

©Резниченко Н.К., Черная Ю.А., Николенко Л.В.

## ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ–СВАРНОЙ ДИСК БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

### 1. Актуальность работы

В ленточных конвейерах передача крутящего момента от приводного вала к барабану обычно осуществляется посредством шпоночного соединения; ступицы дисков барабана сопрягаются с валом по скользящей посадке. Посадочный диаметр соединения вала со ступицей изменяется в пределах 50÷190 мм.

Диск барабана сварной. В качестве заготовок для ступиц используют горячекатаные трубы из стали 10 или 20; валы изготавливают из стали 40 или 40Х. Масса и жесткость ступиц определяются отношениями  $k = \frac{d_2}{d}$  и  $\frac{l}{d}$ , где  $d$  и  $d_2$  - посадочный и наружный диаметры ступицы;  $l$  - длина сопряжения. В существующих конструкциях применяются соотношения  $k=1,7\div1,8$ ;  $Ud=1,57\div1,60$ .

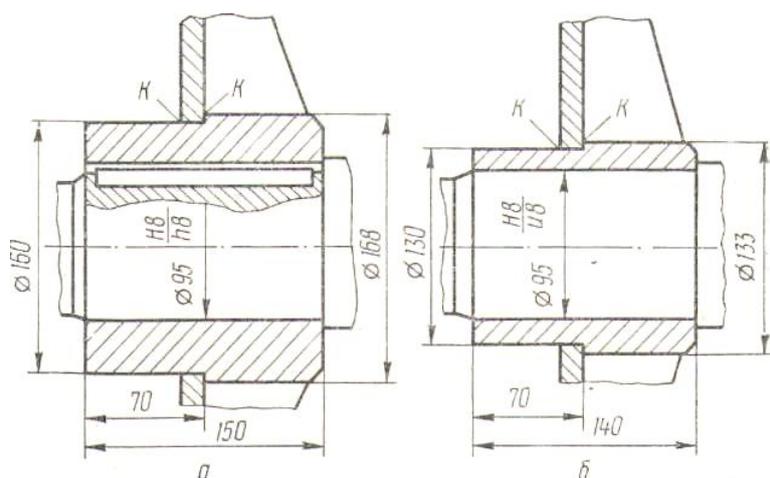
### 2. Постановка проблемы

Замена шпоночных соединений барабанов, соединениями с гарантированным натягом, собираемых тепловым способом с помощью универсального индукционно-нагревательного оборудования позволит повысить прочность соединений при одновременном уменьшении металлоемкости.

### 3. Основной материал

При сохранении размеров ступиц для соединений с посадочным диаметром  $d \leq 120$  мм принята посадка  $\frac{H8}{u8}$  с  $d > 120$  мм –  $\frac{H8}{x8}$ . Выбор посадок обусловлен необходимостью обеспечить передачу заданных крутящих моментов с учетом точности применяемого на заводе металлорежущего оборудования. Испытания показали, что за время эксплуатации выхода из строя барабанов по причине ослабления или потери прочности исследуемых соединений не наблюдалось.

Для выяснения возможности уменьшения размера ступиц были выполнены теоретические и экспериментальные исследования напряженного состояния соединений и запасов прочности при передаче крутящего момента, на основании которых разработана облегченная конструкция (рис. 1).



**Рис. 1** – Конструкция соединения вал-сварной диск: *a* – существующая (масса ступицы 16,5 кг); *б* – предложенная облегченная (масса ступицы 7,1 кг)

Для определения наиболее часто встречающихся натягов указанных посадок был произведен вероятностный расчет.

Расчет зависимости контактного давления от натяга при упругом деформировании осуществляли по формуле Ляме–Гадолина:

$$p = \frac{NE\Delta d_2^2 - d^2}{2d_2^2}, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль упругости:  $N = \frac{Na}{d}$  ( $Na$  абсолютная величина натяга).

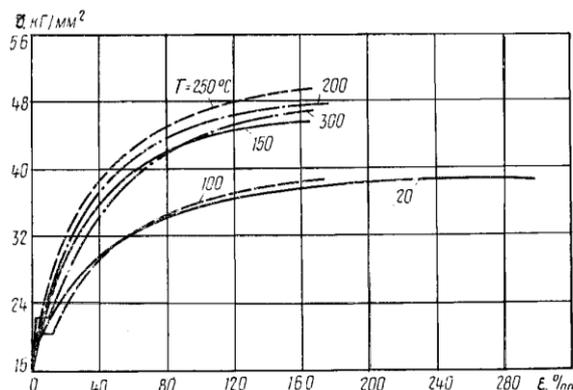
Контактное давление, превышение которого вызывает появление в ступице зоны пластической деформации, приблизительно определяли по формуле:

$$p = \frac{G_T}{13} \left(1 - \frac{d^2}{d_2^2}\right), \quad (2)$$

где  $G_T$  – предел текучести материала ступицы.

Несмотря на наличие экспериментальных данных, подтверждающих работоспособность соединений при деформировании за пределом упругости [1], и широкое применение методов пластического деформирования (поверхностное пластическое деформирование, обкатка роликами и др. [2], с целью повышения несущей способности и выносливости деталей), в общетехнической практике к соединениям, детали которых деформированы за пределом упругости, относятся с некоторым недоверием. Объясняется это, видимо, тем, что в справочной и общетехнической литературе редко приводятся инженерные методы расчета упруго – пластически деформированных деталей, почти полностью отсутствуют сведения о диаграммах деформирования материалов на участке упрочнения и, что особенно важно при расчете тепловых соединений, мало исследованы свойства сплавов в интервале температур формирования соединений в процессе тепловой сборки.

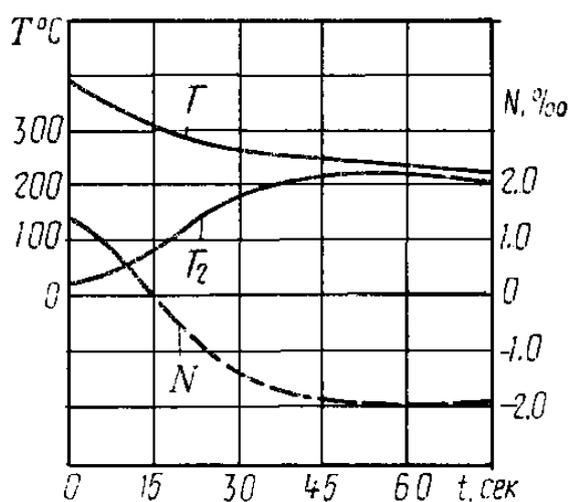
Для выполнения нижеприведенных расчетов проведены испытания на растяжение стальных образцов при температурах, соответствующих нагреву соединяемых деталей во время тепловой сборки.



**Рис. 2** – Диаграммы растяжения стали 10 при различных температурах

Как видно из рис. 2, при нагреве до 250 °С происходит повышение прочности и снижение пластичности стали; с увеличением температуры свыше 300-350 °С прочность снова понижается. Подобное изменение физико-механических свойств углеродистых сталей в интервале температур синеломкости объясняют быстро протекающими процессами старения при одновременном воздействии температуры и пластической деформации [3], при этом с повышением температуры тем же значениям деформаций соответствуют большие напряжения. Вероятно, наблюдаемое явление – одна из причин большей прочности тепловых соединений по сравнению с прочностью прессовых, сформированных с одинаковыми натягами.

Для определения температуры деформирования при сборке тепловым методом в соединяемые детали были зачеканены гибкие термопары, включенные в схему самопишущего потенциометра. По записи температуры определяли размеры деталей и строили кривую изменения зазора – натяга во времени. Сопоставление кривой зазора – натяга с записью потенциометра (рис. 3) показало, что наибольшее деформирование ступицы происходит при температуре 200-250 °С. При дальнейшем совместном остывании деталей напряженное состояние узла не изменяется вследствие равенства коэффициентов линейного расширения.



**Рис. 3** – Формирование теплового соединения с расчетным натягом 1,95 % ( $T_1$  – температура ступицы;  $T_2$  – температура вала;  $N$  – кривая изменения зазора–натяга)

Расчеты прочности соединений ленточных конвейеров при наличии в ступице зоны пластической деформации выполняли по приближенной методике, учитывающей свойства материала на участке упрочнения, которая получена при аппроксимации диаграммы деформирования единой в упругой и пластической областях степенной функцией [4]:

$$\sigma = A\varepsilon_i^m, \quad (3)$$

где  $\sigma_i$  и  $\varepsilon_i$  – интенсивности напряжений и деформаций;  $A$ ,  $m$  – механические характеристики материала. В расчетах использовали значения  $A$  и  $m$ , характеризующие диаграмму растяжения материала при температуре 250 °С.

Значение контактного давления определяли из рекуррентного соотношения:

$$P_{i+1} = \frac{A}{\Psi} \left[ \frac{N - (1 - \mu) \frac{P_i}{E}}{1 + 3k^2} \right]^m. \quad (4)$$

Здесь  $\mu$  – коэффициент Пуассона;

$\Psi$  – вспомогательная функция.

$$\Psi = \frac{1 + 3k^2}{2^{m-1} \int_0^k \left(1 + 3 \frac{k^4}{x^4}\right)^{\frac{m+1}{2}} x dx},$$

где  $x = \frac{r}{r_x}$ ;

$r$  и  $r_x$  – переменный радиус и радиус поверхности контакта.

Для удобства проведения расчетов значения функции  $\Psi$  табулированы с помощью ЭВМ (табл. 1) и в виде графиков представлены на рис. 4.

Зависимость вспомогательной функции  $\Psi$  для охватываемой детали от характеристики материала  $m$  при различной жесткости  $k = \frac{d_2}{d}$ .

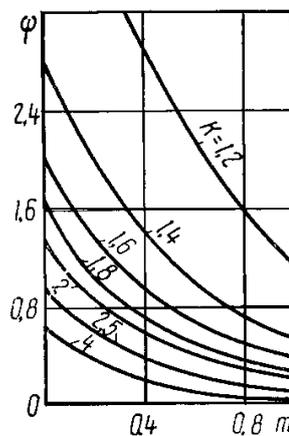
Крутящий момент, который может быть передан соединением, определяли по формуле:

$$M = \frac{\pi}{2} p d^2 l f, \quad (5)$$

где  $f$  – коэффициент трения при проворачивании, в случае сборки тепловым методом  $f \approx 0,354 \div 0,40$  [5]. Учитывая отсутствие точных сведений о коэффициенте трения при упругопластическом деформировании соединенных деталей, в выполненных расчетах принимали  $f = 0,2$ .

**Таблица 1** – Значение вспомогательной функции  $\Psi$

$k$	Значение $\Psi$ при разной величине										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
1,1	10,26	8,86	7,66	6,62	5,70	4,94	4,27	3,69	3,19	2,76	2,38
1,2	5,26	4,52	3,88	3,33	2,85	2,45	2,10	1,80	1,55	1,33	1,14
1,3	3,56	3,07	2,62	2,23	1,90	1,62	1,38	1,17	1,0	0,85	0,73
1,4	2,77	2,35	1,99	1,68	1,42	1,21	1,02	0,86	0,73	0,62	0,52
1,5	2,27	1,91	1,61	1,36	1,14	0,96	0,81	0,68	0,57	0,48	0,40
1,6	1,95	1,63	1,36	1,14	0,95	0,80	0,66	0,55	0,46	0,39	0,32
1,7	1,71	1,42	1,18	0,98	0,82	0,68	0,56	0,47	0,39	0,32	0,27
1,8	1,53	1,27	1,05	0,87	0,72	0,59	0,49	0,40	0,33	0,27	0,22
1,9	1,39	1,15	0,95	0,78	0,64	0,52	0,43	0,35	0,29	0,24	0,19
2,0	1,28	1,05	0,86	0,71	0,58	0,47	0,38	0,31	0,25	0,21	0,17
2,5	0,96	0,77	0,61	0,49	0,39	0,31	0,25	0,20	0,15	0,12	0,10
3,0	0,79	0,62	0,48	0,38	0,30	0,23	0,18	0,14	0,11	0,08	0,06
3,5	0,69	0,54	0,41	0,32	0,24	0,19	0,14	0,11	0,08	0,06	0,04
4,0	0,62	0,48	0,36	0,27	0,21	0,15	0,12	0,09	0,06	0,05	0,03



**Рис. 4** – Зависимость вспомогательной функции  $\Psi$  для охватываемой

детали от характеристики материала  $m$  при различной жесткости  $k = \frac{d_1}{d}$

Запас прочности соединения по несущей способности определяли как отношение расчетного крутящего момента к заданному номинальному:

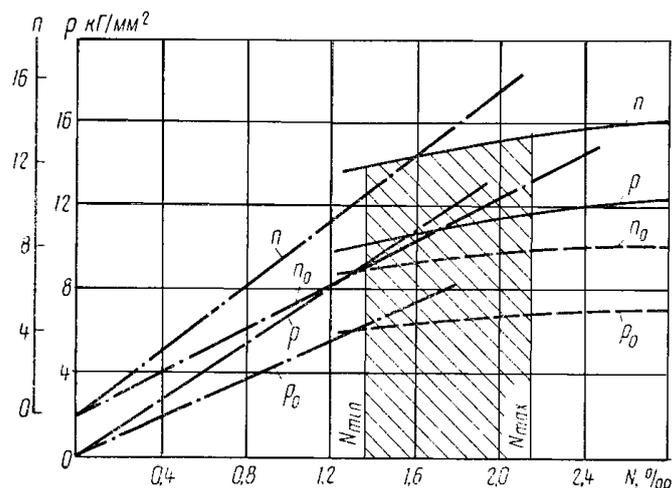
$$n = \frac{M}{M_n} \quad (6)$$

В расчетах не учтена неравномерность распределения контактного давления по длине посадки, обусловленная конструкцией сопряженных деталей. Принятые допущения приводят к погрешности: расчетная прочность соединений меньше фактической. Несмотря на это, расчеты показали, что при сохранении размеров ступиц, принятых при передаче крутящего момента шпоночными соединениями, запасы прочности в зависимости от типоразмера барабана и значений натягов принятых посадок изменяются в пределах  $n = 4,9 \div 18,5$ . Требуемый при эксплуатации запас прочности  $n$  должен быть не менее 2,5.

Проведенный анализ позволил значительно уменьшить толщину стенки ступицы, что, в свою очередь, снижает концентрацию напряжений у ее торцов и, следовательно, должно способствовать повышению выносливости вала.

Кроме того, проведена экспериментальная проверка прочности соединений на проворачивание. При определении расчетного натяга вводилась поправка на смятие микронеровностей. Кроме соединений с предложенными облегченными ступицами ( $k = 1,38 \div 1,52$ ) испытывали соединения со ступицами малой жесткости ( $k = 1,15; 1,18; 1,36$ ). Наибольшие значения натягов указанных соединений заведомо завышены и соответствовали полному пластическому деформированию охватываемой детали.

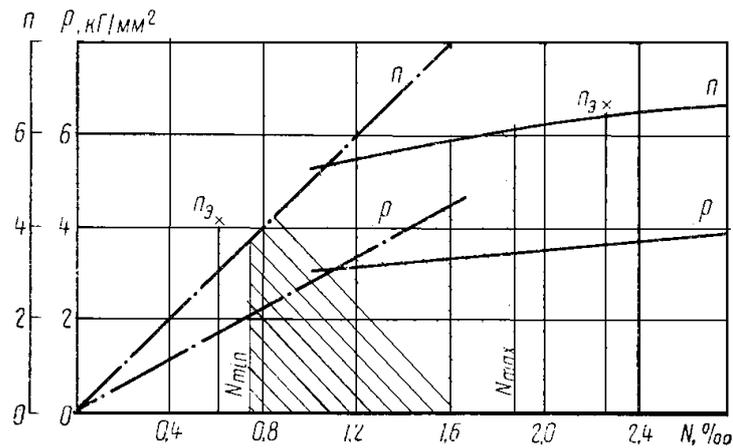
На рис. 5 сопоставлены зависимости контактного давления  $p$  и запаса прочности  $n$  от относительного натяга  $N$ , рассчитанные по формулам (4), (5) и (6) для существующей конструкции ( $p$  и  $n$ ) и предложенной облегченной ( $p_0$  и  $n_0$ ). Штрихпунктирными линиями показаны зависимости, вычисленные для значений  $p$ , определенных по формуле (1), справедливой в пределах упругих деформаций.



**Рис. 5** – Расчетные зависимости контактного давления  $p$  и запаса прочности  $n$  от относительного натяга  $N$  для существующего соединения барабана ( $p$  и  $n$  – сплошные линии,  $k = 1,75$ ,  $\frac{l}{d} = 1,56$ ) и разработанного соединения с облегченной ступицей ( $p_0$  и  $n_0$  штриховые линии  $k = 1,75$ ,  $\frac{l}{d} = 1,56$ ). (Предлагаемый номинальный момент  $M_n = 176 \cdot 10^3$  кгсм; посадка  $\text{Ø}160$  – для стали 10 при  $250^\circ\text{C}$   $A-79,6$  кг/мм<sup>2</sup>,  $m = 0,222$ ,  $f = 0,2$ ).

На рис. 6 представлены зависимости  $p$  и  $n$  от  $N$  для опытного соединения малой жесткости и экспериментально определенные значения  $n_3$ . При установлении последних принимали:  $M_n = 24 \cdot 10^3$  кгсм, что соответствует моменту на ведущем валу барабана с номинальным диаметром  $d = 95$  мм; в соединении с натягом  $N = 2,26\%$  при  $M_3 = 160 \cdot 10^3$  кгсм ( $n_3^* = 6,7$ ) смялся квадрат, передающий крутящий момент валу, сдвига в соединении не произошло. Области значений натягов, соответствующих выбранной посадке, на рис. 5, 6 заштрихованы.

Как видно из рисунков, появление в ступице зоны пластической деформации приводит к более стабильным значениям контактного давления и запаса прочности, чем в случае упругого деформирования при одном и том же неизбежном технологическом разбросе натягов.



**Рис. 6** – Расчетные зависимости  $p$  и  $n$  от  $N$  и экспериментальные значения  $n_x$ , для опытного соединения ( $d = 95$  мм;  $d_2 = 112$  мм;  $k = 1,18$ ;  $l/d = 1,56$ ;  $A = 79,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  $m = 0,222$ ;  $f = 0,2$ ; обозначенные натяги соответствуют посадке  $\text{Ø}95 \frac{H8}{h8}$ ;  $x$  – экспериментально полученные значения

Проведенные исследования показали, что для всех испытанных соединений экспериментально определенные значения крутящего момента  $M$ , как при упругом, так и при пластическом деформировании превышают расчетные.

## Выводы

Применение соединений с гарантированным натягом, собираемых с помощью предварительного индукционного нагрева охватывающей детали, исключает изготовление шпонок, шпоночных пазов, необходимость их взаимной подгонки и ориентации при сборке, что, в свою очередь, облегчает автоматизацию сборочного процесса. Разборка напряженного соединения вал-ступица диска в условиях завода или ремонтных мастерских может быть осуществлена индукционно – тепловым методом без повреждения поверхностей сопряжения. Экономия металла при изготовлении облегченных ступиц составит 45-55 %.

### **Список использованных источников:**

1. Андреев А. Г. Напряженное деформированное состояние составных осесимметричных конструкций, собираемых с натягом при использовании нагрева / А. Г. Андреев, Н. К. Резниченко // Вісник НТУ «ХП». – Х., 2005. – № 47. – С. 3–8.
2. Вопросы прочности крупных деталей машин / под ред. И. В. Кудрявцева. – М.: Машиностроение, 1976. – 307 с.
3. Арпентьев Б. М. Применение технологий сборки соединений с натягом в машиностроительном производстве / Б. М. Арпентьев, Н. К. Резниченко // Вісник НТУ «ХП» : зб. наук. пр. – Х., 2005. – № 43. – С. 52–55.
4. Резниченко Н. К. Качество сборки соединений с натягом при использовании нагрева / Н. К. Резниченко, А. К. Дука // Сборка в машиностроении приспособлений. – М.: Машиностроение, 2005. – № 8. – С. 34–38.
5. Андреев Г. Я. Тепловая сборка колесных пар / Г. Я. Андреев. – Харьков: Изд-во Харьк. ун-та, 1965. – 227 с.

***Резниченко Н.К., Черная Ю.А., Николенко Л.В.*** «Повышение прочности соединений вал-сварной диск барабанов ленточных конвейеров».

В статье предложены методы расчета на прочность бесшпоночных соединений вал-сварной диск ленточных конвейеров.

На основании расчетов, выполненных по предложенной методике может быть повышена прочность соединений при одновременном уменьшении металлоемкости, а технологический процесс сборки автоматизирован.

***Ключевые слова:*** посадка с натягом, тепловая сборка, прочность, ступица диска, вал, сварной диск.

***Резніченко М.К., Чорна Ю.А., Ніколенко Л.В.*** «Підвищення міцності з'єднань вал-зварний диск барабанів стрічкових конвеєрів».

У статті запропоновано методи розрахунку на міцність безшпонкових з'єднань вал-зварний диск стрічкових конвеєрів.

На підставі розрахунків, виконаних за запропонованою методикою може бути підвищена міцність з'єднань при одночасному зменшенні металоємності, а технологічний процес складання автоматизований.

**Ключові слова:** посадка з натягом, теплове складання, міцність, маточина диска, вал, зварний диск.

**Reznichenko N.K., Chorna Yu.A., Nikolenko L.V.** “Hardening joinings shaft-welded wheel of conveyor drums”.

A method for the calculation of the strength of the shaft besshponochnyh - welded drive belt conveyors.

On the basis of calculations made by the proposed method can be improved joint efficiency while reducing metal, and assembly process is automated.

**Key words:** interference fit, heat the assembly, the strength, the hub drive shaft, welded disc.

Стаття надійшла до редакції 22 жовтня 2012 р.