



## РАСЧЕТ УДЛИНЕННОГО ВАЛА РОТОРА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ РЕЖУЩЕГО МЕХАНИЗМА КРУГЛОПИЛЬНОГО СТАНКА<sup>1</sup>

ЧАСТЬ 2: РАСЧЕТ ВАЛА НА УСТАЛОСТЬ, ДЕФОРМАЦИЮ И ВИБРАЦИИ

Славчо Соколовски – Ненчо Делийски – Веселин Брезин

### Abstract

*В работата се дава методологията на изчисляване на умора, деформация и вибрации на удължения вал на ротора на електродвигателя на механизма за рязане на циркулярна машина.*

*Направена е проверка на вала на умора в две опасни сечения. Определени са максималните провисвания на вала и критичната му честота на въртене.*

*По разработената методика са направени проверочни изчисления на умора, деформация и вибрации на удължения вал на ротора на електродвигателя за три мощности: 4000, 5500 и 7500 W.*

**Key words:** *удължен вал на ротора на електродвигателя, умора, деформация, провисване, вибрации, критична честота на въртене*

### 1 ВВЕДЕНИЕ

Целью любого расчета валов деревообрабатывающих станков является выработка количественной оценки его надежной работы при конкретных эксплуатационных условиях. Надежная работа оценивается путем проведения проверочных вычислений рассчитанного на прочность и сконструированного вала.

В настоящей работе предлагается методика для расчета на усталость, деформацию и вибрации удлиненных валов, которые являются частью роторов электродвигателей. Для этой цели необходимо знать действующие на вал силы и моменты, конструктивные размеры и материал вала, технология его производства и условия, при которых он будет эксплуатироваться.

---

<sup>1</sup> Настоящая работа выполнена при разработке проекта 46 / 2009 с финансовой поддержкой Научно-исследовательского сектора Лесотехнического университета, г.Софии.

## 2 РАСЧЕТ ВАЛА РОТОРА НА УСТАЛОСТЬ

После определения размеров вала и его последующего сконструирования, производится проверка на усталость в его опасных сечениях. Опасными сечениями вала считаются те, в которых изгибающие и крутящие моменты имеют максимальные значения, а также места, где находятся концентраторы напряжений (рис.1а). Прежде всего это ступенчатые переходы с закруглениями, каналы для шпонок, для выходов на резьбу или для шлифования шеек и лобовых поверхностей и т.д. Проверка вала на усталость сводится к определению коэффициента надежности  $n$  в каждом подверженном угрозе разрушения сечении вала, где  $n$  должен иметь значение больше, чем минимально допустимый коэффициент надежности  $[n] = 1,5 \div 2,5$ .

Для каждого опасного сечения при сложном напряженном состоянии коэффициент надежности определяется по уравнению [2]

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (1)$$

где  $n_{\sigma}$  - коэффициент надежности по нормальным напряжениям, которые изменяются по симметричному циклу:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_{\sigma}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_{и}}, \quad (2)$$

$n_{\tau}$  - коэффициент надежности по тангенциальным напряжениям, которые изменяются по нулевому циклу:

$$n_{\tau} = \frac{2 \cdot \tau_{-1} \cdot \varepsilon_{\tau}}{\tau_{к} (K_{\tau} + \psi_{\tau} \cdot \varepsilon_{\tau})}, \quad (3)$$

$\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  - пределы выносливости при симметричном цикле изгиба и кручения,  $\text{MN} \cdot \text{m}^{-2}$ ;

$\sigma_{и}$  - напряжение изгиба,  $\text{MN} \cdot \text{m}^{-2}$ , которое определяется по уравнению

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}}; \quad (4)$$

$M_{и}$  - изгибающий момент,  $\text{N} \cdot \text{m}$  (рис.1б), который определяется по уравнению (13), приведенному в части 1 настоящей работы [3];

$W_{и}$  - момент сопротивления при изгибе,  $\text{m}^3$ , который равняется

$$W_{и} = 0,1 \cdot d_i^3; \quad (5)$$

$\tau_{к}$  - напряжение кручения,  $\text{MN} \cdot \text{m}^{-2}$ , которое равно  $\tau_{к} = \frac{M_{к}}{2 \cdot W_{к}}$ ;

$M_{к}$  - крутящий момент,  $\text{N} \cdot \text{m}$  (рис.1), который определяется по уравнению (14) в [3];

$W_{к}$  - момент сопротивления при кручении,  $\text{m}^3$ , который равняется

$$W_{к} = 0,2 \cdot d_i^3; \quad (6)$$

$d_i$  - диаметр находящегося под угрозой разрушения сечение вала,  $\text{m}$  (рис.1);

$K_\sigma$  и  $K_\tau$  - эффективные коэффициенты концентрации напряжений [2];

$\epsilon_\sigma$  и  $\epsilon_\tau$  - коэффициенты, учитывающие влияние размера сечения, соответственно на изгиб и кручение [2];

$\psi_\tau$  - коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла [2]. Для стали 45 он равен  $\psi_\tau = 0,05$ .

При рассмотрении конструкции вала и диаграмм моментов на рис.1 видно, что опасными являются следующие сечения:

- сечение I-I - середина шейки вала, на которой монтируется правый подшипник. Сечение нагружено изгибающим моментом, равным результирующему изгибающему моменту  $M_{и}^{I-I} = M_{ирез}$  и крутящему моменту  $M_k$ . Концентратором напряжений является посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал с диаметром  $d_i = d_A$ ;

- сечение II-II ступенчатого перехода канавки с галтелью. Сечение нагружено изгибающим  $M_{и}^{II-II} = M_{ирез} \frac{l_2'}{l_2}$  и крутящим  $M_k$  моментами. Концентратором напряжений является канавка с галтелью.

Значение результирующего изгибающего момента  $M_{ирез}$  в опоре А берется из табл. 1 в [3].

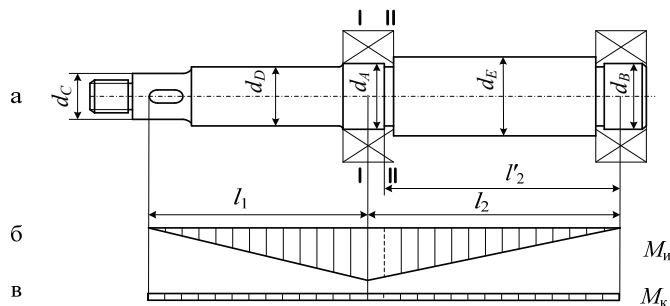


Рис. 1. Конструкция вала ротора электродвигателя для режущего механизма круглопильного станка

С использованием предлагаемой методики произведен расчет на усталость удлиненного вала ротора электродвигателя для трех мощностей  $P_1$ : 4000 W, 5500 W и 7500 W. Результаты расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1 Результаты расчета на усталость удлиненного вала ротора

$P_1$ , W	Сече- ние	$d_i$ , m	$l_2$ , m	$l_2'$ , m	$M_{и}$ , N.m	$W_{и}$ , $m^3$	$M_k$ , N.m	$W_k$ , $m^3$
4000	I-I	0,030	0,28	-	94	$2,7 \cdot 10^{-6}$	13,3	$5,4 \cdot 10^{-6}$
	II-II	0,028	-	0,27	91	$2,2 \cdot 10^{-6}$	13,3	$4,4 \cdot 10^{-6}$
5500	I-I	0,035	0,30	-	126	$4,3 \cdot 10^{-6}$	18,3	$8,6 \cdot 10^{-6}$
	II-II	0,033	-	0,29	121	$3,6 \cdot 10^{-6}$	18,3	$7,2 \cdot 10^{-6}$
7500	I-I	0,040	0,32	-	165	$6,4 \cdot 10^{-6}$	25,0	$12,8 \cdot 10^{-6}$
	II-II	0,038	-	0,31	158	$5,5 \cdot 10^{-6}$	25,0	$11 \cdot 10^{-6}$

Продолжение табл. 1.

$\sigma_{и},$ MN.m <sup>-2</sup>	$\tau_{к},$ MN.m <sup>-2</sup>	$K_{\sigma}$	$K_{\tau}$	$\varepsilon_{\sigma}$	$\varepsilon_{\tau}$	$n_{\sigma}$	$n_{\tau}$	$n$	$[n]$
34,8	2,4	2,0	1,6	1	1	3,7	75	3,6	2,5
41,3	4,4	1,95	1,6	0,9	0,8	2,8	30	2,7	2,5
29,0	2,1	2,0	1,6	1	1	4,3	87	4,2	2,5
33,6	2,5	1,95	1,6	0,85	0,75	3,2	45	3,1	2,5
25,4	2,0	2,0	1,6	1	1	4,9	90	4,8	2,5
28,7	2,2	1,95	1,6	0,8	0,7	3,6	48	3,5	2,5

### 3 РАСЧЕТ ВАЛА РОТОРА НА ДЕФОРМАЦИЮ

Деформационный расчет вала сводится к определению его провисания в месте закрепления круглой пилы. Для упрощения расчета ступенчатый вал трансформируется в вал одинакового по всей длине диаметра (называемого редуцированный диаметр), которых имел бы ту же деформацию, что и ступенчатый вал.

Если редуцированный диаметр обозначить посредством  $d_c$  (рис.2а), то действительные длины отдельных ступеней вала заменяются на редуцированные длины, которые определяются по следующему уравнению [1]:

$$l_{red\ i} = l_i \left( \frac{d_{red}}{d_i} \right)^4, \quad (7)$$

где  $l_{red\ i}$  - редуцированная длина отдельных ступеней вала, м;

$d_{red}$  - редуцированный диаметр вала, м. Он принимается равным, как правило, меньшему из диаметров отдельных ступеней вала. В данном случае (рис.2а)  $d_c = d_{red}$ ;

$d_i$  - диаметры отдельных ступеней вала, м;

$l_i$  - длины отдельных ступеней вала, м.

Редуцированные длины отдельных ступеней вала равны [1]

$$l_{red\ 3} = l_3; \quad l_{red\ 4} = l_4 \left( \frac{d_{red}}{d_D} \right)^4; \quad l_{red\ 5} = l_5 \left( \frac{d_{red}}{d_A} \right)^4;$$

$$l_{red\ 6} = l_6 \left( \frac{d_{red}}{d_A} \right)^4; \quad l_{red\ 7} = l_7 \left( \frac{d_{red}}{d_E} \right)^4; \quad l_{red\ 8} = l_8 \left( \frac{d_{red}}{d_B} \right)^4. \quad (8)$$

На рис.2а показана схема действительного вала ступенчатой формы, а на рис.2б - схема редуцированного вала с одинаковым диаметром по всей его длине.

С использованием определенных по уравнению (8) редуцированных длин составляется новая вычислительная схема (рис. 2б), в которой редуцированные длины равны [1]

$$l_{red\ 1} = l_{red\ 3} + l_{red\ 4} + l_{red\ 5} \quad \text{и} \quad l_{red\ 2} = l_{red\ 6} + l_{red\ 7} + l_{red\ 8}. \quad (9)$$

Определяются провисания в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а затем - результирующее провисание по следующим уравнениям [1]:

$$f = \sqrt{f_z^2 + f_y^2}, \quad (10)$$

где  $f$  – общее провисание в конце вала; м;

$f_z$  – провисание в конце вала, обусловленное действием силы  $F_z$ , м. Оно вычисляется по уравнению

$$f_z = \frac{F_z (l_{red1} + l_{red2}) l_{red1}^2}{E \cdot J}; \quad (11)$$

$f_y$  – провисание в конце вала, обусловленное действием силы  $F_y$ , м. Оно вычисляется по уравнению

$$f_y = \frac{F_y (l_{red1} + l_{red2}) l_{red1}^2}{E \cdot J}; \quad (12)$$

$F_z$  и  $F_y$  – силы, нагружающие вал, Н. Уравнения для их расчета даны в [3];

$E$  – модуль линейной деформации материала вала, MN.m<sup>-2</sup>;

$J = 0,049 \cdot d_{red}^4$  – инерционный момент сечения вала, м<sup>4</sup>;

$l_{red1}$  – длина вала в его консольной части, м;

$l_{red2}$  – длина вала между его опорами, м.

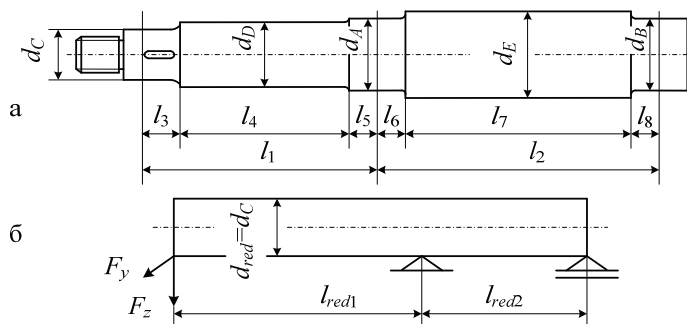


Рис. 2. Схема для расчета на деформацию действительного (а) и редуцированного (б) вала

#### 4 РАСЧЕТ ВАЛА РОТОРА НА ВИБРАЦИИ

Вал с расположенной на нем круглой пилой вращается с большой частотой. Поэтому необходимо его сконструировать так, чтобы частота собственных колебаний не оказалась равной частоте вращения.

Обычно из-за неравномерности сил резания и неточностей монтажа круглой пилы с фланцами на вал, центр их тяжести не совпадает с геометрической осью вала, т.е. он провисает. С учетом провисания определяется критическая частота вращения  $n_{кр}$ , при которой возникает резонанс. Если допустит это, провисание нарастает до бесконечности и вал может разрушиться.

Следовательно, вал надо сконструировать так, чтобы его критическая частота вращения была значительно больше действительной частоты вращения, т.е.

$$n_{кр} > 1,3 n_{дв}, \quad (13)$$

где  $n_{кр}$  - критическая частота вращения,  $s^{-1}$ ;

$n_{дв}$  - действительная частота вращения вала электродвигателя,  $s^{-1}$ ,  $n_{дв} = 48 s^{-1}$ .

Критическая частота вращения прямого гладкого вала определяется по уравнению [2]

$$n_{кр} = 5 \sqrt{\frac{1}{f}}. \quad (14)$$

где  $f$  - общее провисание в конце вала, м. Оно определяется при помощи уравнений (10), (11) и (12).

С использованием предлагаемой методики произведен деформационный и вибрационный расчет удлиненного вала ротора электродвигателя для трех мощностей  $P_1$ : 4000 W, 5500 W и 7500 W. Результаты расчета приведены в табл. 1.

Таблица 2. Результаты деформационного и вибрационного расчета удлиненного вала ротора электродвигателя

$P_1$ , W	$F_z$ , N	$F_y$ , N	$d_C$ , m	$d_D$ , m	$d_A$ , m	$d_E$ , m	$d_B$ , m	$l_1$ , m	$l_2$ , m	$l_3$ , m	$l_4$ , m
4000	173	133	0,020	0,024	0,025	0,030	0,025	0,25	0,28	0,020	0,22
5500	208	148	0,025	0,028	0,030	0,035	0,030	0,28	0,30	0,030	0,24
7500	246	176	0,030	0,034	0,035	0,040	0,035	0,30	0,32	0,040	0,25

Продолжение таблицы 1.

$l_5$ , m	$l_6$ , m	$l_7$ , m	$l_8$ , m	$l_{red1}$ , m	$l_{red2}$ , m	$f_z$ , m	$f_y$ , m	$f$ , m	$n_{кр}$ , $s^{-1}$
0,010	0,010	0,26	0,010	0,127	0,049	$0,29 \cdot 10^{-3}$	$0,20 \cdot 10^{-3}$	$0,36 \cdot 10^{-3}$	265
0,011	0,011	0,29	0,011	0,150	0,058	$0,34 \cdot 10^{-3}$	$0,25 \cdot 10^{-3}$	$0,42 \cdot 10^{-3}$	244
0,012	0,012	0,31	0,012	0,168	0,070	$0,40 \cdot 10^{-3}$	$0,28 \cdot 10^{-3}$	$0,49 \cdot 10^{-3}$	226

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приемление разработанной методики прочностного, деформационного и вибрационного расчета удлиненного вала ротора электродвигателя для механизма резания круглопильного станка обеспечит повышение надежности механизмов резания этих станков. Эту методику можно легко адаптировать для проведения аналогичных расчетов удлиненных валов других станков и сооружений.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] ГРУБЕ А. Э. В. И. САНЕВ (1973): Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий. Лесная промышленность, Москва.  
 [2] СОКОЛОВСКИ С. (2007): Машинни елементи. Издателска къща ЛТУ-София.