

ное. Для описания такого движения разработан математический аппарат\*. Пусть собственные (без ударов) колебания системы являются гармоническими, тогда зависимость обобщенной координаты  $q$  от времени  $t$  представляет собой синусоиду (рис. 6, а). Пусть при некотором значении  $q_1$  обобщенной координаты происходит упругий удар, так что обобщенная скорость меняет знак на противоположный. На рис. 6, а это означает, что система из положения 1 скачком переходит в положение 2, а в итоге обобщенная координата, отсчитанная от значения  $q_1$ , изменяется по закону, показанному на рис. 6, б. В действительности картина несколько сложнее, однако для оценки частоты нелинейных колебаний ножа мы ограничимся этой упрощенной схемой.

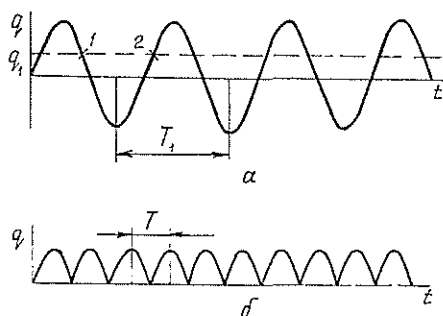


Рис. 6. Зависимость обобщенной координаты  $q$  от времени  $t$ .

а — при безударных колебаниях; б — при упругом ударе.

Из анализа рис. 6 нетрудно определить, что период  $T$  нелинейных колебаний зависит как от упругих и инерционных свойств системы, так и от амплитуды колебаний.

Допустим, что величина  $q_1$  составляет 90 % от  $q_{max}$ , тогда

$$T = 0,142 \sqrt{\frac{T}{C}} = 0,156 \text{ с.}$$

Этому соответствуют частоты, соизмеримые с частотой вынужденных колебаний, а значит становятся возможными отскоки ножей при обрезке сучьев.

Проведенный анализ показал, что у рассмотренных сучкорезных машин возможны резонансные явления, для подавления которых необходимо изменять либо режим работы, либо динамические свойства систем.

Поступила 10 декабря 1984 г.

УДК 621.933.6 : 620.17

## ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ СЕПАРАТОРА НИЖНИХ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ЛЕСОПИЛЬНЫХ РАМ

Л. А. ШАБАЛИН, Е. Г. КУЧУМОВ

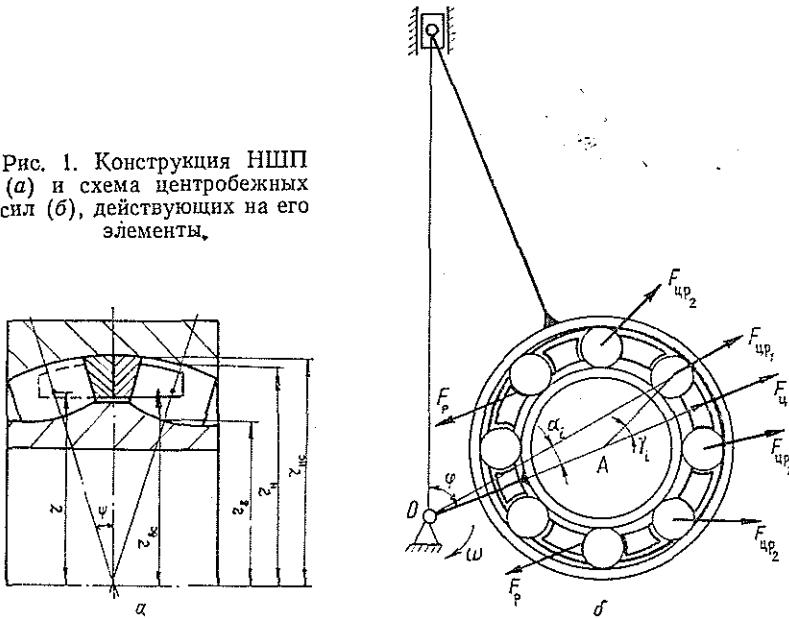
Уральский лесотехнический институт

Повышение частоты вращения кривошипа и увеличение хода пильной рамки (ПР) двухэтажных лесопильных рам последних моделей привели к существенному снижению долговечности их нижних шатунных подшипников (НШП). При этом выход из строя НШП часто обусловлен усталостными отказами сепараторов, прочность элементов которых в настоящее время не вычисляют из-за отсутствия расчетных зависимостей по динамической нагруженности и напряженному состоянию.

На рис. 1, а приведена конструкция двухрядного сферического роликоподшипника, установленного в нижней головке шатуна. Сепаратор этого подшипника выполнен в виде кольца (только для лесорам с ходом пильной рамки 600 мм) или же двух колец с зубьями на торцевых поверхностях.

\* Кобринский А. Е., Кобринский А. А. Виброударные системы.—М.: Наука, 1973.

Рис. 1. Конструкция НШП (а) и схема центробежных сил (б), действующих на его элементы.



При работе на наружное и внутреннее кольца НШП действуют переменные радиальные нагрузки, достигающие максимальных величин в верхней (ВМТ,  $\varphi = 0^\circ$ ) и около нижней (НМТ,  $\varphi = 195^\circ$ ) мертвых точек. Особенности нагружения этих колец и расчет на долговечность НШП лесорам приведены в работах [4, 5]. Здесь следует отметить, что передача радиальных усилий через ролики между внутренним и наружным кольцами происходит на различном угле зоны нагружения, который, по данным исследований [5], минимален ( $65-90^\circ$ ) в нижней и максимален ( $150-180^\circ$ ) в верхней мертвых точках, т. е. число нагруженных и ненагруженных роликов в НШП непостоянно в течение одного оборота кривошипа.

На сепаратор НШП действуют нагрузки: при вращении роликов относительно оси подшипника (точка А, рис. 1, б) — центробежные силы  $F_{цa}$ ; при вращении его относительно оси кривошипа (точка О) возникают центробежная сила сепаратора  $F_{цс}$  и центробежные силы-ненагруженных (незажатых) роликов  $F_{црi}$ . Кроме того, из-за качательного движения шатуна (наружного кольца подшипника) сепаратор вращается неравномерно и на него действует динамическое окружное усилие  $F_t$ . Нагрузки  $F_{цa}$ ,  $F_{цс}$ ,  $F_{црi}$  и суммарное усилие  $F_{ц}$ , действующее по напряжению кривошипной линии ОА от центра вращения кривошипа, определяют по формулам [3]:

$$F_{цс} = m_c \omega^2 R; \tag{1}$$

$$F_{црi} = m_p \omega^2 R_i; \tag{2}$$

$$F_{ц} = \sum_{i=1}^n \frac{\sin(\gamma_i - \frac{\beta}{2})}{\cos \frac{\beta}{2}} [F_{црi} \sin(\gamma_i - \alpha_i) - m_p g \cos \varphi \sin \gamma_i] + m_c \omega^2 R - m_c g \cos \varphi. \tag{3}$$

В выражениях (1) — (3) обозначено:

- $m_c$  и  $m_p$  — соответственно масса сепаратора и ролика;  
 $\omega$  — угловая скорость кривошипа;  
 $R$  — радиус кривошипа;  
 $\beta$  — угол между прямой, проходящей через центр ролика и касательной к его поверхности;  
 $\alpha_i$  — угол между кривошипной линией  $OA$  и радиусом  $R_i$ , определяемый по формуле  $\alpha_i = \arccos \frac{R + r \cos \gamma_i}{R_i}$ ;  
 $\varphi$  — угол поворота кривошипа;  
 $R_i$  — расстояние от оси вращения кривошипа до центра ролика;

$$R_i = \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos \gamma_i},$$

- где  $r$  — радиус центра вращения ролика;  
 $\gamma_i$  — угол между радиальной плоскостью соответствующего ролика и кривошипной линией  $OA$  ( $\gamma_1 = 360^\circ/z$ ;  $\gamma_2 = 2\gamma_1$ ; ...;  $z$  — число тел качения в одном ряду).

Суммарное усилие  $F_{\Sigma}$  в течение одного оборота кривошипа не постоянно, зависит для конкретного подшипника от числа ненагруженных роликов, достигает максимальных и минимальных значений соответственно в нижней и верхней мертвых точках. Нами [3] был сделан вывод, что сила  $F_{\Sigma}$  вызывает усталостные поломки зубьев сепаратора.

В работах [1, 2] для НШП двигателей внутреннего сгорания отмечено, что причина выхода из строя перемычек (зубьев) сепаратора — значительная переменная сила  $F_t$ , определяемая графически.

Указанную силу можно найти и аналитически

$$F_t = \frac{\Sigma I_i \epsilon_c}{r}. \quad (4)$$

Здесь  $\Sigma I_i$  — суммарный момент инерции сепаратора и комплекта ненагруженных роликов;

$\epsilon_c$  — угловое ускорение сепаратора, определяемое по формуле [2]:

$$\epsilon_c = \frac{\omega^2 \lambda r_{nc} \sin \varphi}{2r}, \quad (5)$$

- где  $r_{nc}$  — наружный радиус сепаратора (см. рис. 1, а);  
 $\lambda = R/L$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $L$ .

Если массу зубьев отнести к массе кольца сепаратора и толщину его принять постоянной, то моменты инерции сепаратора  $I_c$ , комплекта ненагруженных роликов  $I_p$  и силу  $F_t$  можно определить по формулам:

$$I_c = \frac{m_c (r_{nc}^2 + r_{bc}^2)}{2}; \quad (6)$$

$$I_p = \left( \frac{m_p r_p^2}{2} \cos \psi + m_p r^2 \right) n; \quad (7)$$

$$F_t = \frac{[m_c (r_{nc}^2 + r_{bc}^2) + m_p (r_p^2 + 2r^2) n] \omega^2 \lambda r_{nc} \sin \varphi}{4r^2}. \quad (8)$$

Здесь  $r_{bc}$  — внутренний радиус сепаратора (см. рис. 1, а);

$\psi$  — угол контакта роликов;

$n$  — число ненагруженных роликов.

Расчеты показали, что сила  $F_t$  для НШП лесорам более чем на порядок меньше усилия  $F_{ц}$ . Кроме того, сила  $F_t$  в мертвых положениях механизма резания, когда  $F_{ц}$  достигает экстремальных значений, равняется нулю. Поэтому в прочностных расчетах зубьев сепараторов НШП лесорам силу  $F_t$  можно не учитывать.

Определение реакций между нагруженными (зажатыми) роликами и зубьями, возникающими от суммарного усилия  $F_{ц}$ , — статически неопределимая задача. Поэтому для установления характера взаимодействия зубьев с роликами в нагруженной зоне подшипника были проведены экспериментальные тензометрические исследования напряженного состояния сепараторов подшипников № 113634К, 3153236Л1 и 13630 на лесопильной раме 2Р80-2 (ход ПР 700 мм, частота вращения кривошипа  $\omega = 33,49 \text{ с}^{-1}$ ).

На поверхности в основании зубьев, ближе к их угловым точкам, наклеивали малобазные тензодатчики сопротивлением 50 Ом. С помощью специального токо-съемника сигнал от датчиков передавался на ось кривошипа и далее через амальгамированный токосъемник к измерительной аппаратуре.

Эксперименты показали, что при износе базирующей поверхности кольца сепаратора (износ имитировался проточкой кольца по наружному диаметру  $r_{не}$  на соответствующую величину) усилие  $F_{ц}$ , в основном, воспринимается двумя крайними в нагруженной зоне роликами. При этом наибольшие напряжения были в зубьях со стороны входа роликов в нагруженную зону вблизи нижней мертвой точки.

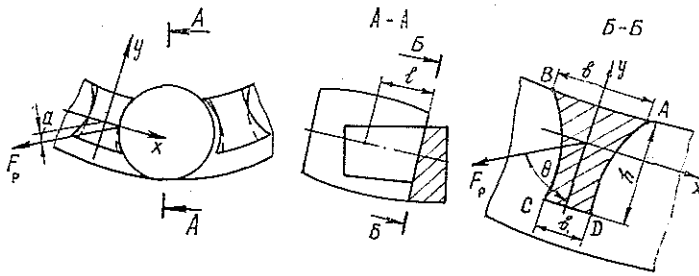


Рис. 2. Расчетная схема к определению напряжений в основании зуба сепаратора.

Для расчета напряжений изгиба в основании зубьев также примем, что усилие  $F_{ц}$  воспринимается двумя зубьями. Тогда реакции роликов  $F_p = 0,5 F_{ц}$  (рис. 1, б). Сечение в основании зуба представим в виде равнобокой трапеции с основаниями  $b, b_1$  и высотой  $h$  (рис. 2). Усилие  $F_p$  перенесем в центр тяжести сечения зуба, а моментом кручения (равным произведению  $F_p$  на расстояние переноса  $a$ ) пренебрегаем. Так как усилие  $F_p$  не совпадает ни с одной из главных осей инерции сечения, то напряжения в угловых точках основания зуба определим как для косо го изгиба

$$\sigma = \frac{F_p l \cos \theta}{I_x} y + \frac{F_p l \sin \theta}{I_y} x, \quad (9)$$

где  $\theta$  — угол между осью  $y$  и линией действия силы  $F_p$ ;  
 $l$  — плечо силы  $F_p$ ;

$x$  и  $y$  — координаты точек  $A, B, C, D$  с соответствующим знаком;  
 $I_x$  и  $I_y$  — осевые моменты инерции сечения.

Неизвестные параметры в выражении (9) определяют по формулам

$$\theta = 180^\circ - (n + 1) \gamma_1 + \beta; \quad (10)$$

$$I_x = \frac{(b^2 + 4bb_1 + b_1^2) h^3}{36(b + b_1)}; \quad (11)$$

$$I_y = \frac{(b^4 - b_1^4) h}{48(b - b_1)}. \quad (12)$$

Напряжения в основании зубьев меняются по асимметричному режиму. Для нахождения максимального  $\sigma_{max}$ , минимального  $\sigma_{min}$ , амплитудного  $\sigma_a$  и среднего  $\sigma_m$  значений напряжений необходимо определить, с учетом количества ненагруженных роликов, усилия  $F_{ц}$  в верхней и нижней мертвых точках.

На рис. 3 приведены графики для НШП лесорам новых моделей при следующих данных:  $m_c = 1,61$  кг;  $m_p = 0,28$  кг;  $R = 0,35$  м;  $z = 20$ ;  $\gamma_1 = 18^\circ$ ;  $\beta = 7,6^\circ$ ;  $r = 125$  м;  $\omega = 29,31$  с<sup>-1</sup> для лесорам с частотой вращения кривошипа 280 об/мин и  $\omega = 37,68$  с<sup>-1</sup> при 360 об/мин;  $r_{вс} = 0,121$  м;  $r_{нс} = 0,145$  м;  $\lambda = 0,175$ ;  $r_p = 0,016$  м;  $n = 10$  роликов в ВМТ и  $n = 15$  роликов в НМТ;  $\Theta = 82,4^\circ$  в ВМТ и  $\Theta = 28,4^\circ$  в НМТ;  $I_x = 1,07 \cdot 10^{-9}$  м<sup>4</sup>;  $I_y = 8,77 \cdot 10^{-10}$  м<sup>4</sup>.

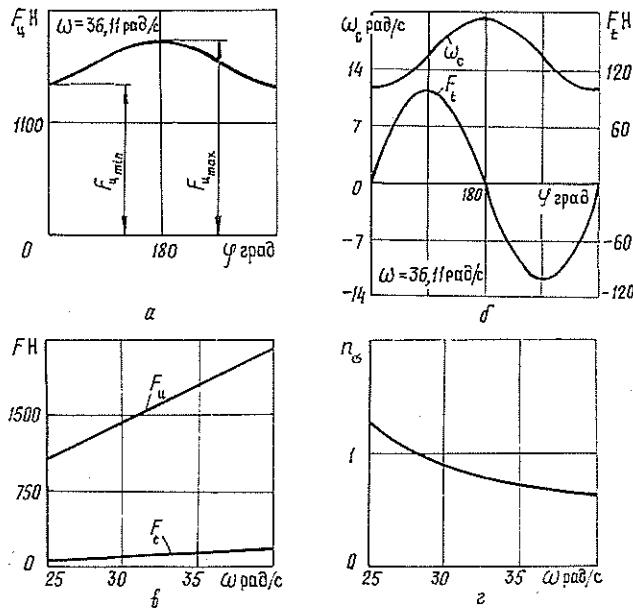


Рис. 3. Расчетные графики изменения суммарного  $F_{ц}$  и окружного  $F_t$  усилий сепаратора, его угловой скорости  $\omega_c$  и запаса прочности зубьев  $n_c$  для НШП № 3153236Л1 в зависимости от угла поворота (а, б) и частоты вращения кривошипа (в, г).

Напряжения в угловых точках основания зубьев приведены в таблице.

Угловые точки основания зубьев	Напряжения в угловых точках, МПа			
	$\sigma_{max}$	$\sigma_{min}$	$\sigma_a$	$\sigma_m$
A, B	179,7	-91,5	135,6	44,1
C, D	72,4	-176,9	124,6	-52,2

Максимальные расчетные напряжения оказались несколько больше экспериментальных, что идет в запас прочности.

Как видно, напряжения в основании зубьев от силы  $F_{ц}$  значительны и являются причиной их поломок. Действительно, запасы прочности зубьев  $n_c$  сепаратора рассмотренного подшипника меньше единицы для всей гаммы лесопильных рам с ходом пильной рамки 700 мм (рис. 3, в). При этом первые трещины усталости зарождаются в угловых точках  $C$  и  $D$ , где эффективный коэффициент концентрации напряжений выше, чем в точках  $A$  и  $B$ .

Опыт эксплуатации новой гаммы лесорам с ходом ПР 700 мм также подтверждает выводы расчетов: при одном и том же уровне радиальных нагрузок на НШП у лесорам 2Р80-1 ( $\omega = 33,49 \text{ с}^{-1}$ ), 2Р63-1 ( $\omega = 36,11 \text{ с}^{-1}$ ), 2Р50-1 ( $\omega = 37,68 \text{ с}^{-1}$ ) долговечность его резко снижается с повышением частоты вращения кривошипа; выход из строя подшипников обусловлен, в основном, недостаточной прочностью сепаратора.

Ученые УЛТИ совместно с заводом «Северный коммунар» и ГПЗ-11 разработали, изготовили и испытали опытную партию подшипников № 3053236 с повышенной усталостной прочностью зубьев и колец сепаратора. Производственные испытания показали, что срок службы таких подшипников увеличился более чем в два раза.

#### ЛИТЕРАТУРА

[1]. Внуков В. П. Кинематический расчет шатунного подшипника качения.— Вестник машиностроения, 1973, № 5, с. 26—27. [2]. Внуков В. П. Напряжения в сепараторе шатунного подшипника качения.— Вестник машиностроения, 1981, № 1, с. 28—30. [3]. Шабалин Л. А. Расчет нагрузок, действующих на сепаратор мотылевого подшипника в двухэтажных лесопильных рамах.— Сб. науч. тр. аспирантов и соискателей УЛТИ. Ч. II. Свердловск, 1969, с. 51—59. [4]. Шабалин Л. А. К расчету долговечности мотылевых подшипников лесопильных рам.— Тр. УЛТИ, 1972, вып. 25, с. 81—87. [5]. Шабалин Л. А., Зязин В. В. О долговечности нижних шатунных подшипников двухэтажных лесопильных рам.— Деревообаб. пром-сть, 1972, с. 43—45.

Поступила 17 июня 1985 г.

УДК 674.053 : 621.933.6

### ВЛИЯНИЕ НАПЛАВКИ СТЕЛЛИТА НА ПРОЧНОСТЬ РАМНЫХ ПИЛ

В. В. СОЛОВЬЕВ, А. М. МОРГАЧЕВ, А. Р. МИХАЙЛОВА

Архангельский лесотехнический институт

Работоспособность дереворежущих пил, в основном, определяется двумя факторами: износостойкостью режущих граней и прочностью полотно пилы. В целях повышения износостойкости режущих граней разработан и широко внедрен в производственную практику способ оснащения зубьев стеллитовыми наплавками. Это позволило увеличить период работы пил между переточками до 8 ч. Однако опыт эксплуатации таких пил показал, что прочность их оказалась значительно ниже, чем тех же пил без наплавки. Причем основным видом разрушения является распространение трещин по основанию зуба.

Можно предполагать, что к повышенному аварийному расходу пил приводят структурные превращения стали, которые могут возникать в процессе наплавки, а также увеличение числа и размеров накапливаемых дефектов, обусловленное возрастанием периода работы пилы между переточками. Изучению этих вопросов посвящена данная работа.

Известно, что в процессе наплавки вершина зуба разогревается до плавления. При этом температуры, способные вызвать структурные