

УДК 621:677.024.5

СИНТЕЗ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА НА СТАНКАХ

канд. техн. наук, доц. **О.Я. СЕДЕЛЬ**
(Брестский государственный университет им. А.С. Пушкина)

Представлен анализ дифференциальных передач с внешним и внутренним зацеплением зубчатых колес. Рассматриваются теоретические выражения, связывающие частоты вращения основных звеньев дифференциалов. Выполнен расчет и составлены графические зависимости частоты вращения звеньев для выбора рабочих зон регулируемой скорости. Окончательный выбор структуры дифференциала производится с учетом распределения моментов между основными звеньями дифференциала.

Регулирование технологического процесса на станках обеспечивается дифференциальными механизмами за счет регулирования скорости ведомого звена суммированием двух скоростей: от главного вала станка и управляемого электродвигателя, связанного с дифференциальным механизмом. Угловая скорость главного вала станка является постоянной величиной, в то время как скорость управляемого электродвигателя, связанного с датчиком контроля хода технологического процесса, является переменной величиной. Суммирование этих двух движений в каждый момент времени позволяет регулировать угловую скорость ведомого звена машины, поддерживая параметры технологического процесса в заданных параметрах.

Примером использования дифференциального привода для регулирования технологического процесса может служить регулирование скорости подачи нитей основы на ткацких автоматических станках СТБ по мере изменения диаметра намотки нитей на «навое». Составляющей переменной этих движений является скорость электродвигателя, которая меняется по мере уменьшения диаметра навивки основы на «навое» и требует увеличения его угловой скорости для равномерной подачи нитей в зону формирования ткани. Контроль диаметра навивки основы на «навое» осуществляется от датчика, установленного на «навое» и управляющего электродвигателем дифференциала. Скорость электродвигателя может увеличиваться или уменьшаться от начального значения в зависимости от выбранной структуры дифференциального привода и его передаточного отношения.

Основная часть. Основной задачей синтеза дифференциальных приводов является выбор рационального передаточного отношения, которое определяет габариты передачи, обеспечивает диапазон регулируемых скоростей между ведущими звеньями дифференциала.

Структура дифференциально-планетарного привода может быть представлена в виде редуктора и мультипликатора, а по передаточным отношениям их можно разделить на два типа передач: 1) с внутренним зацеплением зубчатых колес, когда передаточное отношение меньше нуля $i_o < 0$; 2) с внешним зацеплением зубчатых колес, когда передаточное отношение больше нуля $i_o > 0$.

Дифференциальный механизм относится к механизму, у которого при блокировке двух основных звеньев можно получить прямую передачу, т.е. заставить механизм вращаться как одно звено.

Ориентировочно конструктивные размеры дифференциальных передач с тремя основными звеньями могут быть определены, если известно внутреннее передаточное отношение i_{BA}^H при остановленном «водителе». Как показывает анализ величин внутреннего передаточного отношения дифференциала i_o , нашедших практическое применение в планетарных и дифференциальных передачах, наибольшее распространение нашли схемы с передаточным отношением $i_o = 1 \dots 14$ [1].

Рассмотрим основные типы дифференциальных передач, которые могут быть использованы в качестве исполнительного механизма в системе регулирования скорости подачи нитей основы на ткацких автоматических станках.

На рисунке 1 представлены кинематические схемы дифференциальных передач с двумя сателлитами и внешним зацеплением зубчатых колес.

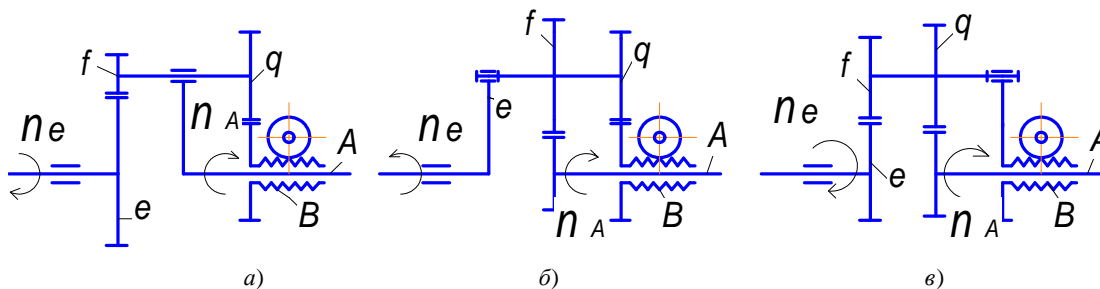


Рис. 1. Кинематические схемы дифференциальных передач с внешним зацеплением зубчатых колес

Запишем выражения, связывающие частоты вращения основных звеньев дифференциальных механизмов, представленных на рисунке 1 [1]:

$$n_B = i_{BA}^e n_A + i_{Be}^A n_e = (1 - i_{Be}^A) n_A + i_{Be}^A n_e; \quad (1)$$

$$n_B = i_{BA}^e n_A + i_{Be}^A n_e = i_{BA}^e n_A (1 - i_{BA}^e) n_e; \quad (2)$$

$$n_B = i_{BA}^e n_A + i_{Be}^A n_e = 1 / (1 - i_{Ae}^B) n_A + i_{Ae}^B / (i_{Ae}^B - 1) n_e, \quad (3)$$

где n_B – частота вращения звена, связанного с ведомым валом механизма; n_A – частота вращения звена, связанного с приводом механизма подачи нитей на станке; n_e – частота вращения звена, связанного с управляемым электродвигателем; $i_{Be}^A = i_o$ – внутреннее передаточное отношение дифференциала.

Выразим уравнения (1), (2), (3) относительно частоты вращения звена n_e , связанного с регулируемым электродвигателем, для установления связи частоты вращения двигателя с частотой вращения ведомого звена n_B и ведущего звена n_A станка.

$$n_e = [n_B - (1 - i_{Be}^A) n_A] / i_{Be}^A; \quad (4)$$

$$n_e = (n_B - i_{BA}^e n_A) / (1 - i_{BA}^e); \quad (5)$$

$$n_e = [n_B - 1 / (1 - i_{Ae}^B) n_A] / i_{Ae}^B / (i_{Ae}^B - 1), \quad (6)$$

где

$$i_{Be}^A = \frac{z_e \cdot z_q}{z_f \cdot z_b}; \quad i_{BA}^e = \frac{z_a \cdot z_f}{z_q \cdot z_b}; \quad i_{Ae}^B = \frac{z_b \cdot z_q}{z_f \cdot z_a}.$$

На рисунке 2 представлены кинематические схемы дифференциальных передач с внутренним зацеплением зубчатых колес.

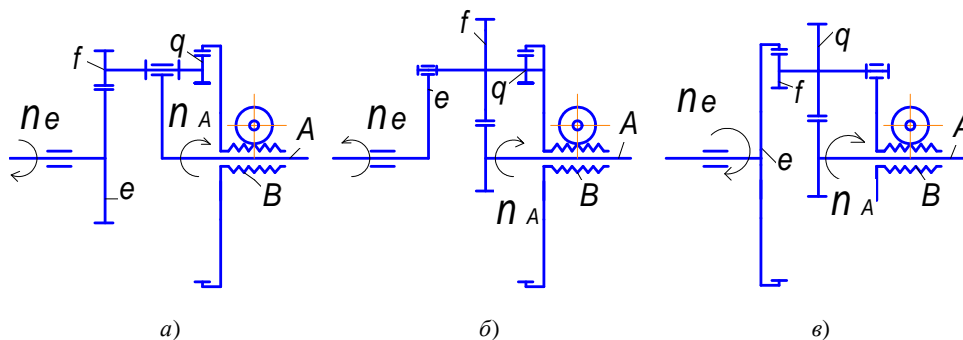


Рис. 2. Кинематические схемы дифференциальных передач с внутренним зацеплением зубчатых колес

Запишем выражения, связывающие частоту вращения основных звеньев дифференциалов с внутренним зацеплением зубчатых колес:

$$n_B = i_{BA}^e n_A + i_{Be}^A n_e = (1 - i_{Be}^A) n_A + i_{Be}^A n_e, \quad (7)$$

где $i_{Be}^A = (-z_e / z_f)(z_q / z_b) = -z_e z_q / z_b / z_f$;

$$n_B = (1 + i_{BA}^e) n_e - i_{BA}^e n_A. \quad (8)$$

Здесь $i_{BA}^e = -z_a / z_f \cdot z_q / z_b$.

$$n_B = [1 / (1 + i_{Ae}^B)] n_A + [1 / (1 + i_{Ae}^B)] n_e, \quad (9)$$

где $i_{Ae}^B = -z_e / z_q \cdot z_f / z_a$.

Определим из уравнений (7), (8), (9) частоту вращения звена e , связанного с электродвигателем:

$$n_e = [(1 + i_{Be}^A) n_A - n_B] / i_{Be}^A; \quad (10)$$

$$n_e = (n_B + i_{BA}^e n_A) / (1 + i_{BA}^e); \quad (11)$$

$$n_e = [n_B - 1 / (1 + i_{Ae}^B) n_A] / [1 / (1 + 1 / i_{Ae}^B)]. \quad (12)$$

На рисунке 3 представлены графические зависимости частоты вращения звена e дифференциальных механизмов с внешним и внутренним зацеплением зубчатых колес при $n_{зл.е} = 240 \text{ мин}^{-1}$; $n_b^{\min} = 0,1 \text{ мин}^{-1}$ для автоматических ткацких станков СТБ.

Анализ графических зависимостей для передач с внешним зацеплением показывает, что для выбранных скоростей вращения наибольшее предпочтение имеет механизм, представленный на рисунке 1, $в$. В этом механизме рабочий диапазон скоростей звена B обеспечивается передаточным отношением от 0,2 до 1,4.

На рисунке 3 зона 1 является рабочей зоной, в которой двигатель не меняет направления вращения. В зависимости от направления вращения звена e , связанного с электродвигателем, и величины передаточного отношения i_o , возможны случаи нереверсивного режима работы двигателя (зона 1) и реверсивного режима (зона 2, 3), когда для обеспечения всего диапазона регулирования скорости n_B необходимо менять направление вращения двигателя, что нецелесообразно в условиях работы станка. Поэтому в системах регулирования технологического процесса необходимо выбирать привод таким образом, чтобы система работала в нереверсивном режиме.

Зона 2 на рисунке 3, ограниченная кривыми a и a' , является нерабочей зоной, так как на этом промежутке передаточных отношений i_o дифференциал не обеспечивает регулирования скорости n_B от 0,1 до 200 мин^{-1} .

При использовании в приводе схемы дифференциального механизма с внешним зацеплением колес согласно рисунку 3 целесообразно выбрать передаточное отношение больше 1,0. Зона 3, ограниченная кривыми b и b' , является нерабочей зоной для передаточных отношений дифференциалов до 1,2.

На рисунке 4 зона 2 – нерекомендуемая рабочая зона ввиду большой разницы между минимальной и максимальной частотой вращения колеса e , связанного с управляемым электродвигателем. Дифференциальный механизм, представленный на рисунке 4, может быть использован с любым передаточным отношением i_o для данного диапазона скорости от 0,1 до 200 мин^{-1} ведомого звена.

Зона 1 для механизма на рисунке 4 – зона нереверсивного движения двигателя на всем промежутке регулирования скорости n_B при любых $i_o < 0$.

Дифференциальный механизм, представленный на рисунке 4, имеет ограниченную рабочую зону электродвигателя с нереверсивным движением.

Зона 2 определяет регулирование в пределах передаточного отношения от $-0,2$ до $-0,3$. Зона 3, ограниченная кривыми $в$ и $в'$, для заданного диапазона скоростей n_B является нерабочей зоной.

При выборе рабочей зоны работы электродвигателя с нереверсивным движением необходимо иметь в виду, что широкий диапазон изменения частоты вращения звена e для регулируемых двигателей постоянного тока малой мощности, применяемых в системах автоматического регулирования, приводит к значительному снижению мощности двигателя при его работе на низких частотах вращения.

Поэтому целесообразно между двигателем и дифференциалом устанавливать понижающий редуктор, а скорости двигателя должны достигать максимально возможных значений. Разницу между максимальной и минимальной регулируемой скоростями электродвигателя будем называть диапазоном скоростей (D).

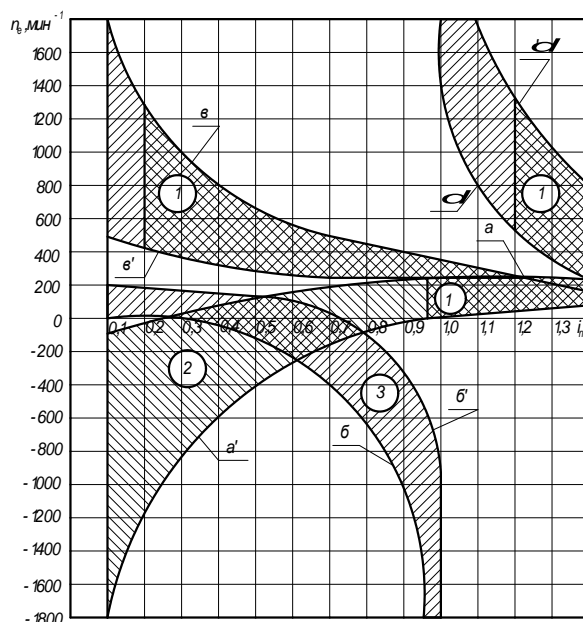


Рис. 3. Графические зависимости частоты вращения ведущего звена дифференциальных механизмов с внешним зацеплением зубчатых колес

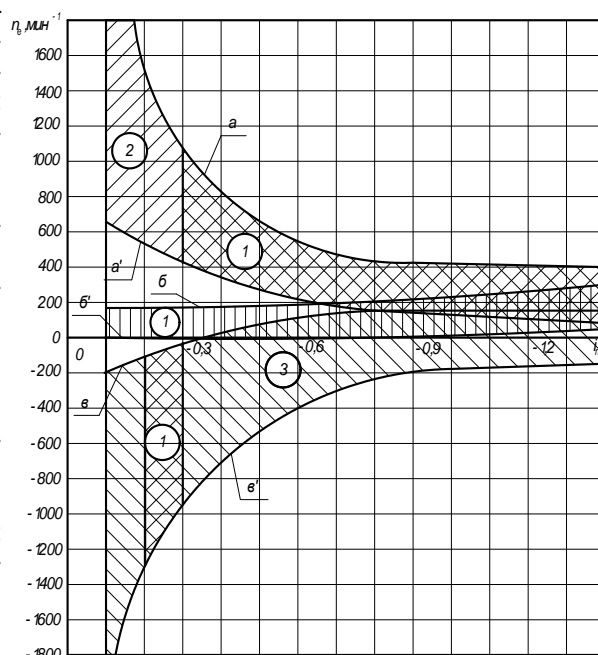


Рис. 4. Графические зависимости частоты вращения ведущего звена дифференциальных механизмов с внутренним зацеплением зубчатых колес

Для того чтобы повысить чувствительность и точность регулирования технологического процесса, целесообразен значительный диапазон скоростей электродвигателя.

Анализ дифференциальных приводов показал, что приводы с внешним зацеплением зубчатых колес технологичнее и проще по конструкции. Из схем, представленных на рисунках 1 и 2, целесообразнее по величине диапазона регулируемых скоростей использовать схемы 1, а и 2, б.

Окончательный выбор структуры дифференциала производится с учетом распределения моментов между основными звеньями дифференциала.

Распределение моментов и мощностей в дифференциальном приводе при установившемся движении определяется по уравнению:

$$M_A + M_H + M_B = 0, \tag{13}$$

где M_A, M_H, M_B – моменты на центральных колесах A, B и на «водителе» H .

Если известна величина и направление момента, действующего на одно из центральных колес, то без учета потерь на трение моменты, действующие на другие звенья механизма, определяются следующим образом [1]:

$$-M_H / M_B = 1 / i_{HB}^A, \quad -M_A / M_B = 1 / i_{AB}^H, \tag{14}$$

или так как $1/i_{HB}^A = (1 - i_{AB}^H)$ и $1/i_{AB}^H = i_{BA}^H$, то $M_H = -M_B(1 - i_{BA}^H)$; $M_A = -M_B i_{BA}^H$. (15)

Для решения вопроса о распределении мощности в дифференциальном приводе необходимо определить направление действующих в передаче моментов.

На рисунке 5 представлена схема движения звеньев дифференциального привода с управляемой скоростью водила.

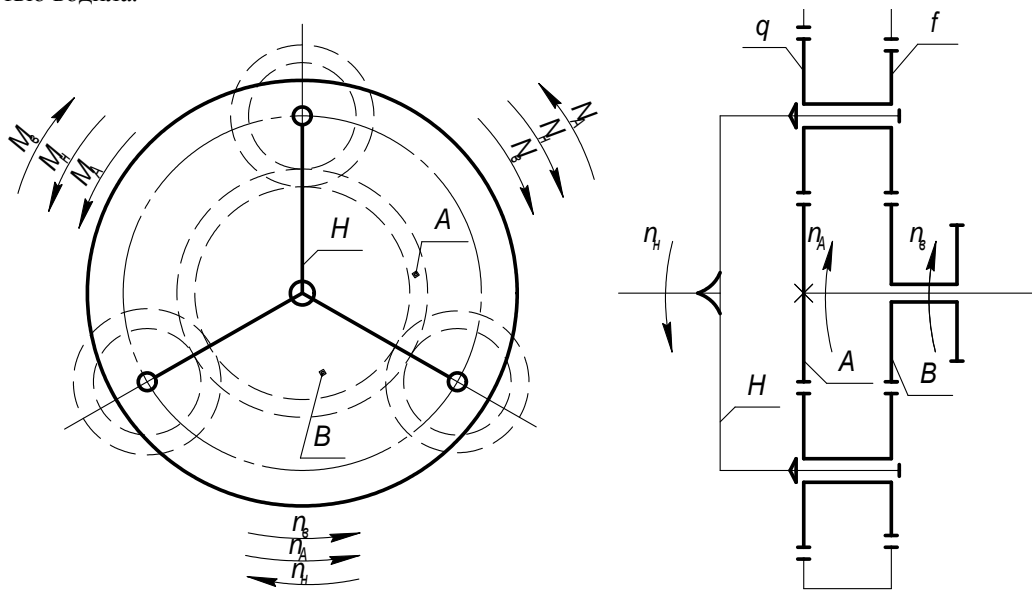


Рис. 5. Схема движения звеньев дифференциального привода с управляемой скоростью водила

Для того чтобы узнать, какое из звеньев, H или B , является ведущим в движении относительно центрального колеса A , надо определить знак φ_H и φ_B из уравнений:

$$\varphi_H = N_H^A / N_H = M_H (n_H - n_A) / M_H n_H = 1 - i_{AH}^B = 1 - (1 - i_{AB}^H) = i_{AB}^H; \tag{16}$$

$$\varphi_B = N_B^A / N_B = M_B (n_B - n_A) / M_B n_B = 1 - i_{AB}^H, \tag{17}$$

где φ_H, φ_B – отношение мощности водила и колеса в относительном и абсолютном движении; N_H^A и N_B^A – мощности в зацеплении; i_{AB}^H – передаточное отношение в дифференциале.

При $i_{AB}^H = z_B / z_F \cdot z_Q / z_A = 30 / 21 \cdot 24 / 27 = 1,269$;

$$\varphi_H = 1,269; \quad \varphi_B = 1 - 1,269 = -0,269.$$

Таким образом, $\varphi_H > 0$, а $\varphi_B < 0$.

Так как в дифференциальном приводе принимается ведущим звено A , то $M_A > 0$; величину и направление моментов в этом случае определим следующим образом:

$$-M_H / M_B = 1 / i_{AB}^H; \quad -M_A / M_B = 1 / i_{AB}^H, \text{ или}$$

$$M_H = -M_B(1 / i_{HB}^A) = -M_B(1 - 0,787) = -0,212M_B; \quad (18)$$

$$M_A = -M_B(1 / i_{AB}^H) = -M_B(1 / 1,2699) = -0,788M_B. \quad (19)$$

Направление моментов M_A и M_H не совпадает с направлением момента M_B , т.е. моменты M_A и M_H являются ведущими, а момент M_B ведомым.

Потребная мощность в дифференциальном приводе определяется уравнениями:

$$N_A = M_A \omega_A; \quad N_H = M_H \omega_H; \quad N_B = M_B \omega_B. \quad (20)$$

Направление вращения звеньев и моментов в дифференциальном приводе показано на рисунке 5.

Закон сохранения энергии для дифференциального привода можно записать:

$$M_A \omega_A + (-M_B) \omega_B + M_H (-\omega_H) = N_A - N_B - N_H = 0. \quad (21)$$

Угловая частота вращения звеньев дифференциала по аналогии с уравнением скоростей и с учетом направления вращения ведущих звеньев A и H выразится следующим образом:

$$\begin{aligned} \omega_B &= -(1 - i_o) \omega_H + i_o \omega_A; \\ \omega_H &= (i_o \omega_A - \omega_B) / (1 - i_o); \end{aligned} \quad (22)$$

$$\omega_A = [\omega_B + (1 - i_o) \omega_H] / i_o.$$

С учетом уравнений (14), (20), (22) мощности ведомых и ведущих звеньев дифференциального привода, выраженные через M_B , будут равны:

$$\begin{aligned} N_A^{\max} &= N_B^{\max} i_o \{[\omega_B^{pac.\min} + (1 - i_o) \omega_H]\} / i_o; \\ N_A^{\max} &= M_B^{\max} [i_o \omega_A - (1 - i_o) \omega_H]; \end{aligned} \quad (23)$$

$$N_H^{\max} = -M_B^{\max} (i_o - i_o) [-(i_o \omega_A - \omega_B^{pac.\min}) / (1 - i_o)].$$

Соответственно, для минимальной мощности на ведомых и ведущих звеньях

$$\begin{aligned} N_A^{\min} &= N_B^{\min} i_o \{[\omega_B^{pac.\max} + (1 - i_o) \omega_H]\} / i_o; \\ N_A^{\max} &= M_B^{\min} [i_o \omega_A - (1 - i_o) \omega_H]; \end{aligned} \quad (24)$$

$$N_H^{\min} = -M_B^{\min} (i_o - i_o) [-(i_o \omega_A - \omega_B^{pac.\max}) / (1 - i_o)].$$

Определим зависимость распределения мощности в приводе с учетом передаточного отношения для данной структуры дифференциала.

Регулируемая частота вращения водила ω_H с учетом ω_B^{\min} и ω_B^{\max} и направления вращения ведущих звеньев определим из уравнения (22).

Для начальных параметров $\omega_B^{\max} = 143$ Н·м; $\omega_B^{\min} = 52,4$ с⁻¹; $M_B^{\min} = 64$ Н·м; $\omega_B^{\max} = 104,7$ с⁻¹; $\omega_A = 151,84$ с⁻¹ выполнен расчет потребной мощности привода при различных значениях передаточного отношения дифференциала из уравнений (23), (24), что отображено на рисунке 6.

В заданном интервале передаточных отношений дифференциала i_o диапазон угловых скоростей водила « H » ограничивается кривыми ω_H^{\max} , ω_H^{\min} во встречном и попутном вращении относительно центрального колеса « A ». При этом на преодоление полезной работы на ведомом колесе « B » расход мощности ведущих звеньев « H » и « A », связанных соответственно с управляемым электродвигателем постоянного тока, неоднозначный. Пределы потребляемой мощности на ведущих звеньях N_A и N_H представлены диапазонами, для которых характерно то, что в любом сечении « $n - n$ » выполняется баланс мощности, как это показано на рисунке 6. Такое же равенство баланса мощностей получается в любом рассматриваемом сечении. Разница лишь в том, что при передаточных отношениях $i_o \ll 1$ для преодоления полезной работы потребная мощность ведущих звеньев меньше, чем при отношениях дифференциала $i_o > 1$.

Так, в сечении « $n - n$ » справедливо равенство, получаемое проектированием точек пересечений линий « $n - n$ » с прямыми N_A^{\max} , N_H^{\max} и N_B^{\max} или N_A^{\min} , N_H^{\min} и N_B^{\min} на ось N :

$$N_B^{\max} = N_A^{\max} + N_H^{\max}; \quad -7,5 = 13,03 - 5,53.$$

Кроме того, до $i_o \leq 0,2$ основная мощность отбирается от двигателя постоянного тока, связанного с водилом « H », а при $i_o > 0,2$ основная мощность отбирается от двигателя переменного тока, связанного с центральным колесом « A ». С увеличением передаточного отношения i_o мощность двигателя постоянного тока (водило H) переходит из ведущей ($+N_H$) в ведомую мощность ($-N_H$).

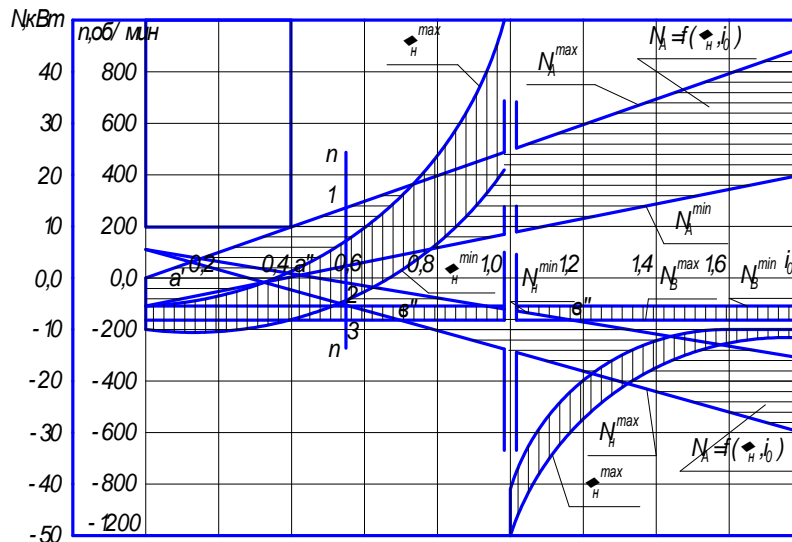


Рис. 6. Мощность дифференциального привода с ведущим водилом

Аналогичная картина наблюдается и для минимальной мощности звеньев, но лишь при других передаточных отношениях.

На графиках имеются особые точки « a » и « b », в которых пересекаются прямые N_H и N_A , N_B .

Точка « a_1 » – точка пересечения прямых N_H и N_A , точка « b_1 » – точка пересечения прямых N_H и N_B .

Соответственно, для точки « a_1 », можно установить, что полезная мощность N_B преодолевается равными долями от ведущих звеньев « A » и « H », т. е. $-N_B = 0,5N_H + 0,5N_A$.

Таким образом, получаем для данного примера:

$$-7,5 \text{ кВт} = 3,75 \text{ кВт} + 3,75 \text{ кВт}.$$

Для точки « b_1 » характерным является $-N_B = -N_H$, и баланс мощностей в этом случае запишется:

$$-7,5 \text{ кВт} = -7,5 \text{ кВт} + 15 \text{ кВт}, \text{ где } N_A = 15 \text{ кВт}.$$

Исследуем случай, когда электродвигатель постоянного тока, связанный с водилом « H », может быть взят минимальной мощности, т.е. $N_H = > 0$. Для этого установим связь между мощностью водила и передаточным отношением дифференциала i_o привода:

$$N_H = M_H \omega_H. \tag{25}$$

Подставив вместо M_H и ω_H значения из уравнения (15), (22) и произведя преобразования, получим:

$$N_H = M_B [(1 - i_o)(-\omega_H - i_o \omega_A) / (1 - i_o)] = -N_B + N_B \omega_A i_o; \tag{26}$$

$$N_H = -N_B + N_B (\omega_A / \omega_B) i_o.$$

В уравнении (26) мощность ведомого звена N_B выражена через передаточное отношение и угловую скорость ведомого звена « B » и ведущего звена « A ». Мощность N_H будет стремиться к минимуму, если множитель при N_B будет равен 1, т. е. $(\omega_A / \omega_B) i_o = 1$. Отсюда найдем передаточное отношение i_o , при котором

$$N_H = > 0, \text{ т.е. } i_o = \omega_B / \omega_A. \tag{27}$$

Из уравнения (26) можно также установить зависимость передаточного отношения дифференциала i_o от мощности и частоты вращения основных звеньев привода:

$$i_o = \omega_B / \omega_A (1 - N_H / N_B). \quad (28)$$

Аналогично находим условия оптимизации N_H от i_o и N_A :

$$N_H = M_H \omega_H = M_A [(1 - i_o) / i_o] - [(\omega_H + i_o \omega_A) / (1 - i_o)],$$

откуда
$$N_H = N_A - N_A \omega_B / \omega_A (1 / i_o); i_o = \omega_B / \omega_A [1 / (1 - N_H / N_A)]. \quad (29)$$

Минимум N_H будет в случае, если в уравнении (29) множитель при N_A будет равен единице, т.е. $\omega_B / \omega_A (1 / i_o) = 1$,

откуда
$$i_o = \omega_B / \omega_A. \quad (30)$$

Заключение. Регулирование технологического процесса на станках – актуальная проблема для выпуска качественной и конкурентоспособной продукции.

Особенностью систем регулирования технологических процессов с помощью дифференциальных механизмов является использование простых механических передач с управляемыми электродвигателями малой мощности. Данные механизмы можно использовать в различных механических системах для регулирования скорости производственного процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.К. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977.
2. Кирдяшев, Ю.Н. Многопоточные передачи дифференциального типа / Ю.Н. Кирдяшев. – Л.: Машиностроение, 1977.

Поступила 23.02.2012

SYNTHESIS OF DIFFERENTIAL REGULATION MECHANISMS OF ENGINEERING PROCESS FOR MACHINES

O. SEDEL

This paper presents the analysis of differential gears with external and internal catching and the theoretical expressions connecting the frequency of rotation of the main sections of differentials. Calculation and graphic dependences of the frequency of link rotation for selection of a workspace of variable speed are made. The final choice of the differential structure is made taking into account the distribution of moments among the basic links of the differential.