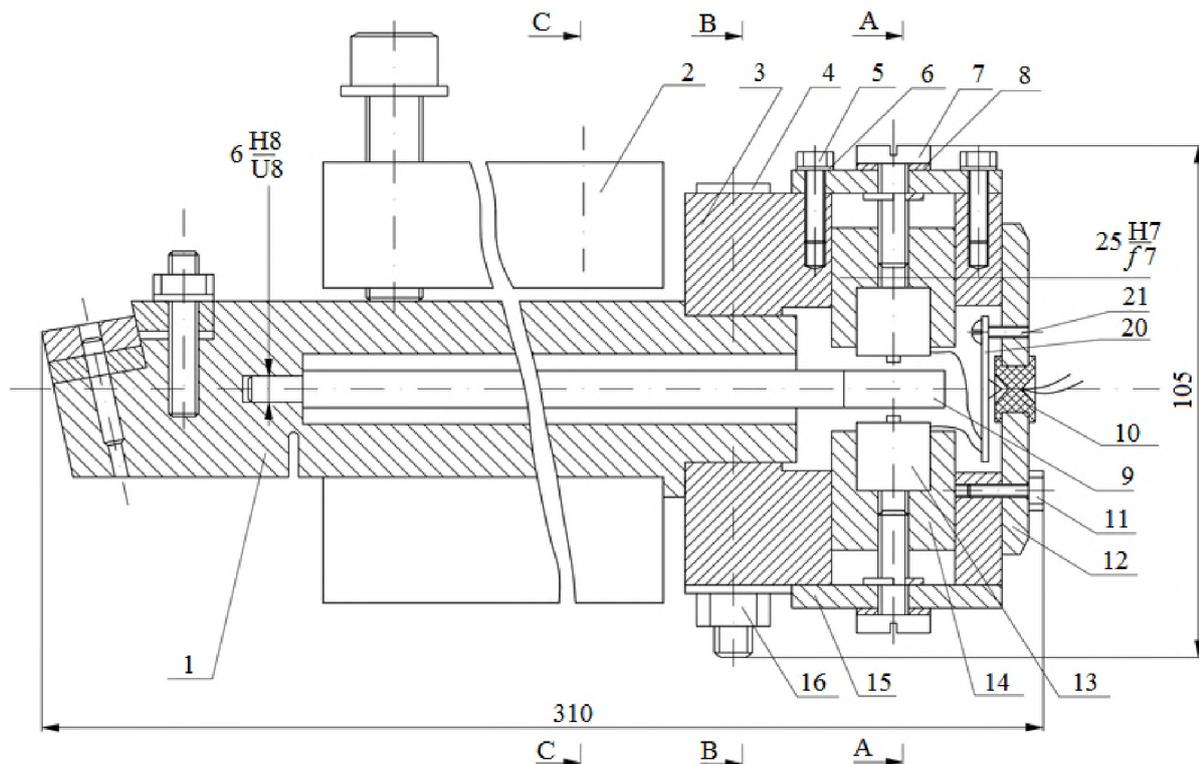


Рис. 1. Конструкция динамометрического резца

изготовление.

Основными элементами динамометрического резцедержателя являются (рис. 2): корпус резца – 1, в котором устанавливается инструмент – резец; корпус датчика – 3 с крепежными болтами – 4; регулировочные винты – 7; якорь индуктивного датчика – 9; крышка корпуса датчиков – 15; стопорные винты – 16.

Сила резания, как известно не только зависит от скорости резания, подачи, глубины резания и др., но зависит ещё от геометрии режущего инструмента, поэтому для поддержания постоянного значения этого параметра применена стандартная съёмная пластина из твёрдого сплава Т15К6, имеющая квадратную форму с длиной 29 мм. Главный угол в плане резца $\gamma = 45^\circ$.

Работа динамометрического резца с дифференциальным индуктивным датчиком.

С помощью регулировочных винтов 7 между датчиком 13 и якорем 9 устанавливается первоначальный зазор δ_0 в соответствии с выходным напряжением усилителя.

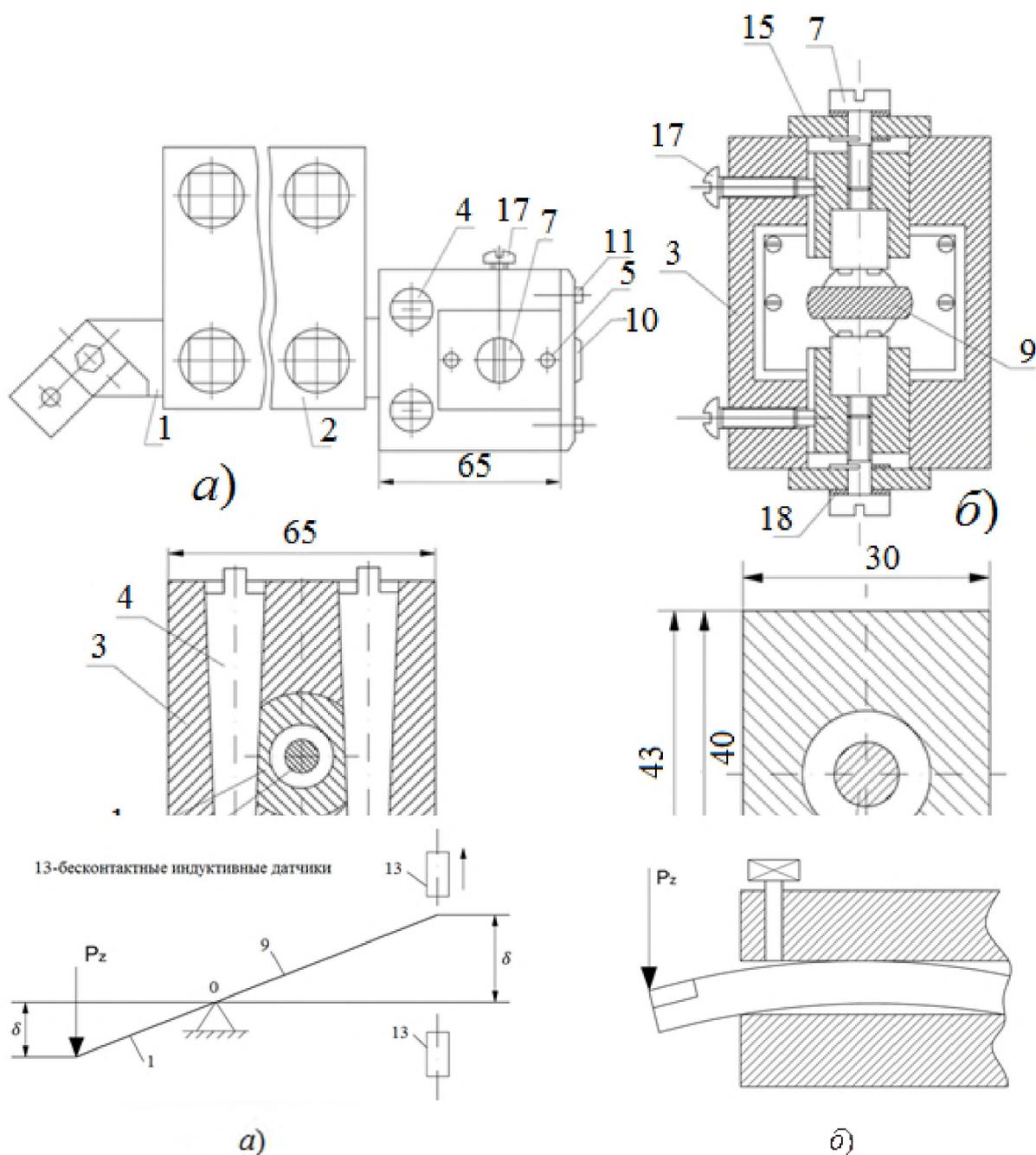


Рис. 3 Схема деформации резца: а) упругого перемещения резца; б) под действием силы P_z .

При обработке детали сила резания P_z стремится изогнуть конец резца 1, выходящий из резцедержки. При этом изменяется положение запрессованного внутри корпуса якоря 9.

Схема процесса показана на рис. 3, а.

Роль неподвижной точки опоры O выполняет место края резцедержки (рис. 3, б). Прорезь в головке резца глубиной 10 мм дополнительно позволяет деформироваться резцу именно в этом месте. Якорь 9 перемещается в вертикальной плоскости не строго параллельно горизонтали, а по радиусу $R = 230$ мм. В связи с тем, что величина приращения зазора намного меньше длины якоря 9, данным фактором можно пренебречь.

Систему можно рассматривать как двухплечевой рычаг, а длины плеч различны, величина δ_0 равна:

$$\delta_0 = \delta_1 \frac{l_1}{l_2} \quad (2)$$

где l_1 – вылет резца; l_2 – рабочая длина якоря.

Соотношение $\frac{l_1}{l_2} = \frac{230}{50} = 4,6$. Под действием изгибающей тангенциальной силы резец деформируется по следующей схеме (рис. 3, б).

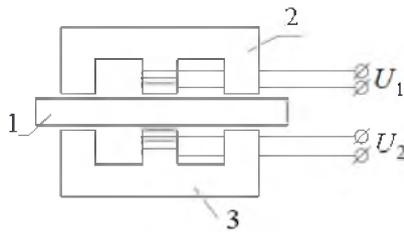


Рис. 4. Схема дифференциального индуктивного датчика

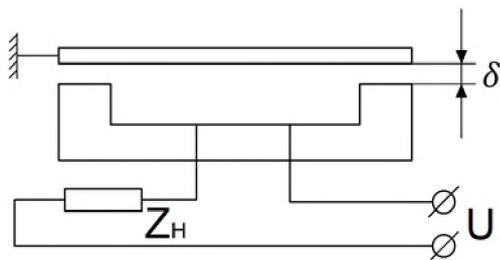


Рис. 5. Расчетная схема датчика

Если при перемещении якоря 1 вниз увеличивается зазор между якорем и первой катушкой 2, то зазор между якорем и второй катушкой 3 будет уменьшаться, что приводит к изменению индуктивности обеих катушек и чувствительность измеряемой системы увеличивается в два раза.

В индуктивных датчиках, как известно, переменным параметрам является индуктивное сопротивление, которое равно: $X_l = \omega L$ (3), где

ω – частота тока;

L – индуктивность, изменяющаяся при

перемещении якоря датчика. Индуктивность датчика (рис. 5) будет изменяться в связи с изменением воздушного зазора δ по формуле:

$$L_x = \frac{W^2}{R_{mc} + 2 \frac{\delta}{4S\pi \cdot 10^{-9}}} \quad (4)$$

где L_x – переменная индуктивность (Гн); W – число витков катушки; R_{mc} – магнитное сопротивление сердечника и якоря (1/Гн); S – площадь сечения провода.

При насыщенном магнитопроводе: $R_{mc} \ll 2(\delta/4S\pi \cdot 10^{-9})$ следовательно, расчёт можно вести по формуле: $L_x = W^2 / (R_{mc} + 2(\delta/4S\pi \cdot 10^{-9}))$

Для тока в цепи нагрузки I , включенная последовательно в цепь датчика имеет место управление:

$$I = \frac{U}{Z_H + (R + j\omega L_x)} = \frac{U}{(R_H + R) + j\omega(L_H + L_x)} = \frac{U}{(R_H + R) + j\omega(L_H + k \cdot (S/\delta))} \quad (5)$$

Тангенс угла сдвига фаз равен

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{\omega(L_H + L_x)}{R_H + R} = \frac{\omega(L_H + k \cdot (S/\delta))}{R_H + R}, \quad (6)$$

где R – электрическое сопротивление обмотки датчика; $Z_H = R_H + j\omega L_H$ – полное комплексное сопротивление нагрузки.

Амплитуда тока в цепи нагрузки, включенной последовательно с обмоткой датчика, равна:

$$I = \frac{U_m}{\sqrt{(R_H + R)^2 + \omega^2(L_H + k \cdot (S/\delta))^2}} = \frac{U_m}{\sqrt{R_\varepsilon^2 + \omega^2(L_H + k \cdot (S/\delta))^2}} \quad (7)$$

Для дифференциального индуктивного датчика (рис. 8) токи в обеих катушках будут равны:

$$I_{M1} = \frac{U_m}{\sqrt{R_\varepsilon^2 + \omega^2(L_H + k \cdot (S/\delta))^2}}; \quad I_{M2} = \frac{U_m}{\sqrt{R_\varepsilon^2 + \omega^2(L_H + k \cdot (S/(\delta - \delta_0)))^2}} \quad (8)$$

Сила магнита притяжения определяется по следующей формуле:

$$P_s = 2k_0 \frac{U^2}{S}, \quad (9)$$

где k_0 – коэффициент, зависящий от материала и геометрических параметров магнитопровода.

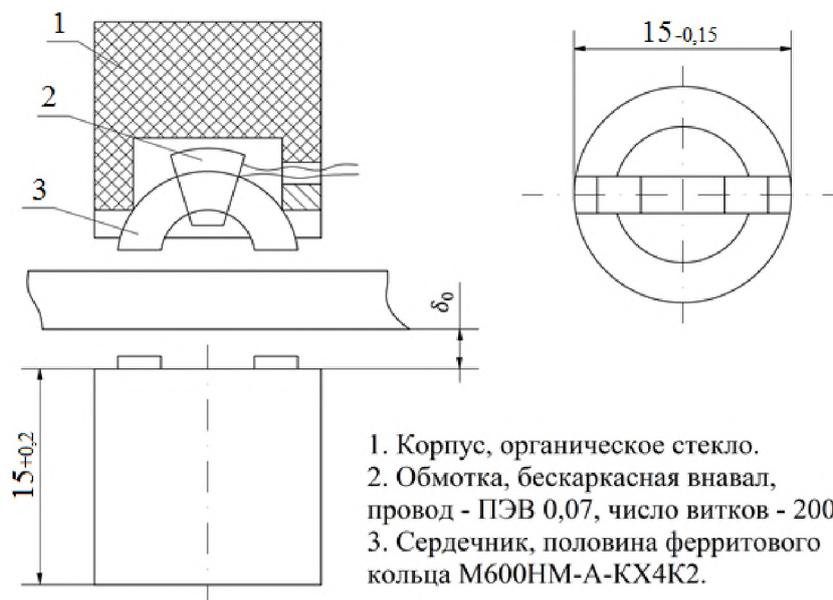


Рис. 6. Обмотка преобразователя

Эта сила может вносить определённые погрешности в измерительном устройстве, снижая чувствительность датчика, поскольку она направлена против движения измерительного стержня, если обычный датчик. В дифференциальном индуктивном датчике этот недостаток устраняется в связи с тем, что силы магнитного притяжения в двух воздушных промежутках уравнивают друг друга.

Датчик, представленный на рис. 6, выполнен на половине ферритового кольца М6000НМ-А-К7х4х2 (ГОСТ 14208-77). Выбор сердечника в форме полукольца продиктован следующими соображениями: во-первых, длина части магнитопровода, приходящаяся на долю сердечника, меньше, чем у П-образного сердечника, следовательно, часть магнитного сопротивления, приходящаяся на долю сердечника, минимальна; во-вторых, при кольцевом сердечнике величина потоков рассеяния меньше, что тоже приводит к увеличению относительного влияния магнитного сопротивления при изменении зазора.

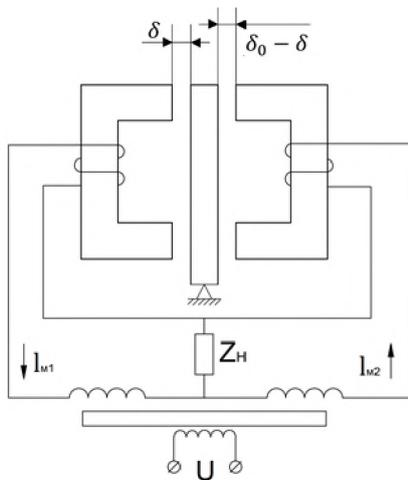


Рис. 7. Расчетная схема дифференциального

преобразователя. Обмотка преобразователя, по выполнена проводом ПЭВ-0,07, число витков 200. Катушка с ферритовым сердечником помещена в стакан из органического стекла (рис. 7), диаметр стакана 15 мм, длина 15 мм. Внутренняя часть стакана, где находится катушка, залита эпоксидной смолой, стакан имеет прорезь, в которую помещают полюсные части сердечника.

Для повышения крутизны характеристики преобразователя использованы два идентичных преобразователя, включенные в соседние плечи мостовой схемы (рис. 7), а в системе СПИД они скомпонованы так, что возрастание зазора у одного преобразователя сопровождается уменьшением у другого.

Характеристика индуктивного преобразователя – зависимость индуктивности от зазора представлена на рис. 8 [7, 8].

Из графика (рис. 8) видно, что характеристика индуктивного преобразователя с переменным зазором не линейна. Для повышения чувствительности преобразователя $dL/d\delta$

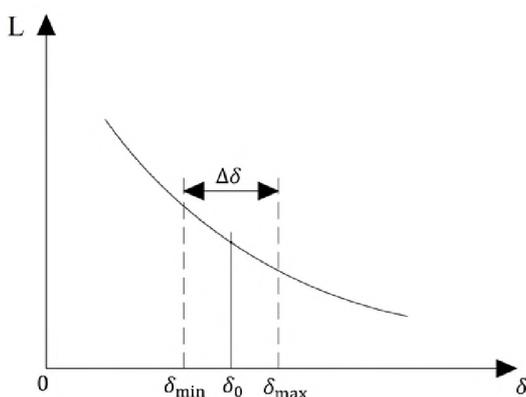


Рис. 8. Зависимость $L = f(\delta)$

величину воздушного зазора следует уменьшать, т.е. рабочий участок $\Delta\delta = \delta_{\max} - \delta_{\min}$ необходимо ограничивать допустимыми зазорами δ_{\max} и δ_{\min} , при этом минимальная величина воздушного зазора должна быть тем больше, чем больше диапазон изменения зазора в процессе измерения, что вполне соответствует пределам изменения величин деформации режущего инструмента при токарной обработке.

Для данного динамометрического резцедержателя с индуктивным датчиком рекомендуется следующее соотношение $\Delta\delta/\delta_0 = 0,14$, что позволяет иметь нелинейность

меньше 1,5%, а применение индуктивного преобразователя дифференциального типа увеличивает чувствительность по сравнению с обычным датчиком примерно 2 раза и является менее чувствительным к колебаниям окружающей температуры, питающего напряжения и его частоты.

Выводы.

1. Разработана оригинальная конструкция динамометрического резцедержателя с индуктивным датчиком дифференциального типа являющимся информационным устройством, предназначенным для измерения силы резания при токарной обработке с последующим преобразованием ее в электрический сигнал.

2. Устройство отличается простотой конструкции, легко в изготовлении, а применение дифференциального индуктивного датчика обеспечивает его высокую чувствительность и точность измерения.

3. Разработанный динамометрический резцедержатель рекомендуется использовать как информационное устройство для автоматизации технологических процессов при токарной обработке, что обеспечить высокое качество изготовления изделий.

Литература

1. Адаптивное управление станками. Под редакцией проф. Балакшина Б.С. – М.: Машиностроение, 1998, – 680 с.

2. Ившин В.П. Современная автоматика в системах управления технологическими процессами. – М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013, – 400 с.

3. Суслов А.Г., Дальский А.М. Научные основы технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 2002. – 684 с.

4. Аршинов В.А., Алексеев Г.А. Резание металлов. – М.: Машиностроение, 1976. – 430с.

5. Волосов С.С., Педь Е.Н. Приборы для автоматического контроля в машиностроении. – М.: 1970. – 300 с.

6. Информационно-измерительная техника и технологии. /Под ред. проф. Г.Г. Раннова – М.: Высшая школа, 2002, – 210 с.

7. Иванов А.Г. и др. Измерительные приборы в машиностроении. – М.: Машиностроение, 2018. – 254 с.

8. Барклайд И.М. и др. Датчики и измерительные головки. – М.: Машгиз, – 2001, – 168с.

УДК.: 62-553:621.961.02

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ И СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Турусбеков Бактыбек Сагындыкович, к.т.н., соискатель, К.И. Скрыбина, Кыргызстан, 720005, г. Бишкек, ул. Медерова, 68, e-mail: tbs200618@gmail.com.

Аннотация. Известно, что в машиностроении проблемным вопросом при разработке гидроприводов является правильный выбор существующего способа регулирования его скоростей движения с учетом обеспечения эффективного использования подводимой мощности при выполнении технологического процесса, а также стабилизации величин подач инструмента.

В связи с этим рассмотрены существующие способы регулирования скоростей движения гидропривода станков, проанализированы их преимущества и недостатки, разработаны рекомендации по их применению к конкретным видам механических обработок изделий на металлорежущих станках, а также представлены результаты исследования

разработанных различных схем стабилизации скоростей движения его исполнительного органа, что позволяет сделать правильный выбор по их применения в станках различного назначения.

Разработанная автоматическая система стабилизации скорости движения гидропривода, используемая в гидросуппортах подачи инструмента прост, по схемному решению и содержит стандартные и унифицированные элементы и легко реализуется для практического применения. Правильный выбор элементов системы при соответствующей настройке позволяет иметь стабильные скорости подачи гидропривода не зависимо от изменения нагрузки на нем, что особенно важно при чистовой обработке деталей.

Ключевые слова: гидропривод, регулирование скоростей движения, дроссельное, объемное, дискретное, механическая характеристика, металлорежущие станки, стабилизация.

REGULATORY RESEARCH AND HYDRAULIC SPEED STABILITY MACHINE TOOLS

Turusbekov Baktybek Sagyndykovich, Candidate of Technical Sciences, applicant, K.I. Skryabin, Kyrgyzstan, 720005, Bishkek, 68 Mederov Street, Bishkek, e-mail: tbs200618@gmail.com.

Abstract: The Candidate of Technical Sciences, K.I. Skryabin, Kyrgyzstan, 720005, Bishkek, 68 Mederov Str. It is known that in mechanical engineering the problem issue in the development of hydraulic drives is the correct choice of the existing method of regulation of its speed with the account of ensuring the effective use of the input power in the process, as well as stabilizing the values of tool feed.

In this connection the existing ways of regulation of speeds of a hydraulic drive of machine tools are considered, their advantages and lacks are analyzed, recommendations on their application to concrete kinds of mechanical processing of products on metal-cutting machine tools are developed, and also results of research of developed various schemes of stabilization of speeds of movement of its executive body that allows to make a correct choice on their application in machine tools of various function are presented.

The developed automatic system of speed stabilization of hydraulic drive, used in hydrosuppers of tool feeding is simple, according to the scheme solution and contains standard and unified elements and is easily realized for practical application. The correct selection of system elements at the appropriate setting allows for stable hydraulic feed speeds regardless of load changes, which is especially important in the finishing of parts.

Keywords: hydraulic drive, speed control, throttle, volume, discrete, mechanical characteristic, metal-cutting machines, stabilization.

Инженерно-техническим работникам, занимающимися разработкой гидравлических систем металлорежущих станков различного назначения, возникают вопросы правильного выбора способа регулирования скоростей движения исполнительных органов, например, гидросуппорта станка с режущим инструментом, гидромотора фрезерной головки и т.д., а также решить вопросы стабилизации их скоростей движения независимо от нагрузки, что позволяет в конечном итоге повышению качества изготовления продукции.

Известно, что регулирование скорости гидропередачи или гидропривода можно разделить на следующие четыре вида [1, 2, 3]:

1. Гидропередачи дроссельного типа, в которых регулирование скорости осуществляется с помощью сопротивлений, установленных в гидравлических магистралях.

2. Гидропередачи объемного типа, в которых скорости осуществляется путем одновременного или отдельного изменения объема рабочих камер насоса или гидродвигателя.

3. Гидропередачи струйного типа, в которых скорости движения гидродвигателей осуществляется при помощи струйной трубки.

4. Гидропередачи дискретного типа, в которых скорости движения гидродвигателей осуществляется изменением формы и частоты импульса расхода.

Наиболее широкое применение в средних и тяжелых станках нашло объемное регулирование скоростей движения гидродвигателей по следующим схемам, представленным на рис. 1.

В схеме на рис. 1, а регулирование скорости движения силового цилиндра

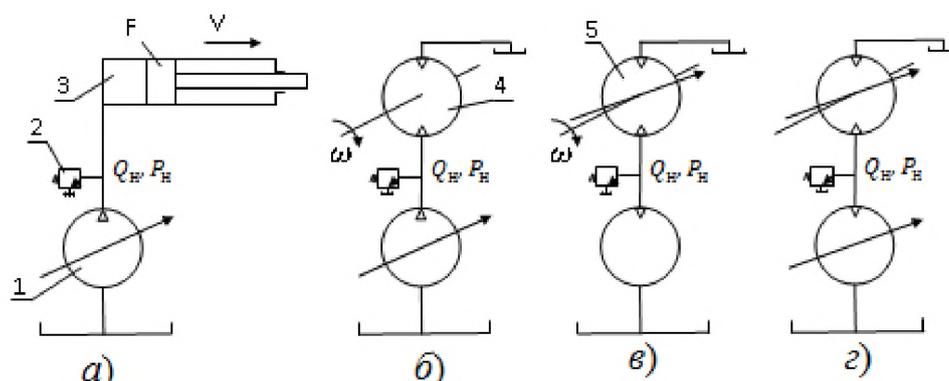


Рис. 1. Способы объемного регулирования скоростей движения гидродвигателя:

осуществляется за счет изменения производительности насоса, т.е. $Q_n = \text{var}$; $F = \text{const}$, скорость силового цилиндра $v = Q_n / F$.

В схеме на рис. 1, б в качестве двигателя применен гидромотор, объем рабочей камеры является постоянным, а его скорость регулируется за счет изменения производительности насоса, т.е. $Q_n = \text{var}$; $F = \text{const}$ и $n = Q_n / q_m$, где q_m – объем рабочей жидкости, необходимый на один оборот гидромотора.

В схеме на рис. 1, в гидромотор является регулируемым, т.е. объем его рабочей камеры может измениться, $q_m = \text{var}$, а $Q_n = \text{const}$, поскольку применен насос постоянной производительности.

В схеме на рис. 1, г регулирование скорости движения гидродвигателя может осуществляться одновременно за счет изменения рабочих камер насоса и гидромотора, т.е. $Q_n = \text{var}$ и $q_m = \text{var}$.

Следует сразу же отметить, что схема на рис. 1, г не получила распространение в машиностроении в связи с тем, что ее эффективность невелика, а система управления сложная.

Наиболее широкое применение в станках нашли схемы на рис. 1, б и на рис. 1, в. Рассмотрим их особенности, для этого запишем формулу мощности гидромотора:

$$N = \frac{Q_n P_M}{612} \eta_{\text{мех}}, \quad (1)$$

где: Q_n – расход, поступающий от насоса в гидромотор; P_M – давление в гидромоторе; $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД гидромотора.

Предположим, что регулирование скорости гидромотора осуществляется за счет изменения производительности насоса (схема на рис. 1, б), тогда

$$Q_n = \frac{q_n n_n \eta_n}{1000}, \quad (2)$$

где: q_n – удельная подача насоса; n_n – число оборотов работающего органа насоса; η_n – КПД насоса.

Отсюда легко убедиться, что при объемном регулировании скорости вращения гидромотора путем изменения производительности насоса мощность на валу гидромотора меняется пропорционально параметру регулирования Q_n .

Крутящий момент на валу гидромотора равен:

$$M = 975 \frac{N}{n_m},$$

где: n_m – число оборотов гидромотора.

$$n_m = \frac{1000 \cdot Q_n \cdot \eta_{vm}}{q_m},$$

где: η_{vm} – объемный КПД гидромотора, следовательно, с учетом (1) получим:

$$M = 975 \frac{q_m P_m}{1000 \cdot 612} \eta_{mex}. \quad (3)$$

Из (3) видно, что величина крутящего момента от меняющейся производительности насоса не зависит, следовательно, остается величиной постоянной.

Посмотрим, что будет происходить с мощностью и моментом на валу гидромотора, если регулирование скорости его вращения осуществляется путем изменения объема рабочей камеры гидромотора (рис. 1, в).

$$N = \frac{Q_n \eta_{vm} P_m}{612} \eta_{mex}. \quad (4)$$

Поскольку $Q_n = const$, то $N = const$, поэтому:

$$M = 975 \frac{q_m q_n P_m}{1000 \cdot 612} \eta_{mex}. \quad (5)$$

Следовательно, крутящий момент на валу гидромотора будет пропорционально изменяться объему рабочей камеры гидромотора.

Регулирование изменением производительности насоса – есть регулирование при постоянном крутящем моменте – схема на рис. 1, б, а регулирование изменением объема рабочей камеры гидромотора – есть регулирование при постоянной мощности.

На основании этих утверждений можно сформулировать рекомендации по применению объемного регулирования в металлорежущих станках:

1. В станках, предназначенных для чистовой обработки, важным условием является постоянство сил резания, что позволяет получать изделия с высокой точностью геометрических размеров, а также повышение стойкости инструмента, поэтому для них рекомендуется объемное регулирование при постоянном крутящем моменте;

2. При черновой обработке, когда резанием снимаются большие припуски и при этом их величина не постоянная, возникают значительные переменные силы резания, которые способствуют быстрому износу и иногда поломке инструмента, необходимо снижать скорость вращения инструмента (фрезерные станки), поэтому для этого случая рекомендуется объемное регулирование при постоянной мощности.

При этом повышается стойкость инструмента и предотвращается его поломка.

При выборе способа объемного регулирования для чернового и чистового вида обработок важное значение имеет механическая характеристика гидромотора, которая показывает зависимость между скоростью и моментом нагрузки.

При малых изменениях параметра регулирования насоса и момента нагрузки приращение скорости гидромотора определяется линейным уравнением [4]:

$$\Delta\omega = K_n \Delta\gamma - \frac{\Delta M}{F_x}, \quad (6)$$

где: $F_x = \partial M / \partial \omega$ – коэффициент жесткости механической характеристики; K_n – коэффициент усиления насоса; $\Delta\gamma$ – приращение параметра регулирования $\Delta\omega$ и ΔM – соответственно приращения угловой скорости и момента нагрузки.

Коэффициент жесткости механической характеристики зависит от утечек жидкости в насосе и гидромоторе и может быть определен по формуле:

$$F_{ж} = \frac{W^2}{r_n - r_m}, \quad (7)$$

где: W – удельный объем в $\text{см}^3/\text{рад}$ – объем рабочей жидкости, необходимый для поворота вала гидромотора на 1 радиан; r_n и r_m – соответственно коэффициенты утечек насоса и гидромотора.

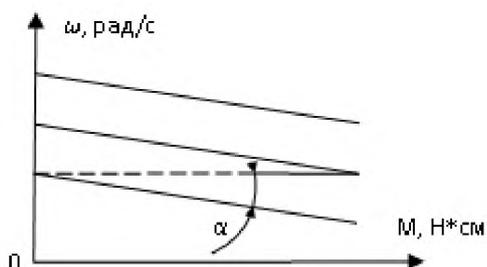


Рис. 2. Механическая характеристика гидропривода с объемным

Графики механических характеристик представлены на рис. 2.

Жесткость механической характеристики зависит от угла наклона α . Гидропривод обладает жесткой механической характеристикой, если значение угла α малое, следовательно, такой привод рекомендуется использовать для станков, предназначенных для чистовых видов обработок, а

при большом значении α следует применять гидропривод для черновых видов обработок по тем же причинам, указанным выше.

Другой важной характеристикой гидропривода с объемным регулированием является скоростная, которая представлена на рис. 3 она необходима для правильного выбора коэффициента усиления гидромотора, характеризующего быстроту изменения скорости вращения выходного вала.

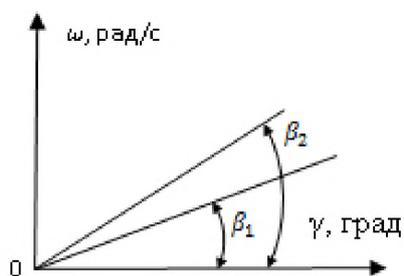


Рис. 3. Скоростная характеристика гидропривода с объемным

Для быстрого возрастания скорости гидромотора необходимо выбирать угол наклона β с большим значением, что соответствует большей величине коэффициента усиления.

Известно, что условия процесса обработки изменяются случайным образом во времени по следующим причинам:

– непрерывно изменяются режущие свойства инструментов, которые невозможно определить в

данный момент времени;

– неопределенны свойства всей технологической системы (упругие и температурные деформации, вибрации);

– для каждой заготовки из обрабатываемой партии имеется разброс припусков, твердости, структуры металла и др.

Система управления, обеспечивающая автоматическое приспособление процесса обработки заготовки к изменяющимся условиям работы по определенным критериям называется адаптивной [5]. Адаптация осуществляется на основе информации, получаемой системой управления непосредственно в процессе обработки заготовок.

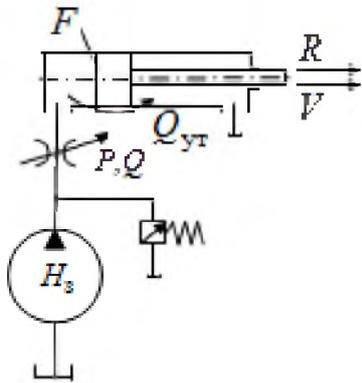


Рис. 4. Схема регулирования скорости движения поршня с

В связи с этим следует рассмотреть вопросы стабилизации скоростей движения гидропривода. От стабилизации скорости движения рабочего органа гидропривода, используемого в станках, зависит качество изготовления и производительность продукции.

Существуют многочисленные методы стабилизации скорости движения рабочего органа гидропривода, предусматривающие использование стабилизирующей аппаратуры: дросселя с регулятором, редукционного клапана, следящих распределителей и др. Конструкция и работа этих стабилизирующих устройств, а также работа различных систем, включающих вышеперечисленные элементы, рассмотрены в литературе [2] и поэтому нет надобности подробно останавливаться на их описании.

Вначале рассмотрим причины возникновения неравномерности скорости движения в гидроприводах [6]:

1. Структурная неравномерность, она зависит от принятой схемы гидравлической системы.

Она появляется следующим образом: при изменении нагрузки меняется величина перепада давления в дросселе, что ведет к изменению количества жидкости, протекающей через дроссель в единицу времени. В результате этого изменяется скорость движения поршней;

2. Переменность внутренних утечек, как известно, в насосе, в силовом цилиндре и аппаратуре управления, в которых масло находится под различными по величине давлениями, разделены соприкасающимися поверхностями подвижных и неподвижных частей соответствующих элементов, даже в случае самой тщательной пригонки этих частей, масло переходит из полости высокого давления в полость низкого давления, что отражается на скорости движения силового органа;

3. Изменение внутреннего состояния рабочей среды в процессе эксплуатации гидравлической системы, например, изменения вязкости масла под действием температуры, сжимаемости рабочей жидкости.

Можно принять, что степень неравномерности скорости движения в целом является алгебраической суммой составляющих неравномерностей, обусловленных вышеперечисленными причинами.

Рассмотрим гидравлическую систему, предназначенную для регулирования скорости движения привода. Принципиальная схема такого привода показана на рис. 4.

Регулирование скорости поршня происходит за счет изменения величины зазора в дросселе.

Жидкость от насоса постоянной производительности H_3 через дроссель поступает в цилиндр и оказывает давление на поршень. Величина давления в силовом цилиндре зависит от нагрузки. При увеличении внешней нагрузки R в силовом цилиндре за счет роста давления возрастает количество утечек и скорость поршня снижается. Этот процесс можно описать формулой [7]:

$$V = \frac{\mu F_{\sigma} \sqrt{2g \left(P_n - \frac{R}{F} \right)}}{F} - K_{yt} \frac{R}{F^2}, \quad (8)$$

где: μ – коэффициент расхода; γ – удельный вес жидкости; F_{σ} – площадь проходного отверстия дросселя; g – ускорение свободного падения; P_n – давление, создаваемое насосом постоянной производительности; R – нагрузка на поршень; F – эффективная площадь поршня; K_{yt} – коэффициент утечек.

Из формулы (7) видно, что при минимальной нагрузке скорость будет постоянной, т.е. утечки минимальны.

$$K_{yf} \frac{R}{F^2} \rightarrow 0$$

Недостатками данной системы являются: низкий КПД, неудовлетворительные динамические характеристики, обусловленные отсутствием аппаратуры слежения, низкое быстродействие в силу того, что требуется значительный промежуток времени для стабилизации скорости движения исполнительного органа.

В системах с дроссельным способом регулирования производительность насоса, а следовательно, и мощность, потребляемая им, постоянны. Характерным для этого способа является неравенство

$$Q_n > FV_p, \tag{9}$$

где: Q_n – производительность насоса, см³/мин; F – эффективная площадь, см²; V_p – скорость исполнительного механизма, см/мин.

При таком условии избыточная часть жидкости от насоса через напорный золотник поступает в бак, не выполнив никакой полезной работы. В схеме на рис. 5 поток жидкости, идущий от насоса 1, подводится к цилиндру 4 через распределитель 3. Скорость поршня, также как в системах, показанных на рис. 1, определяется настройкой дросселя 5.

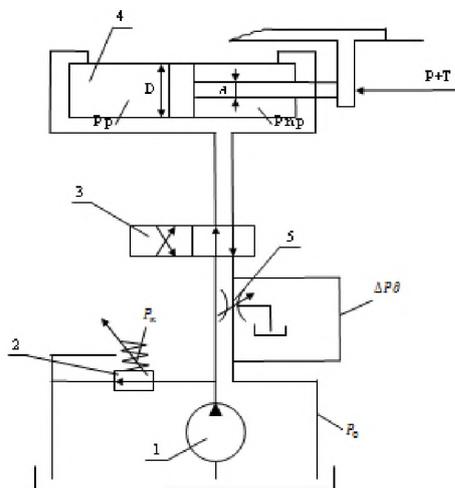


Рис. 5. Схема с дроссельным способом регулирования скорости. Дроссель

При закрытом дросселе скорость поршня равна нулю; по мере открытия щели в дросселе часть жидкости начинает циркулировать в бак, а скорость поршня будет возрастать.

Таким образом, можно сделать вывод, что нестабильность скоростей движения силового цилиндра обусловлены двумя причинами:

- структурная неравномерность дросселей;
- изменение внутренних утечек в гидросистеме.

Рассмотрим пример стабилизации скоростей движения гидропривода, являющейся обычным методом, широко применяемым с использованием стабилизации скорости, представляющих комбинацию дросселя с редуционным клапаном, включенным последовательно или параллельно дросселю, характеризуется тем, что силовой канал, через

который осуществляется привод исполнительного органа используется, кроме того, и для управления скоростью движения, т.е. через него осуществляется передача команды на заданную скорость движения и контроль за ее выполнением. В результате объединения силового и управляющего клапанов при изменении нагрузки на силовом цилиндре его скорость изменяется за счет внутренних утечек во всей системе. Вследствие этого изменяется скорость движения рабочего органа станка, хотя изменение в настройке скоростей движения этого органа не было произведено.

Теоретический анализ системы с использованием в качестве стабилизирующего элемента дросселя с регулятором показывает, что неравномерность скорости движения силового цилиндра [8, 9]:

$$\delta = \frac{K_c R}{F_1 Q_{зад}}, \tag{10}$$

где: $K_c = K_{ан} + K_{ц}$ – суммарный коэффициент утечек в силовом канале; $K_{ан}$ – коэффициент утечек в аппаратуре силового канала; $K_{ц}$ – коэффициент утечек в силовом цилиндре; R – полезная нагрузка; F_1 – эффективная площадь поршня; $Q_{зад} = F_1 \cdot V_T$ – задающий расход; V_T – теоретическая скорость движения силового цилиндра при отсутствии сил сопротивления и объемных потерь.

Анализ формулы (10) показывает, что неравномерность скорости движения силового органа гидропривода прямо пропорциональна нагрузке R и коэффициенту утечек, зависящий от качества изготовления и сборки элементов гидроавтоматики.

Нами разработана схема на рис. 5, суть которой состоит в том, что если лишить силовой канал некоторых функций управления, например, задавать требуемую скорость движения силового рабочего органа и осуществлять контроль за ее соблюдением по другому каналу, то при этом представляется возможность в данном канале создавать давление, которое практически не будет зависеть от нагрузки на силовом органе и будет оставаться постоянным при изменении давления в силовом канале. На рис. 6 представлена принципиальная схема стабилизации скорости движения силового цилиндра с помощью обратной гидравлической связи.

Предположим, что нагрузки на силовой цилиндр 1 возросла. Давление в рабочей полости силового цилиндра также увеличивается, что ведет к возрастанию внутренних утечек и снижению скорости поршня силового цилиндра [10].

При этом снижается и скорость поршня вспомогательного цилиндра 2, что ведет к появлению избыточного расхода в канале «а», т.к. задающий расход становится больше потребляемого. Давление в канале управления несколько возрастает, и золотник регулирующего клапана 3 смещается влево и щель «m» увеличивается, возрастает и расход, поступающий в силовой цилиндр и скорость его поршня, восстанавливается до заданного значения.

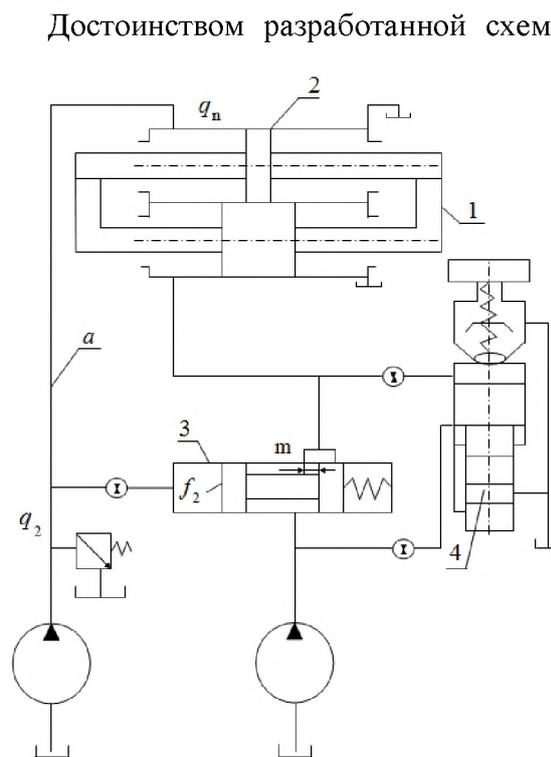


Рис. 6. Принципиальная схема стабилизации скорости силового цилиндра с

Достоинством разработанной схемы является высокая степень стабилизации при правильном расчете его основных параметров, которые могут быть определены следующими формулами: $(q_3 - q_n)R_r \cdot f_s = \Delta m c$, $\Delta Q = K_s \cdot \Delta m$, где: q_3 – задающий расход в начале управления; q_n – потребляемый расход вспомогательными цилиндрами; R_r – гидравлическое сопротивление канала управления; Δm – дополнительные открытые щели золотника; c – коэффициент жесткости пружины золотника. Коэффициент усиления регулятора расхода можно вычислить по: $K_s = \mu \pi d \sqrt{(2g/\gamma) \Delta P}$, где: d – диаметр золотника; ΔP – перепад давления, является постоянным в связи с подключением к регулирующему клапану параллельно редукционный клапан 4.

Выводы: На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

1. По результатам анализа выявлены основные принципы и недостатки существующих способов дроссельного регулирования скоростей движения гидропривода станков.

2. Для станков, предназначенных для чистовой обработки изделий, следует выбирать объемное регулирование с постоянным крутящим моментом, схема на рис. 1, б с жесткой механической характеристикой, с малым значением α ;

3. Для станков, которые выполняют черновые виды обработок изделий, рекомендуется объемное регулирование с постоянной мощностью, схема на рис. 1, в с более податливой механической характеристикой, с большим значением α .

4. Разработанная схема стабилизации обеспечивает высокую стабильность скоростей движения гидропривода до 95% и она рекомендуется для применения в высокоточных станках.

Литература

1. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. – Киев: Высшая школа, 1980. – 232 с.
2. Муслимов А.П. Расчет и конструирование гидравлических систем станков. – Бишкек: Изд-во КРСУ, 2005 – 185 с.
3. Ермаков В.В. Гидравлический привод металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1999. – 324 с.
4. Паку Б.С. Регулирование скорости поступательного движения рабочих органов металлорежущих станков с гидроприводом. – Л.: Машгиз, 1985. – 397 с.
5. Ухин Б.В. Гидравлика. /Учебное пособие. – М.: Форум, 2010. – 454 с.
6. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: Учебное пособие /Т.В. Артемьев и др., под редакцией С.П. Стесина. – М.: Академия, 2005. – 485 с.
7. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1984. – 83 с.
8. Башта Т.М. Гидропривод и пневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1992. – 437 с.
9. Наврожский К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1990. – 465 с.
10. Поспелов Л.П. Гидравлика и основы гидропривода. – М.: Машиностроение, 1989. – 321 с.