



НОВЫЙ ТИП ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОПИЛЬНЫХ СТАНКОВ

Славчо Соколовски¹ – Ненчо Делийски¹ – Евгения Славчева²

Abstract

Decreasing the deflection of the main drive shaft of band saw machines resulting from the strain force of the saw band and the belt transmission. Make an analysis of the drive of the band saw cutting mechanism. The subject of the study is the main drive shaft of the band saw machine. The external load of the main drive shaft of the band saw is determined. Strength calculations and construction of the main drive shaft are realized. Two variants for improvement of the work of the main drive shaft of the band saw are proposed. In the first case the shaft is completely discharged from the deflection and in the second it is only partially discharged from the force of strain of the saw band.

Keywords: *band saw, main drive shaft, belt transmission, strength calculations, construction*

1. ВВЕДЕНИЕ

Конструкции режущих механизмов ленточнопильных станков не отличаются принципиально друг от друга при отдельных типах станков. Они состоят из двух ведущих колес с ленточной пилой и основного вала, приводимого в движение электродвигателем при помощи ременной передачи (рис. 1). Основной вал станка подвергается большим изгибающим напряжениям, порожденным с одной стороны силой натяжения ленточной пилы и с другой стороны – силой натяжения ремней.

Целью настоящей работы является проведение анализа привода режущего механизма ленточнопильных станков и в частности – нагружения их основного вала.

2. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ОСНОВНОГО ВАЛА ЛЕНТОЧНОПИЛЬНОГО СТАНКА

2.1 НАГРУЖЕНИЕ ВАЛА

Основной вал станка нагружен поперечными силами и крутящими моментами.

Поперечные силы, которые нагружают вал, таковы: F_0 от натяжения ленточной пилы, F_R от натяжения ремней и F_t от крутящего момента. При более точном расчете необходимо учитывать также силы тяжести колеса G_k и приводимой ремнями шайбы $G_{ш}$ в качестве поперечных сил (рис. 1).

¹ University of Forestry, Kliment Ohridski Bd. 10, 1756 Sofia, BULGARIA
e-mail: slav_sokolovski@yahoo.com; deliiski@netbg.com

² Ministry of Agriculture and Food, Bul. "Tzar Boris III" №136, 1618 Sofia, BULGARIA
e-mail: evslavtcheva90@yahoo.fr

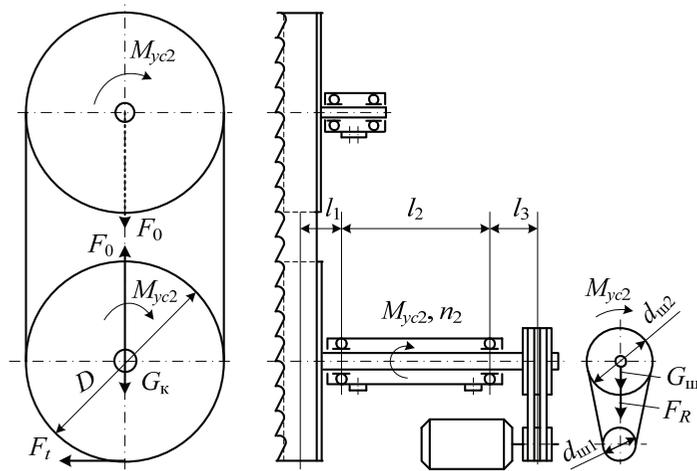


Рис. 1. Режущий механизм ленточнопильного станка

Крутящий момент M_{yc2} (в N.m), передаваемый валом, равен крутящему моменту, определяемому по уравнению

$$M_{yc2} = \frac{9554 P_1 \eta d_{ш2}}{n_1 d_{ш1}}, \quad (1)$$

где P_1 – мощность электродвигателя, kW;

η – к.п.д. приводящего механизма (обычно принимается $\eta = 0,9$);

n_1 – частота вращения электродвигателя, min^{-1} ;

$d_{ш1}$ и $d_{ш2}$ – диаметры соответственно приводящей и приводимой шайб, mm.

Сила натяжения ленточной пилы F_0 (в N) равна

$$F_0 = 2Bs\sigma \quad (2)$$

где B – ширина режущей ленты, m;

s – толщина режущей ленты, m;

σ – напряжение растяжения от натяжения пилы, N/m^2 . Для нормальной работы режущей ленты напряжение растяжения должно равняться [2]: $\sigma = (30 \div 40) 10^6 \text{ N/m}^2$ – при обычных станках; $\sigma = (50 \div 70) 10^6 \text{ N/m}^2$ – при делительных станках; $\sigma = (80 \div 100) 10^6 \text{ N/m}^2$ – при распиловочных станках.

Периферная сила F_t (в N) равна

$$F_t = \frac{2M_{yc2}}{D}, \quad (3)$$

где D – диаметр лентоводного колеса, m.

Схема приведения сил, действующих на ленточную пилу, к геометрической оси основного вала станка показана на рис. 2. Перпендикулярно оси вала действуют периферная F_t , (на расстояние $0,5D$) и сила натяжения ленть F_0 .

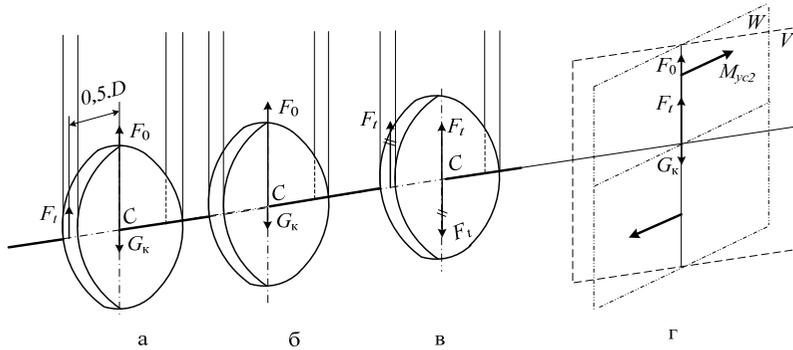


Рис. 2. Схема приведения сил, действующих на нижнее ленточное колесо, к геометрической оси основного вала

При составлении вычислительной схемы вала радиальная сила F_0 переносится на ось вала (рис. 2б) и она будет изгибать вал в плоскости V . Периферная сила F_t действует поперечно валу, изгибает его в плоскости V и создает крутящий момент $T_2 = 0,5F_tD$, который действует в плоскости W и обуславливает скручивание вала (рис. 2в). Из рис. 2г видно, что в т. С действует результирующая поперечная сила F , которая равна

$$F = F_0 + F_t - G_k, \tag{4}$$

где G_k – сила тяжести нижнего колеса, N.

Эта сила F изгибает вал в вертикальной плоскости V .

Сила клиноременного привода F_R действует на противоположную сторону вала (рис.1). Ее направление зависит от расположения этого привода (от вертикального $\alpha = 0^\circ$ до горизонтального $\alpha = 90^\circ$). Она равна [2]

$$F_R = 3F_t, \tag{5}$$

где F_t - периферная сила, которая определяется по уравнению (3).

При помощи F_R вычисляются ее составляющие:

$$F_{Ry} = F_R \cdot \sin \alpha \text{ - в горизонтальной плоскости,} \tag{6}$$

$$F_{Rz} = F_R \cdot \cos \alpha \text{ - в вертикальной плоскости,} \tag{6a}$$

где α – угол между прямой, связывающей центры кручения шайб с вертикалью; при вертикальном приводе $F_{Ry} = F_R$ и $F_{Rz} = 0$.

2.2 СОСТАВЛЕНИЕ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ СХЕМЫ

Последовательность расчета вала на прочность показана на рис. 3.

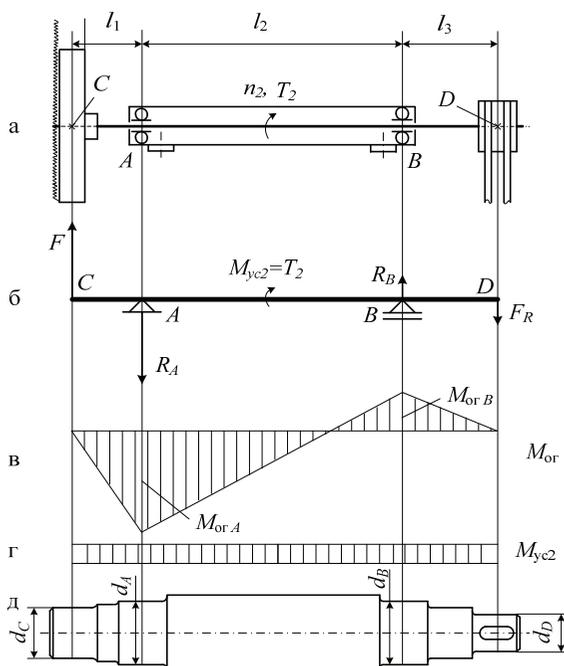


Рис. 3. Вычислительная схема, диаграммы изгибающего и скручивающего моментов и конструкция основного вала в существующих ленточнопильных станках

Исходя из конструкции и рамеров, приведенных на рис. 3а, составляется вычислительная схема, которая дана на рис. 3б. В т. С на рисунке действует определенная по уравнению (4) сила F , а в т. D действует определяемая по уравнению (5) сила F_R . Опоры расположены в точках A и B. Обе силы действуют на вал в вертикальной плоскости и имеют противоположные направления.

2.3 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА НА СЛОЖНУЮ ПРОЧНОСТЬ

На рис. 3 показана конструкция основного вала станка, а также вычислительная схема и диаграммы изгибающих $M_{ог}$ и скручивающих M_{yc} моментов и поперечные силы F и F_R . На вал действуют следующие силы: F , F_R , $G_{ш}$. Вал расположен на двух подшипниках качения.

2.3.1 Определение изгибающих моментов

Изгибающие моменты равны (рис. 3в):

$$M_{огC} = 0; \quad M_{огA} = Fl_1; \quad M_{огB} = (F_R + G_{ш})l_3. \quad (7)$$

2.3.2. Скручивающий момент

Вал по всей его длине подвержен скручиванию от передаваемого крутящего момента M_{yc2} (рис. 3г). Этот момент определяется по уравнению (1), после чего строятся его диаграммы в подходящем масштабе.

2.3.3. Диаметр вала в характерных сечениях (рис. 3к)

2.3.3.1. Диаметры вала в крайних его шейках т. С и т. D

Диаметры вала d_C (в т) в т.С, где закрепляется лентоводное колесо и d_D (в т) в т. D, где закрепляется приводимая шайба подвержены только скручиванию от крутящего момента M_{yc2} [1]:

$$d_C = d_D \geq 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{yc2}}{0,2[\tau_{yc}]}} , \quad (8)$$

где d_C и d_D - диаметры вала т. С и т. D, где закрепляются соответственно лентоводное колесо и приводимая шайба, м;

$[\tau_{yc}]$ - уменьшенное допустимое напряжение скручивания, $N.m^{-2}$. Для стали 45 $[\tau_{yc}] = 20 \cdot 10^6 N.m^{-2}$.

2.3.3.2 Диаметры вала в опорах т. А и т. В

Из конструктивных соображений шейки для подшипников вырабатываются с одинаковыми размерами, равными большей из них, учитывая при этом стандартные внутренние диаметры подшипников качения, т.е. $d_A = d_B$. В случае более нагружена шейка А (рис. 3в). Диаметр вала в опорах А и В, где располагаются подшипники качения, равен [1]:

$$d_A = d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{еквА}}{0,1[\sigma_{ог}]}} , \quad (9)$$

где $M_{еквА}$ - эквивалентный момент в опоре А, $N.m$,

$$M_{еквА} = \sqrt{M_{огА}^2 + M_{yc2}^2} ; \quad (10)$$

$[\sigma_{ог}]$ - допустимое напряжение изгиба, $N.m^{-2}$. Для стали 45 $[\sigma_{ог}] = 40 \cdot 10^6 N.m^{-2}$.

2.3.4. Конструктивное оформление вала

Конструкция вала (рис. 3к) имеет ступенчатую форму, начиная с изображения крайних шеек в сечениях С и D. Диаметр шейки в сечении С должен быть как можно больше. Ступени между шейками в сечениях С и А должны быть немного по количеству и с небольшой высотой.

На основе проведенного анализа нами установлено, что максимальное нагружение вала находится в его сечении при подшипнике рядом с лентоводным колесом. Там действует изгибающий момент, который порождается силой натяжения ленточной пилы.

Для уменьшения изгиба предлагается схема, при которой изгиб принимается телом подшипника или самим телом станка (рис. 4). Чаще всего тела подшипников закрепляются в теле станка посредством болтового соединения.

Вал по всей его длине нагружен только скручиванием крутящим моментом M_{yc2} (рис. 4в) и его диаметр определяется по уравнению (8). Конструкция вала показана на рис. 4г.

Из анализа диаграммы изгибающего момента (рис. 3в) видно, что изгибающий момент силы натяжения ремней (опора В) значительно меньше изгибающего момента силы натяжения ленточной пилы (опора А). Поэтому в данном случае возможен промежуточный вариант, при котором можно предоставить валу принимать на себя изгибающий момент силы натяжения ремней (рис.5), в то время как изгибающий момент силы натяжения ленточной пилы будет приниматься телом подшипника, неподвижно закрепленного к телу станка.

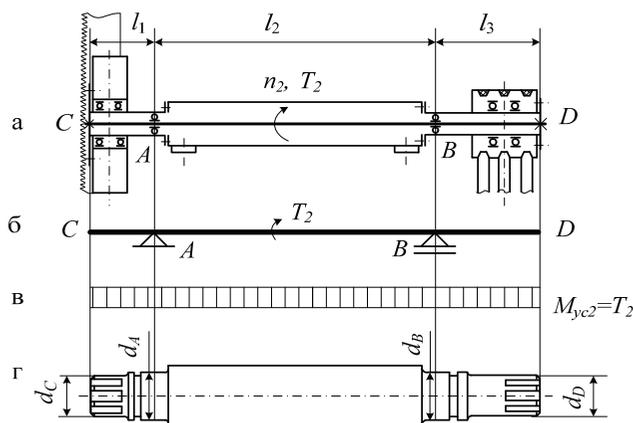


Рис. 4. Вычислительная схема, диаграммы скручивающего момента и конструкция основного вала ленточнопильного станка

По уравнению (8) определяются подверженные только скручиванию крутящим моментом M_{yc2} (рис. 5г) диаметры вала d_C (в м) в т. С, где закрепляется лентоводное колесо и d_D (в м) в т. D, где закрепляется приводимая шайба ремней.

Диаметры вала в опорах т. А и т. В (рис. 5д), где располагается подшипник качения, определяется в зависимости от более нагруженной опоры. В рассматриваемом случае более нагружена опора В (рис. 5в). Диаметры вала d_A и d_B в опорах А и В определяются по уравнению

$$d_A = d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{еквВ}}}{0,1[\sigma_{\text{ог}}]}}, \quad (11)$$

где $M_{\text{еквВ}}$ - эквивалентный момент в опоре В, N.m,

$$M_{\text{еквВ}} = \sqrt{M_{\text{огВ}}^2 + M_{\text{yc2}}^2}. \quad (12)$$

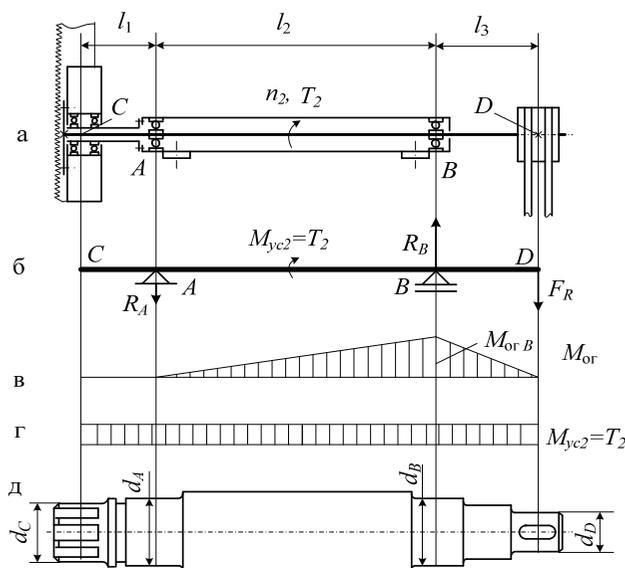


Рис. 5. Вычислительная схема, диаграммы изгибающего и скручивающего моментов и конструкция основного вала ленточнопильного станка в предлагаемом решении

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Произведенный прочностной расчет основного вала ленточнопильного станка позволил сделать анализ наиболее опасных сечений вала. Результаты анализа можно использовать при разработке новой конструкции вала, которая обеспечит улучшение эксплуатации режущего механизма ленточнопильных станков.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Соколовски С. (2007) Машинни елементи. Издателска къща ЛТУ- София, 318 с.
- [2] Филипов Г. (1967) Дървообработващи машини. Земиздат, София, 378 с.

