

ВСТРОЕННЫЙ ДВУХПОТОЧНЫЙ ПЛАВАЮЩИЙ РЕГУЛЯТОР ДЛЯ АДАПТИВНОГО НАГНЕТАНИЯ СМАЗКИ В ОППОЗИТНЫЕ НЕСУЩИЕ КАРМАНЫ ЗАМКНУТЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Представлены конструкция и результаты теоретического исследования нагрузочных и расходных характеристик замкнутых гидростатических направляющих с двухпоточным плавающим регулятором адаптивного нагнетания смазки, который легко встраивается в сквозное цилиндрическое отверстие между оппозитными несущими карманами. Установлена возможность получения нагрузочной характеристики с отрицательной податливостью и максимальным диапазоном отрицательных эксцентриситетов, которую не могут обеспечить другие известные регуляторы. Приведена методика оптимизации параметров направляющей по комплексному критерию качества, обеспечивающему рациональное сочетание нагрузочной способности и расхода смазки.

Ключевые слова: токарно-карусельный станок, планшайба, смазка, гидростатика, направляющая, карман, дроссель, насос, двухпоточный плавающий регулятор.

Применение гидростатических направляющих для планшайб, столов и суппортов прецизионных и тяжелых металлорежущих станков обеспечивает более высокие нагрузочные и динамические характеристики, плавность и точность перемещений по сравнению с другими типами направляющих [1]. Однако в ряде случаев, например, для замкнутых круговых направляющих токарно-карусельных станков, имеющих большую скорость скольжения, неоптимальный выбор параметров системы нагнетания смазки приводит к высоким энергетическим потерям, нагреву смазки, снижению её вязкости и увеличению расхода, уменьшению нагрузочной способности, опасности непосредственного контакта рабочих поверхностей, значительным температурным деформациям планшайбы и ухудшению точности обработки [2].

В гидростатических направляющих станков используют схемы нагнетания смазок типа «дроссель — карман», «насос — карман» и «регулятор — карман». Схема «дроссель — карман» находит применение в замкнутых и незамкнутых гидростатических направляющих малых и средних станков. Она проста и достаточно хорошо изучена, однако имеет наиболее низкие нагрузочные и энергетические характеристики.

Схему «насос — карман», которая обеспечивает более высокие нагрузочные характеристики, применяют в незамкнутых направляющих тяжелых и уникальных станков. Кроме большой сложности и стоимости её недостатками являются чувствительность к температурному изменению вязкости смазки и большая длина трубопроводов (до 15÷20 м), которые связывают многопоточный насос с несущими карманами.

Схема «регулятор — карман» позволяет получить нагрузочную характеристику с отрицательной податливостью, значительно повысить нагрузочную способность и уменьшить потери мощности. Несмотря на функциональные достоинства, эта схема имеет ограниченное применение в гидростатических направляющих из-за несовершенства известных конструкций регуляторов и сложности их оптимального проектирования [1, 3].

На рис. 1 показана разработанная и исследованная авторами новая конструкция встроенного двухпоточного плавающего регулятора для адаптивного нагнетания смазки в оппозитные несущие карманы замкнутых гидростатических направляющих.

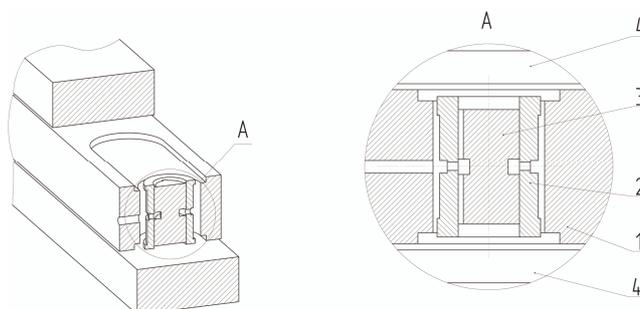


Рис. 1. Встроенный двухпоточный плавающий регулятор для адаптивного нагнетания смазки в оппозитные несущие карманы замкнутых гидростатических направляющих
1 — неподвижная часть направляющих, 2 — плавающий регулятор, 3 — дроссельная вставка, 4 — подвижная часть направляющих.

Регулятор имеет цилиндрическую форму и установлен с малым радиальным зазором в отверстиях между оппозитными несущими карманами, выполненными на рабочих поверхностях неподвижной части направляющих. Малый радиальный зазор позволяет регулятору смещаться в осевом направлении, но практически исключает перетекание смазки между карманами. Радиальный зазор может иметь ступенчатую форму для центрирования регулятора и исключения контактного трения. Возможна также установка регулятора с помощью эластичной силиконовой рубашки, которая обеспечивает полную герметичность и создает дополнительное упругое сопротивление его осевому смещению. Регулятор имеет внутреннюю цилиндрическую вставку, на поверхности которой выполнен дросселирующий капиллярный канал, необходимый для нагнетания смазки в управляющие карманы, которые выполнены на торцах регулятора.

Расчетная схема для исследования нагрузочных и расходных характеристик замкнутых направляющих с рассматриваемым регулятором приведена на рис. 2.

* - автор, с которым следует вести переписку.

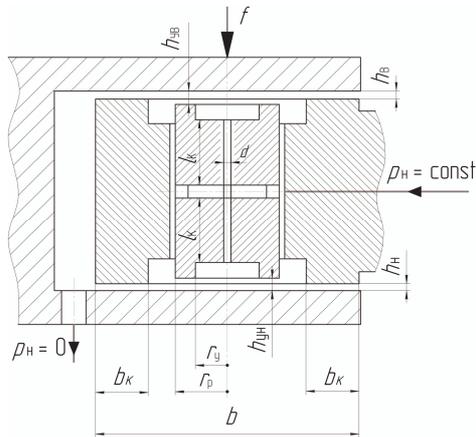


Рис. 2. Расчетная схема встроенного двухпоточного плавающего регулятора для адаптивного нагнетания смазки в оппозитные несущие карманы замкнутых гидростатических направляющих

Смазка от источника постоянного давления $p_H = \text{const}$ поступает через дросселирующие капиллярные каналы регулятора диаметром d_K и длиной l_K в верхний и нижний управляющие карманы, имеющие радиус r_y , под давлением p_{yB} и p_{yH} соответственно. Далее смазка через дросселирующие щелевые зазоры $h_{pB} = h_{py} / 2 + e_p$ и $h_{pH} = h_{py} / 2 - e_p$, образованные верхним и нижним кольцевым торцом регулятора с рабочими поверхностями подвижной части направляющей, поступает под давлением p_{KB} и p_{KH} в верхний и нижний несущие карманы, где $h_{p\Sigma}$ — суммарный осевой зазор между торцами регулятора и рабочими поверхностями подвижной части, e_p — осевое смещение (эксцентриситет) регулятора относительно подвижной части.

Из несущих карманов смазка через щелевые зазоры $h_B = h_{\Sigma} / 2 - e$ и $h_H = h_{\Sigma} / 2 + e$ поступает в сливной канал, в котором давление $p = 0$, где h_y — суммарный осевой зазор между рабочими поверхностями подвижной части направляющей и дросселирующих перемычек несущих карманов, e — осевое смещение (эксцентриситет) подвижной части направляющей относительно неподвижной. Глубина управляющих и несущих карманов на два порядка больше дросселирующих щелевых зазоров h_B , h_H , h_{pB} и h_{pH} , поэтому дросселирование смазки в кармане не происходит и её давление одинаково по всей его площади.

При отсутствии внешней нагрузки ($f = 0$) подвижная часть направляющей и регулятор находятся в центральном положении ($e = 0$ и $e_p = 0$). При действии внешней нагрузки $f > 0$ подвижная часть первоначально смещается в направлении нагрузки ($e = e_1 > 0$). При этом давление смазки в верхних (нагружаемых) несущем и управляющем карманах увеличивается, а в нижних (разгружаемых) — уменьшается. Разность давлений смазки в управляющих карманах смещает регулятор в направлении нагрузки ($e_p > 0$), пока не восстановится равновесие действующих на него сил. В результате сме-

щения регулятора увеличивается нагнетание смазки в верхний (нагружаемый) несущий карман и уменьшается — в нижний (разгружаемый). При этом подвижная часть направляющих вторично смещается, но уже противоположно направлению нагрузки ($e_2 < 0$). При оптимальном выборе параметров регулятора вторичное смещение будет больше первичного (по модулю) и при завершении переходного процесса установится отрицательный эксцентриситет подвижной части ($e = e_1 + e_2 < 0$). С увеличением нагрузки f отрицательный эксцентриситет e возрастает (по модулю), пока нижний торец смещающегося регулятора не упрется в рабочую поверхность подвижной части ($e_p \rightarrow h_{p\Sigma} / 2$).

При дальнейшем увеличении нагрузки регулятор смещается вместе с подвижной частью. Податливость направляющей становится положительной, отрицательный эксцентриситет e подвижной части уменьшается (по модулю) и переходит в область положительных значений.

Расчет, исследование и оптимизацию нагрузочной и расходной характеристики замкнутых гидростатических направляющих с рассматриваемым регулятором проводили по математической модели, которая в активном нагрузочном диапазоне (до касания нижней части регулятора с подвижной частью) имеет:

- условие силового равновесия подвижной части;
- условие силового равновесия регулятора;
- условия неразрывности потока смазки для управляющих карманов;
- условия неразрывности потока смазки для несущих карманов;
- краевые задачи для дифференциального уравнения Рейнольдса с соответствующими граничными условиями, которые позволяют определить функции распределения давления смазки в дросселирующих щелевых зазорах h_{pB} и h_{pH} управляющих карманов и в дросселирующих щелевых зазорах h_B и h_H несущих карманов.

Аналитическим интегрированием краевых задач для кольцевых дросселирующих зазоров регулятора в полярной системе координат получены следующие выражения для функций распределения давлений смазки:

в верхнем зазоре h_{pB}

$$p_{pB}(r) = p_{yB} + (p_{yB} - p_{KB}) \cdot \frac{\ln(r / r_y)}{\ln(r_y / r_p)} \quad (1)$$

и в нижнем зазоре h_{pH}

$$p_{pH}(r) = p_{yH} + (p_{yH} - p_{KH}) \cdot \frac{\ln(r / r_y)}{\ln(r_y / r_p)} \quad (2)$$

Функцию распределения давления смазки по ширине дросселирующих перемычек несущих карманов можно считать линейной даже для круговой направляющей, так как общая ширина b направляющей и тем более ширина b_H перемычек много меньше диаметра направляющих. Поэтому расходная характеристика направляющей, которая определяет зависимость суммарного расхода смазки от нагрузки, имеет вид

$$q(f) = 2 \cdot (h_b^3 \cdot p_{KB} + h_n^3 \cdot p_{KH}) \cdot l / (6 \cdot m \cdot b_{\Pi}) \quad (3)$$

где M — динамическая вязкость смазки; l — расчетная длина несущего кармана.

Аналитические выражения для функций (1) и (2) позволили проинтегрировать и привести к алгебраическому виду:

условие силового равновесия подвижной части направляющих

$$[(b - b_{\Pi}) \cdot l - \pi \cdot r_p^2] \cdot (p_{KB} - p_{KH}) = f \quad (4)$$

и условие силового равновесия плавающего регулятора $(p_{VH} - p_{VB}) \cdot r_y^2 = I$, (5)

а также условия неразрывности течения смазки для управляющих карманов:

верхнего

$$d^4 \cdot (p_H - p_{VB}) / (64 \cdot l_{\Pi}) = (p_{VB} - p_{KB}) \cdot (h_{py} + e_p)^3 / \ln(r_p / r_y), \quad (6)$$

нижнего

$$d^4 \cdot (p_H - p_{VB}) / (64 \cdot l_{\Pi}) = (p_{VB} - p_{KB}) \cdot (h_{py} - e_p)^3 / \ln(r_p / r_y) \quad (7)$$

и несущих карманов:

верхнего

$$(p_{VB} - p_{KB}) \cdot (h_{py} + e_p)^3 / \ln(r_p / r_y) = 2 \cdot p_{KB} \cdot l \cdot (h_y - e)^3 / b_{\Pi}, \quad (8)$$

нижнего

$$(p_{VH} - p_{KH}) \cdot (h_{py} - e_p)^3 / \ln(r_p / r_y) = 2 \cdot p_{KH} \cdot l \cdot (h_y + e)^3 / b_{\Pi}, \quad (9)$$

где значение I определяется выражением

$$I = 2 \cdot \int_{r_y}^{r_p} [p_{PH}(r) - p_{PB}(r)] \cdot r \cdot dr =$$

$$= (p_{VH} - p_{VB}) \cdot (r_p^2 - r_y^2) - (p_{VH} - p_{VB} + p_{KB} - p_{KH}) \cdot [2 \cdot r_p^2 + (r_p^2 - r_y^2) / \ln(r_p / r_y)] / 2.$$

В результате математическая модель принимает вид замкнутой нелинейной системы из семи алгебраических уравнений (3) — (9), которая позволяет определить семь неизвестных функций, зависящих от изменения нагрузки f : эксцентриситетов подвижной части и регулятора e и e_p ; давлений смазки в управляющих и несущих карманах $p_{VB}, p_{VH}, p_{KB}, p_{KH}$ и суммарного расхода смазки q .

После смещения регулятора в крайнее нижнее положение ($h_{PH} \rightarrow 0$) поступление смазки в нижний несущий карман прекращается ($p_{KH} \rightarrow 0$). При дальнейшем увеличении нагрузки f направляющая работает как незамкнутая с неуправляемым внешним дросселем. В этом диапазоне нагрузок из математической модели исключаются уравнения (5), (7) и (9), а в уравнениях (3) и (4) исключаются члены, которые зависят от давления p_{KH} .

Чтобы получить большую общность результатов и сократить число фундаментальных переменных расчет и оптимизацию характеристик $e(f)$, $e_p(f)$ и $q(f)$ проводили в безразмерной форме. Приняв за основные масштабы: давление нагнетания смазки p_H , ширину направляющей b и суммарный осевой зазор h_{Σ} , получили следующие безразмерные аналоги размерных величин: $P_i = p_i / p_H$ — безразмерные давления смазки в управляющих и несущих карманах, $E = 2 \cdot e / h_{\Sigma}$ и $E_p = 2 \cdot e_p / h_{\Sigma}$ — безразмерные эксцентриситеты подвижной части направляющих и регулятора,

$H_{py} = h_{py} / h_{\Sigma}$ — безразмерный суммарный дросселирующий зазор в регуляторе, $B_{\Pi} = b_{\Pi} / b$ — безразмерная ширина дросселирующих перемычек несущих карманов, и $L = l / b$ — безразмерная расчетная длина несущего кармана, $R_y = r_y / b$ и $R_p = r_p / b$ — безразмерные радиусы регулятора, $D_K = d_K / h_{\Sigma}$ и $L_K = l_K / b$ — безразмерные значения диаметра и длины капиллярных каналов регулятора, $F = f \cdot [b^2 \cdot (1 - B_{\Pi}) \cdot L \cdot p_H / 2]^{-1}$ — безразмерная внешняя нагрузка, $Q = q \cdot [10^2 \cdot h_{\Sigma}^3 \cdot p_H \cdot L / (\mu \cdot B_{\Pi})]^{-1}$ — безразмерный суммарный расход смазки.

По данной математической модели компьютерная программа при фиксированных параметрах: $L=1$; $B_{\Pi}=0,2$; $R_p=0,25$; $L_K=0,5$ и варьируемых с малым шагом параметрах: $H_{py} \in [1;3]$, $D \in [10;50]$, $F \in [0;1]$ рассчитывала значения безразмерных характеристик $E(F)$, $E_p(F)$, $Q(F)$ и определяла совокупность значений варьируемых параметров, которая обеспечивает сочетание нагрузочной и расходной характеристик, соответствующее комплексно критерию качества

$$K = S_{ад}^{\gamma} / Q^{1-\gamma} \Rightarrow \max,$$

где $S_{ад} = - \int_0^{F_{ад}} E(F) \cdot dF$ — площадь, ограниченная осью абсцисс и графиком функции

$E(F)$ в адаптивном нагрузочном диапазоне (диапазон отрицательных эксцентриситетов); $F_{ад}$ — значение безразмерной нагрузки $F > 0$, которое соответствует пересечению функции $E(F)$ с осью абсцисс; $\gamma = 0 \div 0,5$ — коэффициент баланса нагрузочной и расходной характеристик. Максимум значения $S_{ад}$ комплексно характеризует высокое качество адаптивной нагрузочной характеристики [3].

На рис. 3 сплошными жирными линиями показаны графики функций $E(F)$, сплошными тонкими линиями — графики функции $E_p(F)$, построенные по результатам расчетов. Штриховой линией показана нагрузочная характеристика замкнутой гидростатической направляющей с нагнетанием смазки по схеме «дроссель — карман».

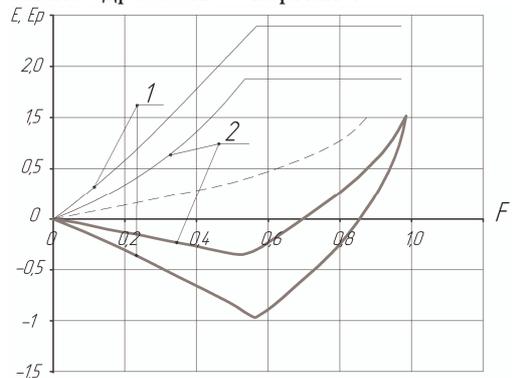


Рис. 3. Нагрузочные характеристики замкнутой гидростатической направляющей с встроенным двухпоточным плавающим регулятором
1 — оптимизация при $\gamma = 1$; 2 — оптимизация при $\gamma = 0,5$

Расчеты показали, что при значении $\gamma = 1$ рассматриваемая направляющая может иметь нагрузочную характеристику с большим адаптивным диапазоном, который достигает 80÷85% от теоретической нагрузочной способности (то есть при сохранении центрального положения подвижной части направляющая воспринимает 80÷85% максимальной нагрузки). В большей части этого диапазона направляющая имеет значительную и практически постоянную отрицательную податливость, а максимальное (по модулю) значение отрицательного эксцентриситета достигает 0,9. При эксцентриситете подвижной части $E_p = 0,5$ нагрузочная способность направляющей с регулятором на 30÷35% больше, чем у направляющей с нагнетанием смазки по схеме «дроссель — карман».

На рисунке 4 приведены графики изменения безразмерной расходной характеристики $Q(F)$ для направляющей с плавающим регулятором адаптивного нагнетания смазки (сплошные линии) и с нагнетанием смазки по схеме «дроссель — карман» (штриховая линия). Линия 1, соответствующая оптимизации варьируемых параметров по приоритету нагрузочной способности ($\Gamma = 1$), показывает, что максимальный расход смазки в этом случае многократно возрастает.

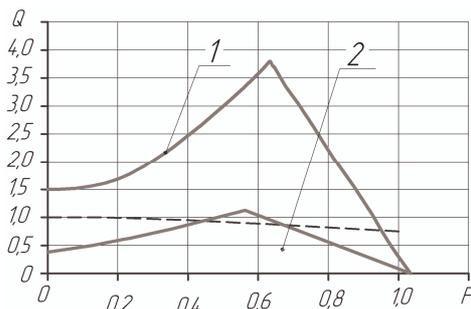


Рис. 4. Изменение расхода смазки в замкнутой гидростатической направляющей с встроенным двухпоточным плавающим регулятором
1 — оптимизация при $\gamma = 1$; 2 — оптимизация при $\gamma = 0,5$

Линии 2 на рис. 3 и 4 соответствуют оптимизации варьируемых параметров при паритете нагрузочной и расходной характеристик ($\Gamma = 0,5$). Видно, что в этом случае нагрузочная характеристика у направляющей с адаптивным регулятором ухудшается, но все же она значительно лучше, чем у направляющей с системой «дроссель — карман», а расходная характеристика меньше чем у последней.

При максимальной нагрузке расход смазки у замкнутой направляющей с рассматриваемым адаптивным регулятором становится нулевым. Это объясняется тем, что при смещении регулятора его нижний дросселирующий зазор уменьшается ($h_{\text{дн}} \rightarrow 0$) и прекращается поступление смазки в

нижний несущий карман. Одновременно уменьшается верхний дросселирующий зазор у подвижной части ($h_{\text{в}} \rightarrow 0$) и прекращается расход смазки из верхнего несущего кармана.

На рисунке 5 показана модернизация замкнутых круговых гидростатических направляющих планшайбы токарно-карусельного станка 1А525МФ3 с использованием встроенных двухпоточных плавающих регуляторов 1, которая требует доработки только одной детали станка — неподвижного опорного кольца 2.

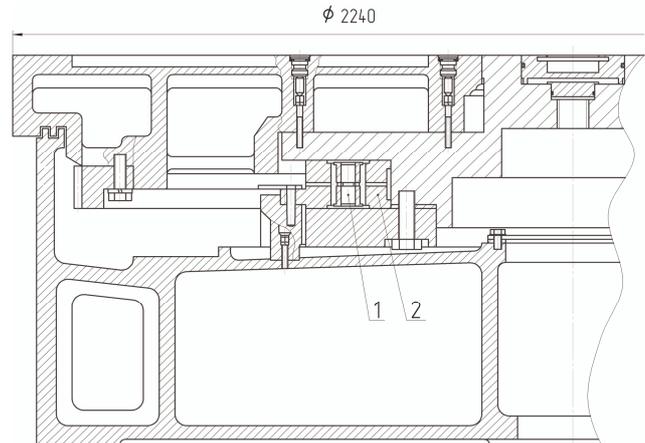


Рис. 5. Модернизация замкнутых гидростатических направляющих планшайбы токарно-карусельного станка 1А525МФ3 с использованием встроенных двухпоточных плавающих регуляторов адаптивного нагнетания смазки
1 — плавающий регулятор,
2 — неподвижное опорное кольцо направляющей

Модернизация направляющих позволит при сохранении заданной нагрузочной способности в 1,5 раза уменьшить давление нагнетания и более чем в 2 раза расход смазки. При этом значительно уменьшится нагрев смазки, вызывающий температурную деформацию зеркала планшайбы, которая у существующего станка достигает 0,4 мм [4].

Литература

1. Бушуев В. В. Гидростатическая смазка в станках. М: Машиностроение, 1989, 175 с.
2. Титов А. С., Шатохин С. Н., Шатохина Л. П. Анализ тепловых деформаций в токарно-карусельных станках с гидростатическими направляющими планшайбы. / Журнал «СТИН». 2004, №7.- С. 13-16.
3. Шатохин С. Н., Пикалов Я. Ю., Демин В. Г. Адаптивные бесконтактные опоры скольжения с плавающими регуляторами нагнетания смазки (гидростатические, аэростатические) для шпиндельных узлов и направляющих металлорежущих станков. / Журнал «Технология машиностроения». 2006, № 9. — С. 29-33.
4. Шатохин С. Н., Шатохина Л. П., Демин В. Г. Пикалов Я. Ю. Расчет и минимизация температурных деформаций планшайбы с гидростатическими направляющими. / Журнал «СТИН». 2006, № 7. — С. 16-19.