

ловиях лесопромышленного или деревообрабатывающего производства является чрезвычайно сложной задачей. Таким образом, вторым существенным недостатком планетарного механизма является его низкая ремонтпригодность.

Снизить ударные нагрузки, увеличить ресурс и повысить ремонтпригодность данного механизма можно за счет его модернизации – использования упругого элемента в виде зубчатого ремня в качестве коронной шестерни [2]. Зубчато-ременные передачи соединяют в себе достоинства ременных и цепных приво- Рис. 1. Кинематическая схема водов. Их приме- нияют в широком диа- механизма резания пазоне мощно- стей (от 0,2 до 500,0 кВт), частот вра- щения (в высоконагруженных приводах до $6 \cdot 10^3$ мин⁻¹, в кинематических – до $18 \cdot 10^3$ мин⁻¹) и окружных скоростей (от 0,5 до 8,0 м/с); КПД передач составляет 95 ... 99 %. Этот механизм не требует смазки, обладает пониженными вибрационно-шумовыми характеристиками, более высокой долговечностью зубчатого венца сателлита. При износе ремень достаточно легко извлекают и заменяют на новый.

Для определения параметров модернизированного механизма было проведено его кинематическое и силовое исследование. Для этого найдены проекции перемещений, скоростей и ускорений характерных точек звеньев планетарного преобразователя на координатные оси в функции угла поворота водила φ_1 . Ввиду значительных маховых масс преобразователя неравномерностью вращения водила в первом приближении пренебрегли.

Для произвольной точки механизма определены проекции: перемещения

$$Z_k(\varphi_1) = \sum_{i=1}^n r_i \cos \varphi_i; \quad (1)$$

$$X_k(\varphi_1) = \sum_{i=1}^n r_i \sin \varphi_i; \quad (2)$$

скорости

$$V_{zk}(\varphi_1) = -\omega_1 \sum_{i=1}^n r_i \sin \varphi_i; \quad (3)$$

$$V_{xk}(\varphi_1) = \omega_1 \sum_{i=1}^n r_i \cos \varphi_i; \quad (4)$$

ускорения

$$a_{zk}(\varphi_1) = -\omega_1^2 \sum_{i=1}^n r_i \cos \varphi_i; \quad (5)$$

$$a_{xk}(\varphi_1) = -\omega_1^2 \sum_{i=1}^n r_i \sin \varphi_i; \quad (6)$$

где ω_1 – угловая скорость водила;

φ_1 – угол поворота соответствующего звена или его отрезка до рассматриваемой точки, отсчитываемый от вертикальной оси по часовой

стрелке;

n – количество звеньев, от оси вращения водила до рассматриваемой точки;

l_i – длина звена или его отрезка входящего в кинематическую цепь.

В случае неравенства длин звеньев ($CF > AC$) пильная рамка совершает возвратно-качательное (плоско-параллельное) движение относительно точки F на угол θ , определяемый по формуле

$$\theta = -\arcsin(x_F/l_3). \quad (7)$$

Ввиду малости угла качания ($x_F \ll l_3$) можно приближенно рассчитать угловую скорость ω_3 и угловое ускорение ε_3 пильной рамки:

$$\omega_3 = -V_{xF}/l_3; \quad (8)$$

$$\varepsilon_3 = a_{xF}/l_3. \quad (9)$$

Для выбранных точек (оси кинематических пар и центры масс звеньев) соответствующие величины приведены в таблице.

Точка	Число звеньев n	Угол поворота φ_i	Длина звена или отрезков l_i
C	1	φ_1	$l_1 = AC$
B	1	$\varphi_1 + \pi$	$l_1 = AB$
F	2	$\varphi_1; \varphi_2 = 2\pi - \varphi_1$	$l_1 = AC; l_2 = CF$
D	2	$\varphi_1; \varphi_2 = \pi - \varphi_1$	$l_1 = AC; l_2 = CD$
G	3	$\varphi_1; \varphi_2 = 2\pi - \varphi_1;$ $\varphi_3 = \theta$	$l_1 = AC; l_2 = CF; l_3 = FG$
H	3	$\varphi_1; \varphi_2 = 2\pi - \varphi_1;$ $\varphi_3 = \theta$	$l_1 = AC; l_2 = CF; l_3 = FH$

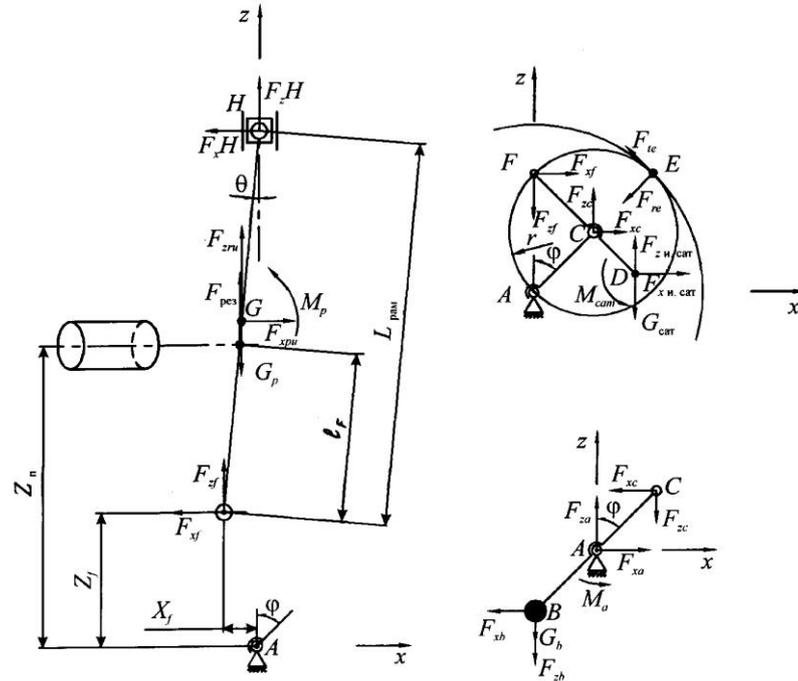


Рис. 2. Силовой анализ механизма резания

Для нахождения реакций в кинематических парах разбиваем механизм на три структурные группы (рис. 2) и решаем для них системы уравнений кинестатики. Для структурной группы пильная рамка–ползун получена система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_z = 0; & \quad F_{zF} + F_{xH}f + F_{рез} + F_{zпу} - m_p g = 0; \\ \sum F_x = 0; & \quad -F_{zF} + F_{xH} + F_{xпу} + F_n = 0; \\ \sum M_f = 0; & \quad F_{xH}L_{рам} - m_p g \sin \theta - F_{xпу} \cos \theta + F_{zпу} \sin \theta \cdot \frac{L_{рам}}{2} + \\ & \quad + M_{пу} + F_{рез} \sin \theta - F_n \cos \theta \cdot (Z_n - Z_f) \cos \theta = 0, \end{aligned} \right\} (10)$$

- где F_{zk}, F_{xk} – проекции реакций в кинематических парах;
 $F_{zпу}, F_{xпу}$ – проекции силы инерции пильной рамки;
 $M_{пу}$ – момент сил инерции распределенной массы пильной рамки;
 $F_{рез}, F_n$ – силы резания и подачи, принятые по данным [3];
 m_p, J_p – масса и момент инерции пильной рамки;
 f – коэффициент трения ползунков о направляющие;
 g – ускорение свободного падения;
 θ – угол отклонения пильной рамки от вертикали;
 $L_{рам}$ – расстояние от шарнира крепления пильной рамки к сателлиту до верхних ползунков.

Силы и момент сил инерции пыльной рамки определяем по формулам

$$F_{zpu} = -m_p a_{zG}(\varphi); \quad (11)$$

$$F_{xpu} = -m_p a_{xG}(\varphi); \quad (12)$$

$$M_{пу} = -J_p \varepsilon_3. \quad (13)$$

Для структурной группы сателлит–коронная шестерня система уравнений кинестатики имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_z = 0; & \quad F_{tE} \left(\sin \varphi - \cos \varphi \operatorname{tg} \alpha \right) + F_{zC} - F_{zF} + F_{зи.сат} - m_{сат} g = 0; \\ \sum F_x = 0; & \quad -F_{tE} \left(\sin \varphi \operatorname{tg} \alpha - \cos \varphi \right) + F_{xC} + F_{xF} + F_{хи.сат} = 0; \\ \sum M_f = 0; & \quad F_{tE} r + F_{zF} \sin \varphi - F_{xF} \cos \varphi \cdot \bar{l}_F + \\ & \quad + F_{зи.сат} - m_{сат} g \cdot \sin \varphi + F_{хи.сат} \cos \varphi \cdot \bar{l}_D = 0, \end{aligned} \right\} (14)$$

где

$m_{сат}$ – масса сателлита;

F_{tE} – тангенциальная сила в зацеплении;

α – угол в зацеплении сателлита с зубчатым ремнем;

l_D, l_F – расстояние от оси сателлита до соответствующих точек;

r – радиус делительной окружности сателлита;

F_{zC}, F_{xC} , – проекции реакций в кинематических парах;

$F_{зи.сат}, F_{хи.сат}$ – проекции сил инерции сателлита,

$$F_{зи.сат} = a_{zD} m_{сат}; \quad F_{хи.сат} = a_{xD} m_{сат}.$$

Системы уравнений (10) и (14) решаем матричным способом:

$$x(\varphi) = a(\varphi)^{-1} c(\varphi),$$

где $x(\varphi)$ – матрица-вектор неизвестных реакций;

$a(\varphi)$ – матрица коэффициентов при неизвестных;

$c(\varphi)$ – матрица-вектор свободных членов уравнений.

Для структурной группы пыльная рамка–ползун имеем

$$x(\varphi) = \begin{bmatrix} F_{zF} \\ F_{xF} \\ F_{xH} \end{bmatrix}; \quad a(\varphi) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & f \\ 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & L_{рам} \end{bmatrix}; \quad c(\varphi) = \begin{bmatrix} m_p g - F_{рез} - F_{zпу} \\ -F_{xпу} - F_{xF} \\ M_1 + M_2 \end{bmatrix}.$$

Моменты от силы тяжести и инерции пыльной рамки M_1 и моменты от внешних сил M_2 сгруппированы:

$$M_1 = (m_p g \sin \theta - F_{xпу} \cos \theta + F_{zпу} \sin \theta) L_{рам} / 2 - M_{пу};$$

$$M_2 = -(F_{рез} \sin \theta - F_n \cos \theta (Z_n - Z_F) / \cos \theta).$$

Для структурной группы сателлит–коронная шестерня

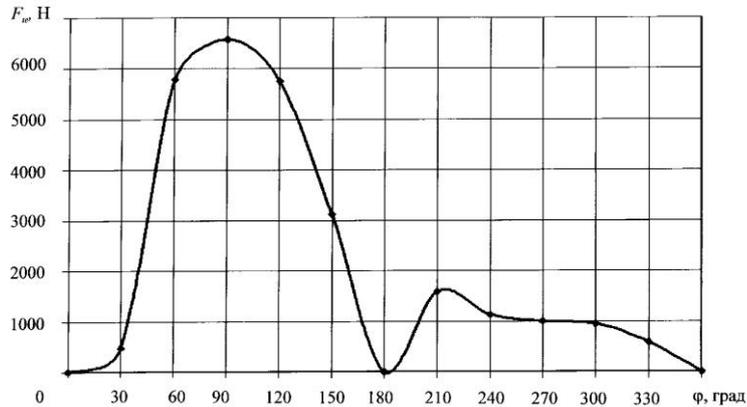


Рис. 3. График тангенциальной силы в зацеплении

$$x \begin{matrix} \vec{\varphi} \\ \vec{\varphi} \\ \vec{\varphi} \end{matrix} = \begin{bmatrix} F_{tE} \\ F_{zC} \\ F_{xC} \end{bmatrix}; \quad a \begin{matrix} \vec{\varphi} \\ \vec{\varphi} \\ \vec{\varphi} \end{matrix} = \begin{bmatrix} \sin \varphi - \cos \varphi \operatorname{tg} \alpha & 1 & 0 \\ -\sin \varphi \operatorname{tg} \alpha + \cos \varphi & 0 & 1 \\ r & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad c \begin{matrix} \vec{\varphi} \\ \vec{\varphi} \\ \vec{\varphi} \end{matrix} = \begin{bmatrix} F_{zF} - F_{\text{зи.сат}} + m_{\text{сат}} g \\ -F_{xF} - F_{\text{хи.сат}} \\ M_3 + M_4 \end{bmatrix}.$$

Моменты от реакции в шарнире $F(M_3)$ и моменты от силы тяжести и инерции сателлита (M_4) сгруппированы:

$$M_3 = -(F_{zF} \sin \varphi - F_{xF} \cos \varphi) l_F;$$

$$M_4 = -[(F - m_{\text{сат}} g) \sin(\varphi) + F_{\text{хи.сат}} \cos(\varphi)] l_D.$$

Для начального звена проекции реакции в опоре A , определенные непосредственно из уравнений кинестатики, независимы:

$$\Sigma F_z = 0; \quad -F_{zBu} - F_{zC} - m_B g + F_{zA} = 0; \quad (15)$$

$$\Sigma F_x = 0; \quad -F_{xBu} - F_{xC} + F_{xA} = 0, \quad (16)$$

где F_{zBu} , F_{xBu} — проекции центробежной силы сателлита;

F_{zA} , F_{xA} — проекции реакции в опоре A ;

m_B — масса водила.

Исследование производили на ПЭВМ в среде MATHCAD. Результат расчета тангенциальной силы E_{tE} в зацеплении представлен на рис. 3, максимальное ее значение составило 6,566 кН.

Расчет параметров зубчатого ремня вели по стандартной методике [1] по двум вариантам: по максимальной тангенциальной силе $F_{tE} = 6,566$ кН; по мощности двигателя (проверочный расчет) $N = 30$ кВт.

На основании расчета принято для каждого преобразователя по три ремня типа XXL шириной 50,8 мм. Выполненный проверочный расчет давления на зубьях показал их достаточную прочность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.

2. Пат. RU 43211 U1 РФ МПК⁷ В 27 В 3/00. Планетарный механизм резания лесопильной рамы /В.Г. Новоселов, А.И. Кузнецов. – № 2004125332/22; заявлено 18.08.2004; опубл. 10.01.2005, Бюл. № 1. – 2 с.

2. Шабалин Л.А. Влияние траектории движения пил на производительность / Л.А. Шабалин, В.С. Белошейкин, А.П. Головачев, В.И. Смирнов // Деревообраб. пром-сть. – 1986. – № 1. – С. 4–6.

V.G. Novoselov, A.I. Kuznetsov

Investigation of Modernized Planetary Cutting Mechanism

Parameters of the flexible link – the crown wheel of converter – have been determined in the process of kinematical and power research of the modernized planetary cutting mechanism of the log frame with complete balancing of forces affecting the basement.
