

TALLINNA POLUTEHNILISE  
INSTITUUDI TOIMETISED  
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 242

СБОРНИК СТАТЕЙ  
ПО  
МАШИНОСТРОЕНИЮ  
III



Ер. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 242

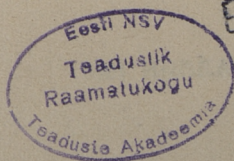
1966

УДК 621

СБОРНИК СТАТЕЙ  
ПО  
МАШИНОСТРОЕНИЮ

III

ТАЛЛИН 1966



Ep. 7604

*В. В. Менг*

## О ХАРАКТЕРЕ РАЗРУШЕНИЯ ГАЕК ИЗ ТЕРМОРЕАКТИВНЫХ ПЛАСТМАСС

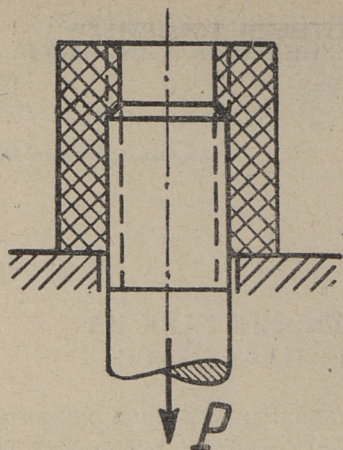
Известно, что существует большое различие в характере разрушения металлических и пластмассовых резьбовых соединений, в частности, когда гайка изготовлена из термореактивной пластмассы, а болт — стальной [1, 2]. В связи с этим исследование процесса разрушения пластмассовых гаек имеет большое значение для разработки методики расчета пластмассовых резьбовых соединений. Выявление особенностей разрушения помогает изучить сложный характер этого процесса и помогает разобраться в факторах, влияющих на прочность пластмассовых резьбовых соединений.

В общем случае характер разрушения пластмассовых резьбовых соединений зависит от:

- а) типа соединения («болт — гайка», «винтовая стяжка» и т. д.),
- б) физико-механических свойств материалов гайки и болта,
- в) соотношения размеров в резьбовых деталях,
- г) геометрии профиля резьбы,
- д) точности изготовления резьбовых деталей (ошибки шага и профиля резьбы, неперпендикулярность оси резьбового отверстия и опорной плоскости гайки и пр.) и т. д.

В настоящей статье рассматриваются характерные разрушения резьбовых соединений типа «болт-гайка» (фиг. 1) для случаев, когда болт — стальной, а гайки изготовлены из фенопластов К-211-2, К-18-2, монолит-1 и волокнит.

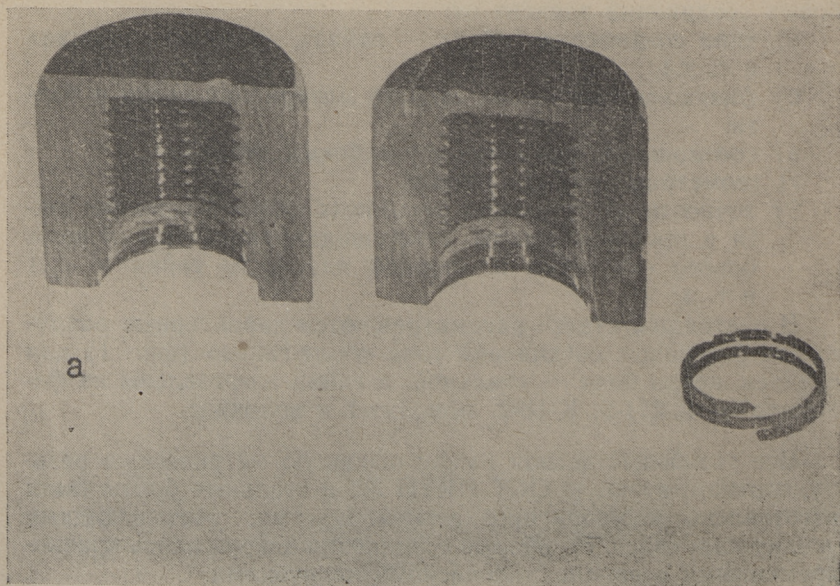
Все резьбовые детали имели основную метрическую резьбу, соответствующую ОСТ НКТП 32, а стальные болты были изготовлены с корригированными шагами, учитывающими усадку пластмасс. Резьбовые соединения нагружались кратковременными осевыми статическими нагрузками.

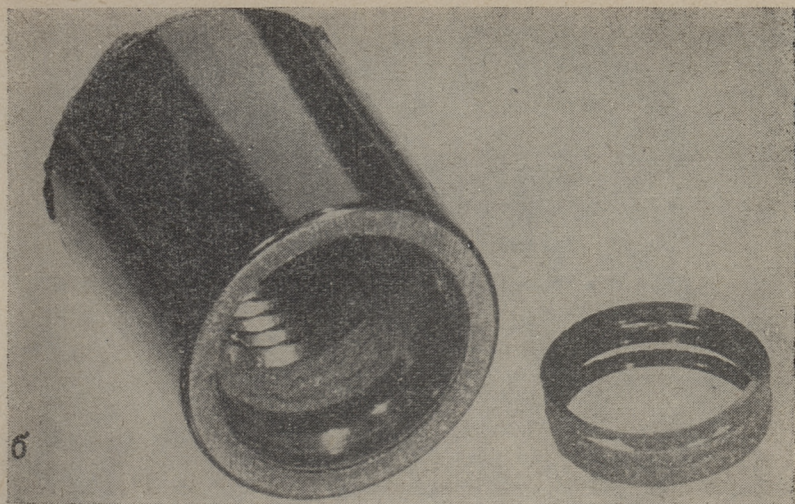


Фиг. 1. Схема резьбового соединения типа «болт-гайка»

Проведенные исследования свыше тысячи разрушенных пластмассовых гаек позволили установить четыре основных типа разрушения:

1 тип — срез витков резьбы пластмассовой гайки. На фиг. 2-а и 2-б показаны гайки из монолита-1 со срезанными витками.



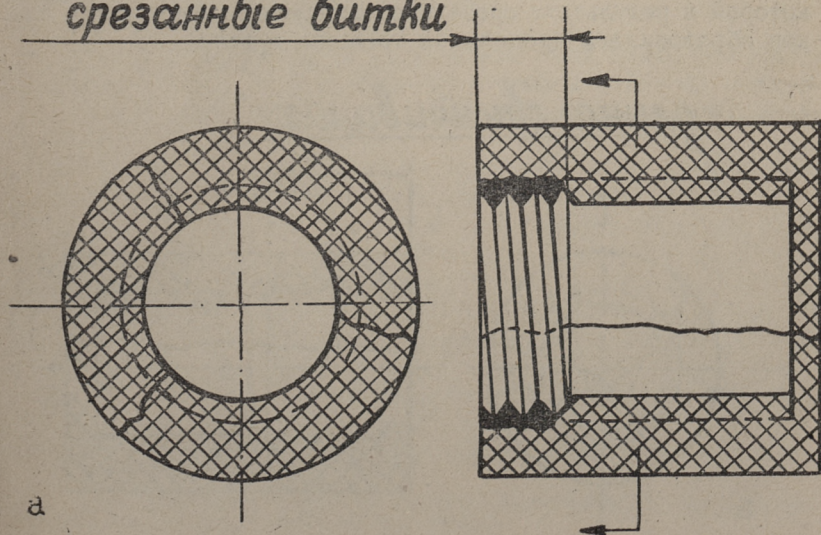


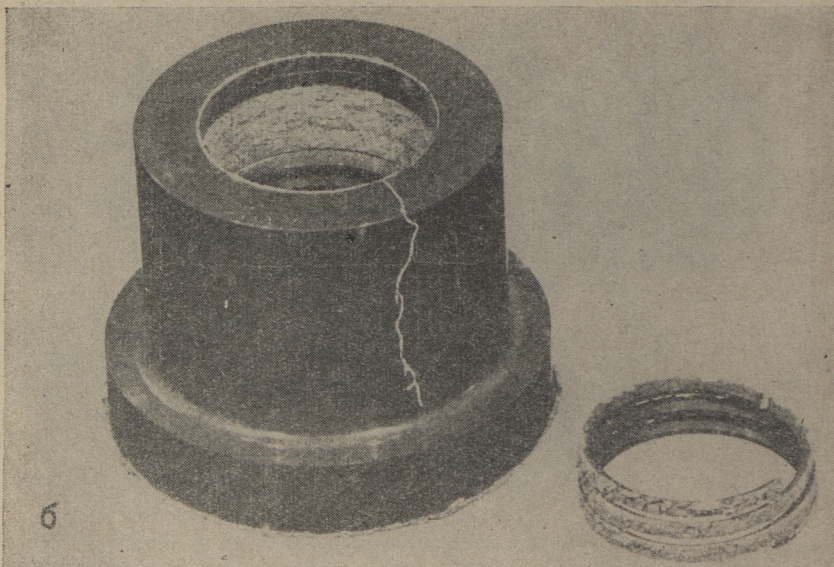
Фиг. 2. I тип разрушения гаек:

а — гайка (в разрезе) из монолита-1, резьба М20, наружный диаметр 40 мм,  
 б — гайка из монолита-1, резьба М20, наружный диаметр 30 мм

Для этого типа разрушения характерно то, что тело гайки остается целым. Обычно такие разрушения наблюдаются при небольшом числе нагруженных витков (1 ÷ 3) у тонкостенных гаек или при любом числе витков, если резьба выполнена в весьма толстостенном изделии, например, в корпусе.

*срезанные витки*



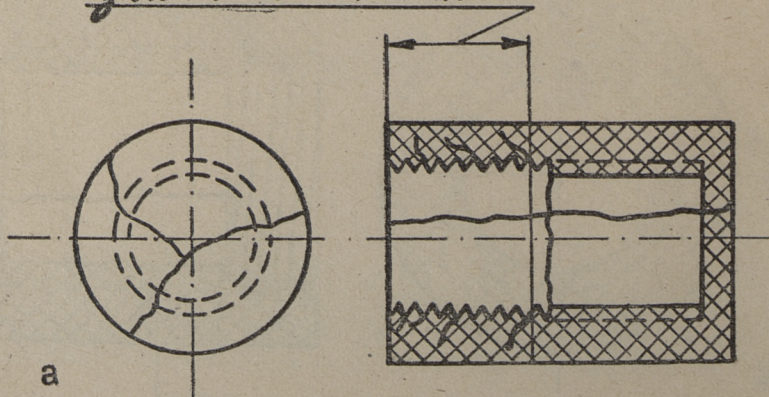


Фиг. 3. II тип разрушения гаек:

*a* — схема II типа разрушения гаек, *б* — гайка из волокнита с резьбой М42, наружный диаметр 66 мм

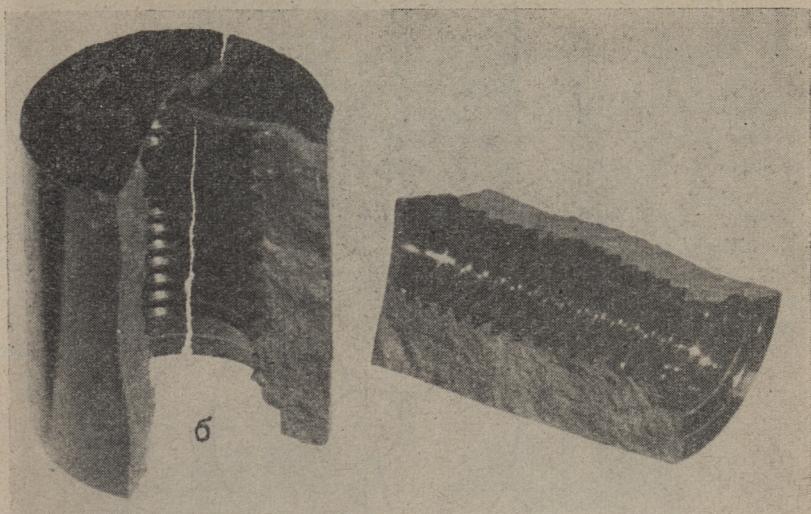
II тип — срез витков с последующим продольным разрывом тела гайки. На фиг. 3-б показана гайка из волокнита, у которой в результате среза и последующего вырывания витков образовалась продольная трещина в теле.

длина свинчивания



*a*





Фиг. 4. III тип разрушения гаек:

*a* — схема III типа разрушения гаек, *б* — гайка из монолита-1, резьба М16, наружный диаметр 30 мм

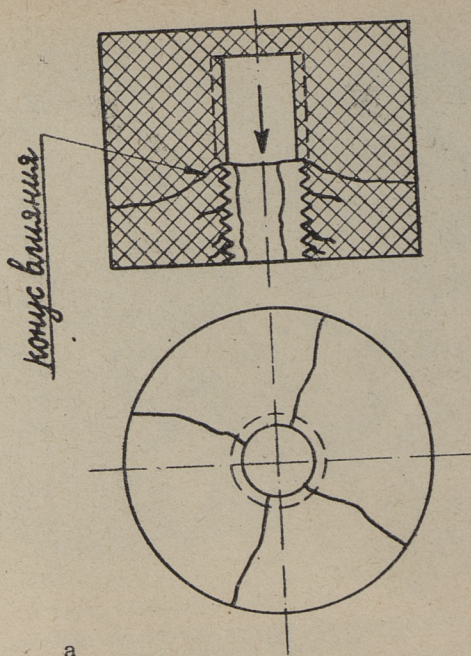
Возникновение продольной трещины объясняется большим расклинивающим действием срезанных витков при их вырывании из тела гайки. В случае полного разрушения гайка обычно распадается на 2 ÷ 3 части.

III тип — продольное разрушение тела гайки без среза витков. На фиг. 4-б помещена фотография гайки из монолита-1, у которой тело разрушено продольными трещинами на 3 части.

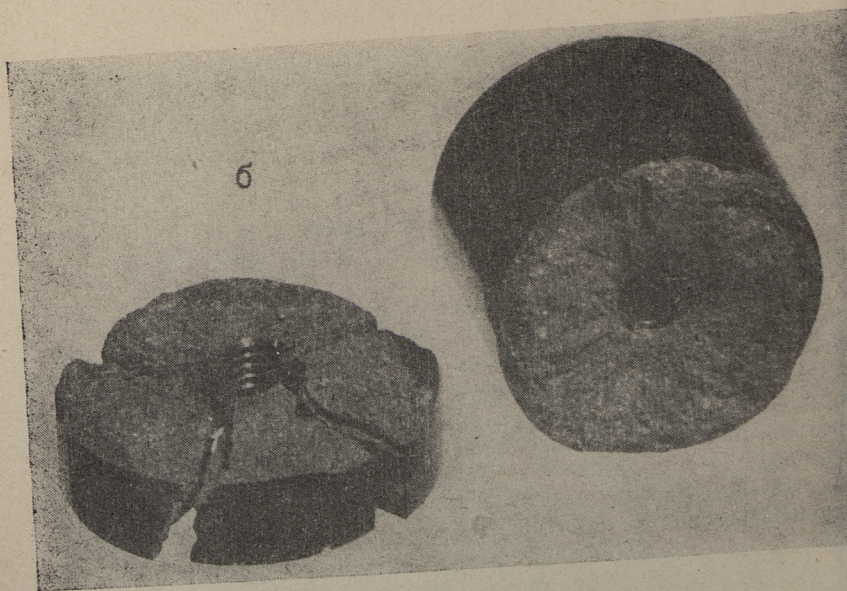
Этот тип разрушения характерен для тонкостенных гаек, когда в соединении находится достаточно большое количество витков, порядка 6 ÷ 8 витков. В этом случае срез витков не успевает завершиться полностью и в результате расклинивающего действия изогнутых и частично разрушенных витков возникают значительные кольцевые напряжения, которые и приводят к продольному разрушению тела гайки. Обычно такие гайки разрушаются на 2 ÷ 4 части, причем при внимательном изучении изломов удастся обнаружить и следы трещин, возникающих в основаниях витков.

IV тип — разрушение тела гайки по конусу влияния.\*

\* Конусом влияния условно названа поверхность, по которой происходит поперечное разрушение тела гайки.



а



б

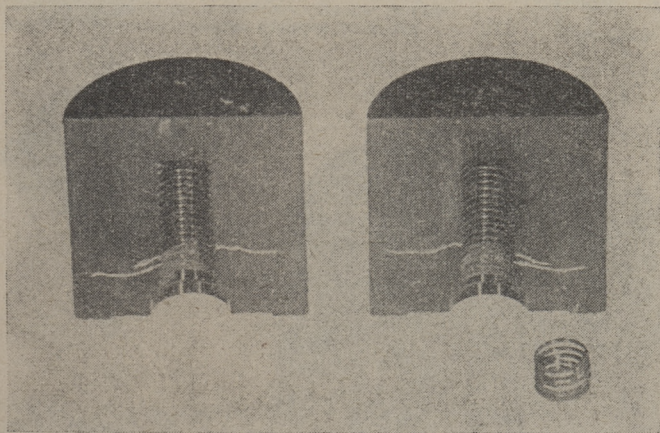
Фиг. 5. IV тип разрушения гаек:

а — схема IV типа разрушения гаек, б — гайка из монолита-1, резьба М8, наружный диаметр 35 мм

На фиг. 5-б представлена толстостенная гайка из монолита-1.

Здесь процесс разрушения имеет довольно сложный характер и состоит из нескольких этапов. Сначала образуются трещины в основаниях наиболее нагруженных витков. Постепенно эти трещины распространяются на всю глубину свинчивания и начинается разрушение гайки по конусу влияния. В результате изгиба конуса влияния и расклинивающего действия надтреснутых витков появляются большие кольцевые напряжения, которые и вызывают продольное разрушение нижней части гайки на 3÷4 части.

Кроме отмеченных основных типов разрушения имеются различные промежуточные случаи. Например, на фиг. 6 пока-

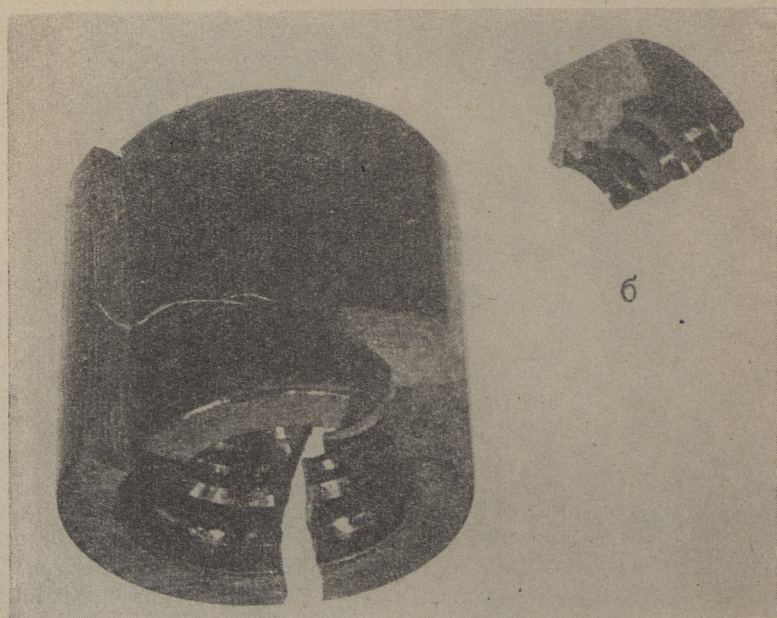
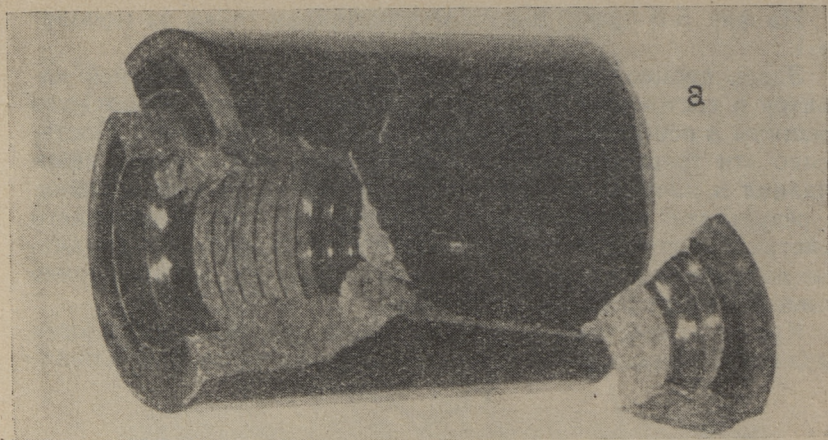


Фиг. 6. Гайка из монолита-1, резьба М8, наружный диаметр 35 мм

зана гайка из монолита-1, у которой произошел срез витков с образованием неполного конуса влияния. В данном случае развитию конуса влияния способствовала ступенчатая форма опорной поверхности гайки. На фиг. 7-а представлена гайка из монолита-1, у которой произошел срез витков, частичное разрушение по конусу влияния, а также продольное разрушение тела гайки на несколько частей.

Разрушение гайки на фиг. 7-б отличается от предыдущего, фиг. 7-а, отсутствием среза витков.

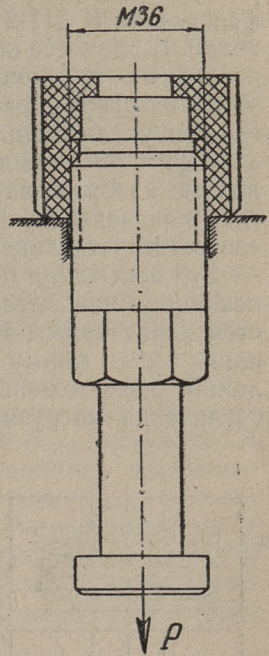
Разобранные примеры свидетельствуют о весьма сложном характере разрушения гаек из термореактивных пластмасс. Однако несмотря на различия в характерах разрушения, процесс разрушения гаек с метрической резьбой во всех случаях



Фиг. 7. Частные случаи разрушения гаек:

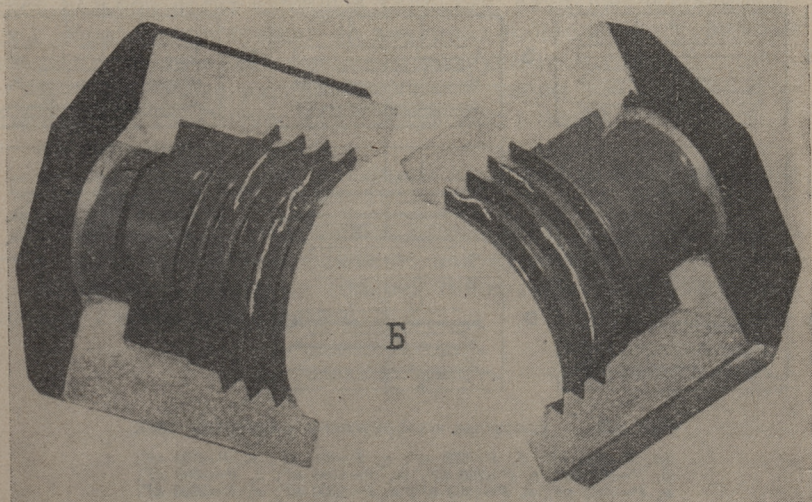
а — гайка из монолита-1, резьба М12, наружный диаметр 25 мм.  
 б — гайка из монолита-1, резьба М20, наружный диаметр 35 мм

начинался с образования трещины во впадине наиболее нагруженного витка. С увеличением нагрузки трещины распространялись на соседние витки, что приводило в дальнейшем к тому или иному типу разрушения гайки. Для изучения процесса



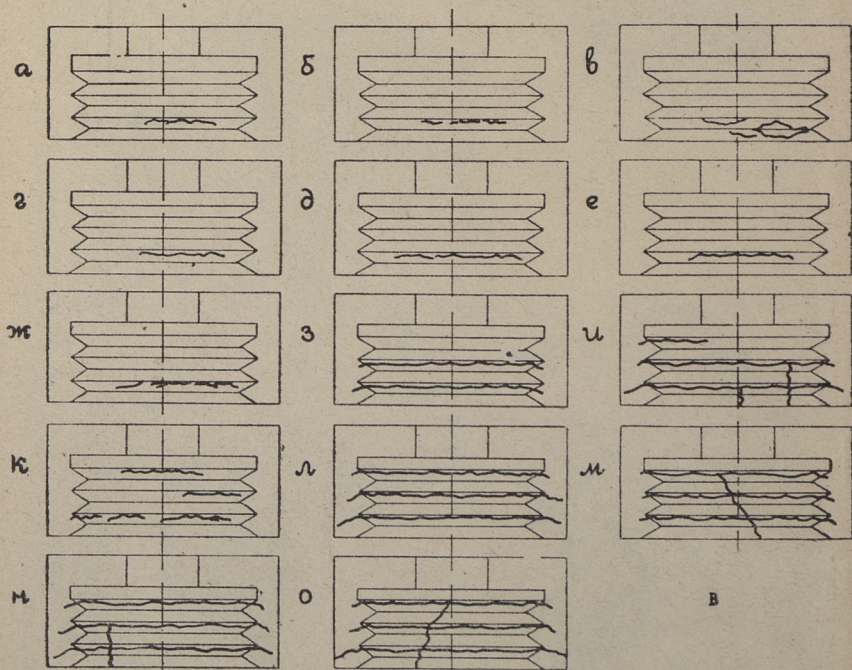
Фиг. 8. Исследование процесса разрушения гайки из К-211-2 с резьбой М36:

А — (справа) схема испытания гайки, Б — (внизу) вид гайки, разрезанной после испытания. Следы трещин в витках показаны тонкими белыми линиями



распространения трещин были проведены испытания гаек из фенопласта К 211-2 с резьбой М 36 с тремя витками в соединении. В процессе испытаний гайки подвергались воздействию различных кратковременных осевых статических нагрузок, затем их разрезали и внимательно изучали поверхность резьбы при увеличении. На фиг. 8А показана схема испытаний, а на фиг. 8Б — вид разрезанной гайки после испытания. Условные изображения развернутых внутренних поверхностей гаек показаны на фиг. 8В; длина развернутого витка здесь соответствует длине кольца  $\pi d_0$ .

Эти испытания показали, что появление первой трещины в основании наиболее нагруженного витка обычно сопровождается характерным треском [1, 3]. Обнаруженные первые трещины имели форму неправильных кольцевых горизонтальных линий, расположенных ближе к основанию витка. По мере увеличения нагрузки происходило дальнейшее разрушение



Фиг. 8В — условные изображения разверток гаек:

(а,  $P=620$  кг; б,  $P=570$  кг; в,  $P=880$  кг; г,  $P=650$  кг;  
 д,  $P=820$  кг; е,  $P=880$  кг; ж,  $P=1100$  кг; з,  $P=1000$  кг;  
 и,  $P=1500$  кг; к,  $P=1900$  кг; л,  $P=2000$  кг; м,  $P=2000$  кг;  
 н,  $P=3000$  кг; о,  $P=3000$  кг)

гайки. На фиг. 8В — *в, г, д, е, ж* показаны трещины, образовавшиеся после появления второго треска. Эти трещины имеют большую длину и более резко выражены. После появления третьего треска гайка становится уже существенно разрушенной, а трещины распространяются даже на 3-ий виток. После значительного разрушения витков поперечными кольцевыми трещинами начинают появляться продольные вертикальные и наклонные трещины в теле гайки. В некоторых частично разрушенных гайках, фиг. 8В — *з, и, н* трещины прошли сквозь стенку и вышли на наружную поверхность гайки.

Дополнительные испытания и аналогичные исследования 4-х типоразмеров гаек из монолита-1 с резьбой М 20 и числом рабочих витков от 1 до 7 подтвердили установленный характер процесса разрушения гаек.

Проведенные исследования показали, что для пластмассовых гаек с метрической резьбой всегда существует различие между начальной разрушающей нагрузкой  $P_{\min}$ , вызывающей появление первой трещины во впадине наиболее нагруженного витка и конечной разрушающей нагрузки  $P_{\max}$ , при которой происходит полное разрушение гайки. Эксперименты показали также, что при различных соотношениях размеров в резьбовых соединениях конечная разрушающая нагрузка  $P_{\max}$  может быть в несколько раз больше начальной разрушающей нагрузки  $P_{\min}$ .

Проделанная работа позволяет сделать следующие выводы:

1. Процесс разрушения пластмассовых гаек с метрической резьбой носит сложный характер: разрушение начинается с образования трещин во впадинах наиболее нагруженных витков и заканчивается полным разрушением гайки.

2. К наиболее распространенным типам разрушения пластмассовых гаек относятся следующие случаи:

- а) срез витков резьбы,
- б) срез витков с последующим продольным разрывом тела гайки,
- в) продольное разрушение тела гайки без среза витков,
- г) разрушение тела гайки по конусу влияния.

Кроме этих основных четырех типов существуют промежуточные случаи разрушения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. В. М. Шанников, В. В. Менг. О прочности пластмассовых резьбовых изделий. «Вестник машиностроения» 1962, № 2.
2. В. М. Шанников, Н. Д. Москалев, К. Н. Кан. Расчеты на прочность деталей из термореактивных пластмасс с резьбой и металлической арматурой. ЛДНТП, выпуск 53, 1963.
3. Проект ГОСТ «Резьба метрическая деталей из пластмасс. Допуски», IV раздел, 1963.



УДК 621.882.3:678.5.001.5

*В. В. Менг*

## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ В РЕЗЬБОВОМ СОЕДИНЕНИИ ТИПА «СТАЛЬНОЙ БОЛТ — ПЛАСТМАССОВАЯ ГАЙКА»

Впервые задача о распределении нагрузки в резьбовом соединении была решена Н. Е. Жуковским [1]. Он в своем решении условно заменил резьбу кольцевыми выступами и при составлении условия совместности деформаций учитывал осевые напряжения сжатия или растяжения в теле винта и гайки и напряжения среза в витках резьбы. Последовавшие затем различные варианты решения той же задачи в принципе подтвердили справедливость основных выводов, сделанных Н. Е. Жуковским [2]. Достаточно полный обзор работ в этой области дан И. А. Биргером [3].

В настоящее время наибольшее признание получило решение задачи о распределении нагрузки в замкнутой форме, данное И. А. Биргером [4]. Последний, в отличие от Н. Е. Жуковского, рассматривает резьбовое соединение с непрерывными витками и кроме осевых деформаций сжатия и растяжения учитывает еще поперечные деформации в теле гайки и винта, а в витках резьбы деформации при изгибе.

Однако несмотря на различные напряжения, учитываемые при составлении условия совместности деформаций, во многих случаях решения задачи о распределении нагрузки получаются практически совпадающими, в частности при определении нагрузки, приходящейся на наиболее нагруженный виток гайки [5]. Вопрос о правильности выбора основных или наиболее существенных напряжений при составлении условия совместности деформаций для металлических резьбовых соединений не играет особой роли, так как в большинстве случаев болты и гайки изготавливаются из пластичных металлов и при расчетах их на прочность распределение нагрузки и напряженное состояние в опасной точке резьбового соединения не учитываются при действии статических нагрузок. При действии переменных нагрузок распределение нагрузки учитывается лишь косвенно через эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбовом соединении.

Исследования прочности пластмассовых резьбовых соединений [5, 6] показали, что в случае, когда болт стальной, а гайка изготовлена из термореактивной пластмассы, процесс разрушения непосредственно связан с распределением нагрузки по виткам резьбы и существенно отличается от характера разрушения металлических резьбовых соединений. Если в резьбе из пластичного металла возникновение опасного напряженного состояния в основании наиболее нагруженного витка влечет за собою появление пластических деформаций, то в гайке из термореактивной пластмассы оно вызывает появление первой разрушающей трещины. Пластические деформации в витках резьбы не снижают прочности металлических резьбовых деталей и приводят к выравниванию нагрузки в наиболее напряженной части резьбового соединения [3]. В пластмассовой гайке появление трещин в основаниях наиболее нагруженных витков приводит как к перераспределению нагрузки, так и к изменению напряженного состояния, ибо трещины в витках резьбы рождают новые силовые факторы, способствующие более скорому разрушению гайки. Особую опасность трещины представляют для резьбовых деталей из термореактивных пластмасс, воспринимающих растягивающие нагрузки.

В связи с этим при составлении условия совместности деформаций были приняты во внимание те наиболее существенные напряжения, учет которых позволял правильно оценить сложное напряженное состояние в опасной точке пластмассового резьбового соединения. Последующая экспериментальная проверка показала, что достаточно полно можно оценить сложное напряженное состояние во впадине наиболее нагруженного витка пластмассовой гайки, если взять за основу те напряжения, которые используются И. А. Биргером при составлении условия совместности деформаций и принять во внимание трение в витках резьбы и на опорной поверхности гайки. Решая затем задачу о распределении нагрузки и находя главные напряжения, можно составить условие прочности и рассчитать начальную разрушающую нагрузку  $P_{\min}$ , вызывающую появление первой трещины во впадине наиболее нагруженного витка.

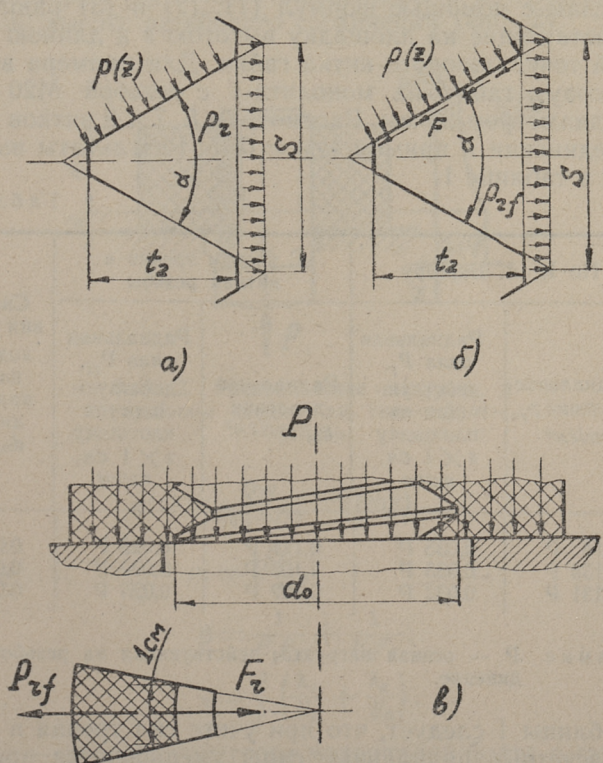
Таким образом, в настоящей работе решение задачи о распределении нагрузки непосредственно связывается с оценкой напряженного состояния в опасной точке пластмассового резьбового соединения.

Рассмотрим несколько подробнее некоторые напряжения и деформации в наиболее нагруженном опорном витке. Элементарные расчеты показывают, что если учесть трение в витках и на опорной поверхности гайки, то радиальными давле-

ниями и соответствующими поперечными деформациями на наиболее нагруженном участке опорного витка можно пренебречь. Чтобы в этом убедиться, сопоставим радиальные давления  $p_r$ , рассчитанные при различных исходных предпосылках. При этом будем считать, что радиальные давления  $p_r$  и давления из боковой поверхности витка  $p(z)$  распределяются равномерно в пределах поперечного сечения витка (фиг. 1) [4].

По И. А. Биргеру (фиг. 1, а) радиальное давление равно

$$p_r = p(z) \frac{t_2}{s} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (1)$$



Фиг. 1. Расчетные схемы для определения радиальных давлений:

а — радиальные давления  $p_r$  и давления на боковой поверхности витка  $p(z)$  по И. А. Биргеру; б — давления на боковой поверхности витка  $p(z)$  и радиальные давления  $p_{rf}$  с учетом сил трения  $F$  в витках резьбы; в — удельная сила трения  $F_r$  на торцевой поверхности гайки и радиальная распорная сила  $P_{rf}$

Если учесть трение в витках резьбы, то радиальное давление  $p_{r1}$  уменьшится (фиг. 1 б)

$$p_{r1} = p(z) \frac{t_2}{s} \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \varrho \right) \dots \dots \dots (2)$$

где  $\operatorname{tg} \varrho$  — коэффициент трения пластмассы по стали.

Трение на опорной поверхности гайки учтем посредством удельной силы трения  $F_r$ , (фиг. 1 в), приходящейся на 1 см длины наружного диаметра резьбы  $d_0$ :

$$F_r = \frac{P \cdot \operatorname{tg} \varrho}{\pi d_0} \dots \dots \dots (3)$$

Вычислим с помощью формул (1), (2) и (3) радиальные силы, действующие на площадку высотой  $s$  и длиной в 1 см в опасной точке опорного витка гайки. Для примера возьмем пластмассовую гайку из монолита-1 с резьбой М20 и наружным диаметром 25 мм. Рассмотрим 5, 7 и 9 витков в резьбовом соединении и примем  $\operatorname{tg} \varrho = 0,15$ . Результаты вычислений даны в таблице 1.

Таблица 1

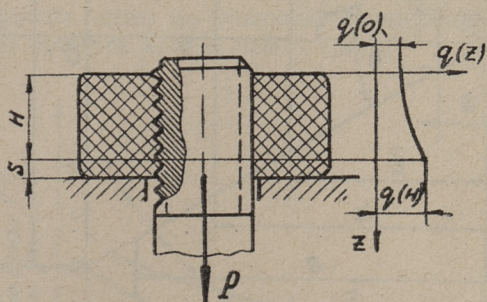
Количество витков в резьбовом соединении	По И. А. Биргеру		С учетом трения в витках резьбы		Сила трения $F_r$ , приходящаяся на 1 см наружного диаметра $d_0$ , кг/см
	Радиальное давление $p_{r1}$ , кг/см <sup>2</sup>	Радиальная сила $P_r$ , действующая на площадку $s \times 1$ см, кг/см	Радиальное давление $p_{r1}$ , кг/см <sup>2</sup>	Радиальная сила $P_{r1}$ , действующая на площадку $s \times 1$ см, кг/см	
5	0,14 Р	0,035 Р	0,111 Р	0,028 Р	0,024 Р
7	0,133 Р	0,033 Р	1,105 Р	0,026 Р	0,024 Р
9	0,131 Р	0,032 Р	0,102 Р	0,025 Р	0,024 Р

Примечание. Р — осевая нагрузка, действующая на резьбовое соединение.

Из таблицы 1 следует, что при учете сил трения в витках резьбы расчетные радиальные силы уменьшаются примерно на 26 ÷ 28%. Если же принять во внимание, что радиальные силы  $P_{r1}$  и  $F_r$  почти одинаковы, то можно считать, что на наиболее нагруженный виток радиальные давления практически не действуют, а следовательно, поперечными деформациями гайки можно пренебречь. У пластмассовой гайки с более толстой стенкой влияние радиальных распорных усилий будет

еще меньше. Наконец, расчеты показывают, что если для гаек из терморезистивных пластмасс при составлении условия совместности деформаций учитывать поперечные деформации, то кольцевые напряжения  $\sigma_\theta$  в основании наиболее нагруженного витка получаются слишком большими, не соответствующими действительным напряжениям.

Упрощая задачу, можно пренебречь поперечными деформациями в остальных витках гайки и при составлении условия совместности деформации принимать во внимание только деформации растяжения и сжатия тела болта и гайки, а также деформации изгиба витков. Используя решение, данное И. А. Биргером [3], найдем интенсивность распределения нагрузки по высоте резьбового соединения (фиг. 2).



Фиг. 2. Распределение нагрузки в резьбовом соединении типа «болт—гайка»

$$q(z) = \frac{Qm}{\text{sh}(mH)} \cdot \text{ch}(mz), \dots \quad (4)$$

где

$$m = \sqrt{\frac{\beta}{\nu}},$$

$$\beta = \frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2},$$

$$\nu = \frac{s^2}{f} \left( \frac{\lambda_1}{E_1} + \frac{\lambda_2}{E_2} \right),$$

$E_1$  и  $E_2$  — модули упругости материалов болта и гайки,

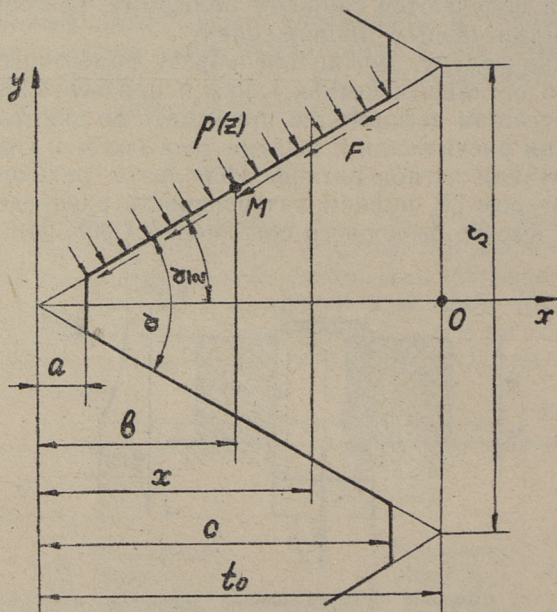
$s$  — шаг резьбы,

$f$  — площадь проекции витка на плоскость, перпендикулярную оси гайки,

$\lambda_1$  и  $\lambda_2$  — безразмерные коэффициенты, зависящие от размеров болта и гайки.

Принимая во внимание сделанные допущения, внесем изменения в формулы для определения  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ .

С учетом трения в витках резьбы приближенное решение, основанное на использовании гипотезы плоских сечений [3], дает для смещения точки  $M$  относительно точки  $O$  вследствие изгиба  $\delta_u$  и сдвига  $\delta_c$  следующие выражения (фиг. 3):



Фиг. 3. Расчетная схема для определения деформаций витка с учетом сил трения  $F$  в витках резьбы

$$\delta_u = \frac{1}{E} \int_b^c \frac{\frac{1}{2} p(z) [(x^2 - a^2) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}] + (x-a)^2 (1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho)}{\frac{2}{3} x^3 \operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}} dx,$$

$$\delta_c = \frac{K}{G} (1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho) \int_b^c \frac{p(z)(x-a)}{2x \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} dx.$$

Опыты показали, что для терморезистивных пластмасс типа фенопластов коэффициент Пуассона можно взять равным  $\mu \approx 0,3$ . Если принять для метрической резьбы ОСТ

НКТП 32  $a = 1/8t_0$ ,  $b = 1/2t_0$ ,  $c = 7/8t_0$ ,  $\alpha = 60^\circ$ , а также  $\operatorname{tg} \rho = 0,15$ , то получим:

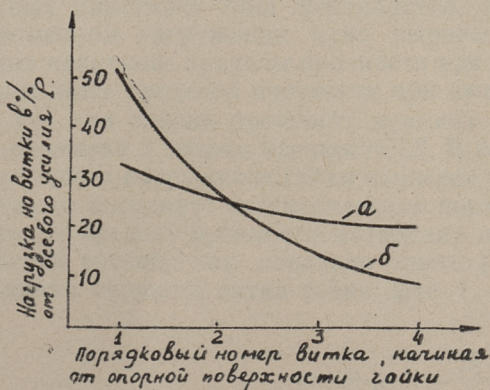
$$\delta_a = 0,279 \frac{\rho(z) \cdot s}{E},$$

$$\delta_c = 0,782 \frac{\rho(z) \cdot s}{E}.$$

Суммарное перемещение точки  $M$  относительно точки  $O$  будет равно:

$$\delta_a + \delta_c = \omega \frac{\rho(z) s}{E} = (0,279 + 0,782) \frac{\rho(z) s}{E} = 1,061 \frac{\rho(z) s}{E}.$$

Таким образом, если не учитывать поперечные деформации, то можно принять  $\lambda_1 = \lambda_2 = \omega = 1,061$ .



Фиг. 4. Кривые распределения нагрузки по виткам резьбы:

$a$  — по И. А. Биргеру,  $b$  — с учетом трения в витках резьбы (без поперечных деформаций)

На фиг. 4 показаны кривые распределения нагрузки для гайки из монолита-1 и стального болта с резьбой М20, наружным диаметром 25 мм и четырьмя витками в соединении.

Как и следовало ожидать, исключение поперечных деформаций привело к более «жесткому» распределению нагрузки между витками. Анализ кривых распределения нагрузки показал, что с увеличением толщины стенки и количества рабочих витков в резьбовом соединении усилие, приходящееся на наиболее нагруженный опорный виток гайки, уменьшается.

Найденные закономерности распределения нагрузки остаются справедливыми только для кратковременных осевых статических нагрузок. При длительных статических нагрузках необходимо учитывать перераспределение нагрузки вследствие ползучести пластмасс.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Н. Е. Жуковский. Распределение давлений между витками. Полное собрание сочинений, т. VIII. ОНТИ, 1937.
2. В. А. Добровольский и др. Детали машин. Машгиз, 1956.
3. И. А. Биргер. Расчет резьбовых соединений. Оборонгиз, 1959.
4. И. А. Биргер. Распределение нагрузки по виткам резьбы. «Вестник машиностроения», № 11, 1944.
5. В. М. Шанников, В. В. Менг. О прочности пластмассовых резьбовых изделий. «Вестник машиностроения», № 2, 1962.
6. В. В. Менг. О характере разрушения гаек из терморезистивных пластмасс. См. наст. сборник, стр. 12.



УДК 621.882.3:678.5.001.24

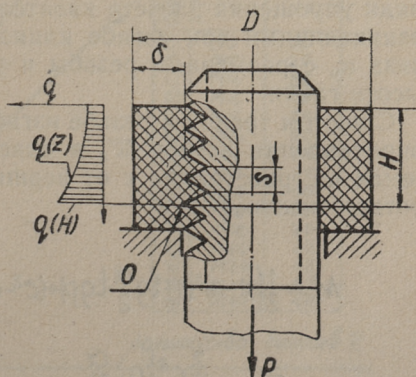
*В. В. Менг*

## РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ НЕКОТОРЫХ ПЛАСТМАССОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТИПА «СТАЛЬНОЙ БОЛТ — ПЛАСТМАССОВАЯ ГАЙКА»

Излагаемая методика приближенного расчета может быть рекомендована для тонкостенных гаек\*, изготовленных из терморезистивных пластмасс типа фенопластов, обладающих при кратковременном нагружении ярко выраженной хрупкостью. У таких пластмасс пределы прочности при растяжении в несколько раз ниже пределов прочности при сжатии [1].

Известно, что для оценки прочности хрупких материалов может быть применена I теория прочности [2]. В соответствии с I теорией прочности разрушение гайки начнется тогда, когда в опасной точке ее возникнут растягивающие нормальные напряжения, равные пределу прочности материала при разрыве.

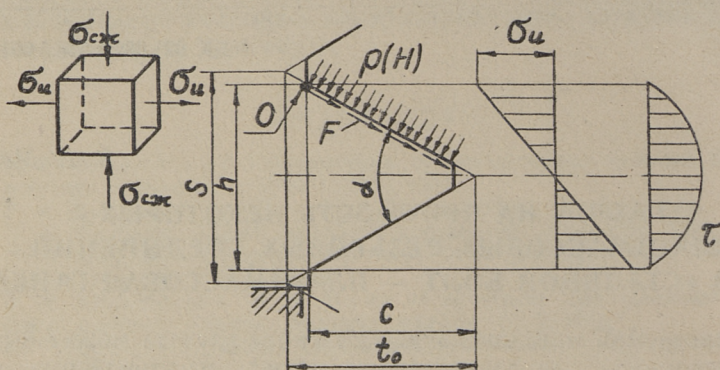
Такой опасной точкой, как показали опыты [3], является точка O основания опорного витка гайки, фиг. 1.



Фиг. 1. Положение опасной точки O в резьбе гайки

\* К тонкостенным будем относить гайки, у которых отношение толщины стенки  $\delta$  к шагу  $s$  не превышает 5.

Выделим элементарный объем в опасной точке  $O$ , фиг. 2, и рассмотрим его напряженное состояние.



Фиг. 2. Схема сил и напряжений в опасном сечении опорного витка гайки

Ранее, при решении задачи о распределении нагрузки по виткам резьбы и составлении условия совместности деформаций, были приняты во внимание напряжения сжатия и растяжения в теле гайки и болта, а также нормальные и касательные напряжения от изгиба в витках резьбы [4]. В соответствии с принятыми допущениями, на грани элементарного объема будут действовать лишь напряжения сжатия —  $\sigma_{сж}$  и растягивающие напряжения от изгиба  $\sigma_{из}$ , которые в данном случае будут главными напряжениями, а именно:  $\sigma_1 = \sigma_{из}$  и  $\sigma_3 = -\sigma_{сж}$  (ради упрощения расчета касательными напряжениями в т.  $O$ , возникающими при изгибе клина, пренебрегаем). Установим связь  $\sigma_{из}$  с размерами резьбы и распределением нагрузки по высоте гайки.

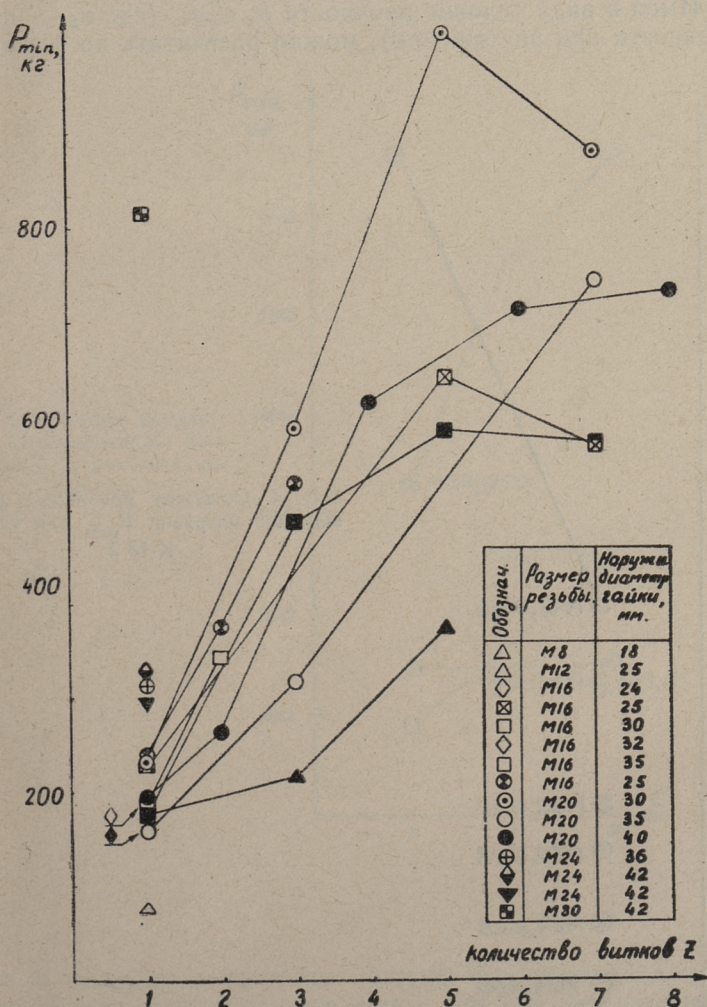
С учетом трения в резьбе изгибающий момент  $M_c$  и момент сопротивления изгибу  $W_c$  в опасном сечении витка, находящемся на расстоянии  $c$  от вершины профиля, будут равны, соответственно фиг. 2

$$M_c = \frac{1}{2} \left[ (c-a)^2 (1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \rho) + (c^2 - a^2) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} (\operatorname{tg} \rho - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}) \right] p(H),$$

$$W_c = \frac{J_c}{\frac{h}{2}} = \frac{\frac{2}{3} c^3 \operatorname{tg}^3 \frac{\alpha}{2}}{\frac{1}{2} \left( \frac{7}{8} S \right)}$$

где  $I_c$  — момент инерции опасного сечения,  
 $p(H)$  — давление на боковой поверхности витка в плоскости, проходящей через опасную точку  $O$ .

Принимая для метрической резьбы (ОСТ НКТП 32)  
 $a = 1/8t_0$ ,  $c = 7/8t_0$ ,  $t_0 = 0,866s$ , а также  $\text{tg } \rho = 0,15$ , получим:

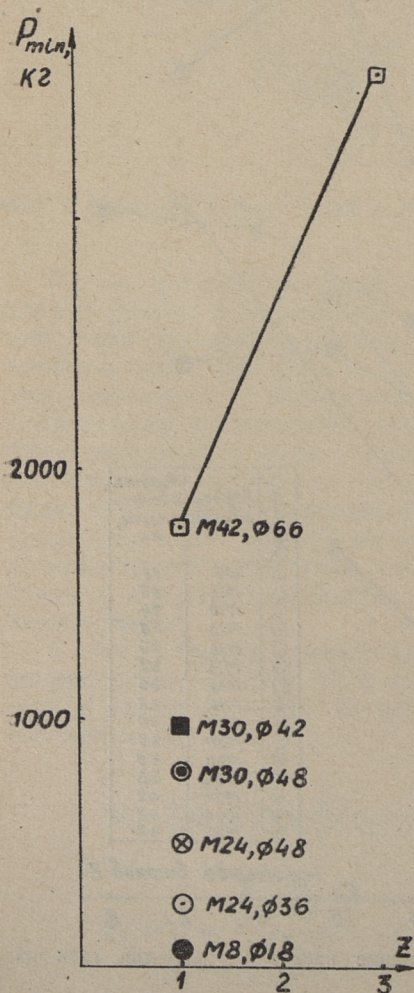


Фиг. 3. Опытные начальные разрушающие нагрузки  $P_{min}$  для гаек из монолита-1

$$\sigma_u = \frac{M_c}{w_c} = 1,25p(H) = 1,25 \frac{S}{f} \frac{P \cdot m \operatorname{ch}(mH)}{\operatorname{sh}(mH)}, \dots \quad (1)$$

где  $f = \pi d_{cp} t_2$  — площадь проекции витка на плоскость, перпендикулярную оси гайки,  
 $m$  — коэффициент [4].

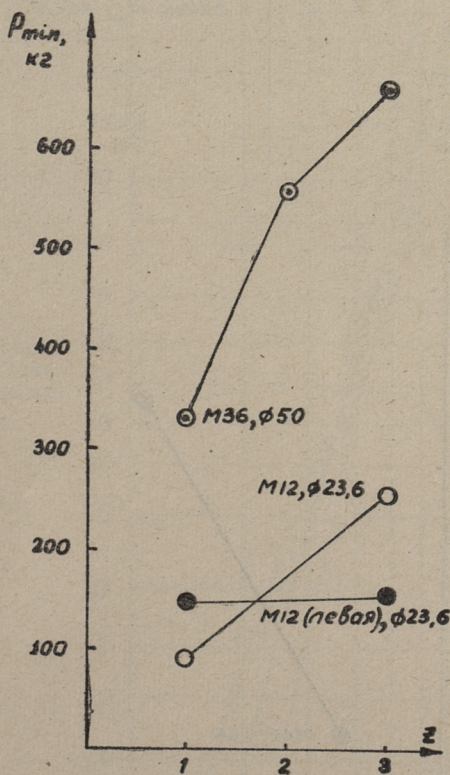
Имея в виду условие прочности  $\sigma_u \leq \sigma_b$ , (где  $\sigma_b$  — предел прочности при растяжении), можно рассчитать по формуле 1



Фиг. 4. Опытные начальные разрушающие нагрузки  $P_{min}$  для гаек из К-18-2

разрушающее напряжение  $\sigma_{оп}$ , если вместо  $P$  подставить опытную нагрузку  $P_{min}$ , при которой начинается образование трещины в точке  $O$ .

На фиг. 3 ÷ 6 показано изменение начальных разрушающих нагрузок  $P_{min}^*$  в зависимости от размера резьбы, наружного диаметра гайки и числа рабочих витков  $z$  для гаек из монолита-1, К-18-2, К-211-2 и волокнита.



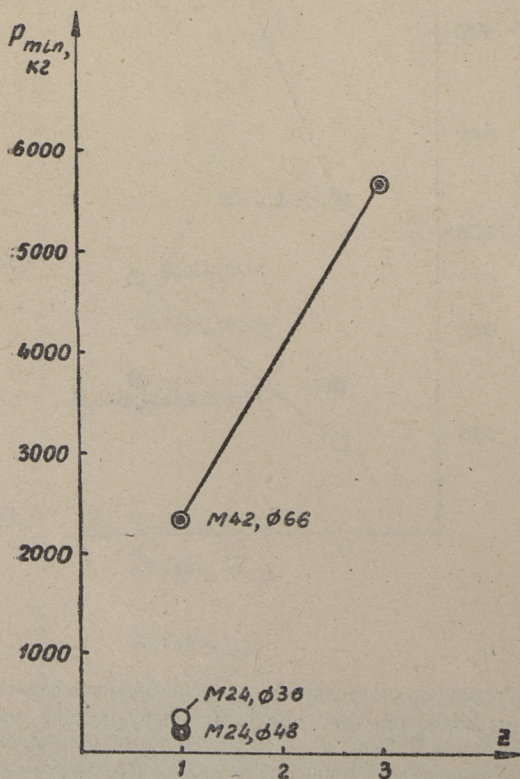
Фиг. 5. Опытные начальные разрушающие нагрузки  $P_{min}$  для гаек из К-211-2

\* За начальную разрушающую нагрузку  $P_{min}$  принималась средняя арифметическая нагрузка из серии опытов; при этом разрушающие нагрузки, имевшие отклонения более 25% от  $P_{min}$ , в расчет не принимались. Опыты были проведены в Ленинградском институте авиаприборостроения.

В таблице 1 приведены средние значения разрушающих напряжений  $\sigma_{оп}$ , рассчитанных для всех типоразмеров гаек из данного материала. Там же приведены справочные данные по пределам прочности при разрыве  $\sigma_B$  для материалов гаек по литературным источникам [1, 5, 6, 7].

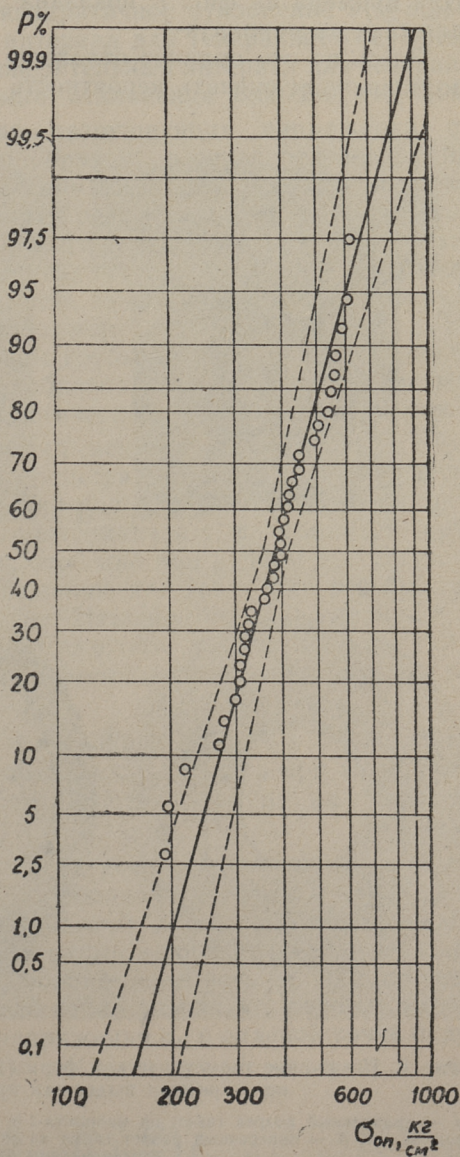
Таблица 1

Материал гайки	Среднее значение разрушающего напряжения $\sigma_{оп}$ , кг/см <sup>2</sup>	Предел прочности при разрыве $\sigma_B$ , кг/см <sup>2</sup>
Монолит-1	387	300 ÷ 480
К-211-2	285	300 ÷ 326
К-18-2	538	300 ÷ 600
Волокнит	588	300 ÷ 516



Фиг. 6. Опытные начальные разрушающие нагрузки  $P_{min}$  для гаек из волокнита

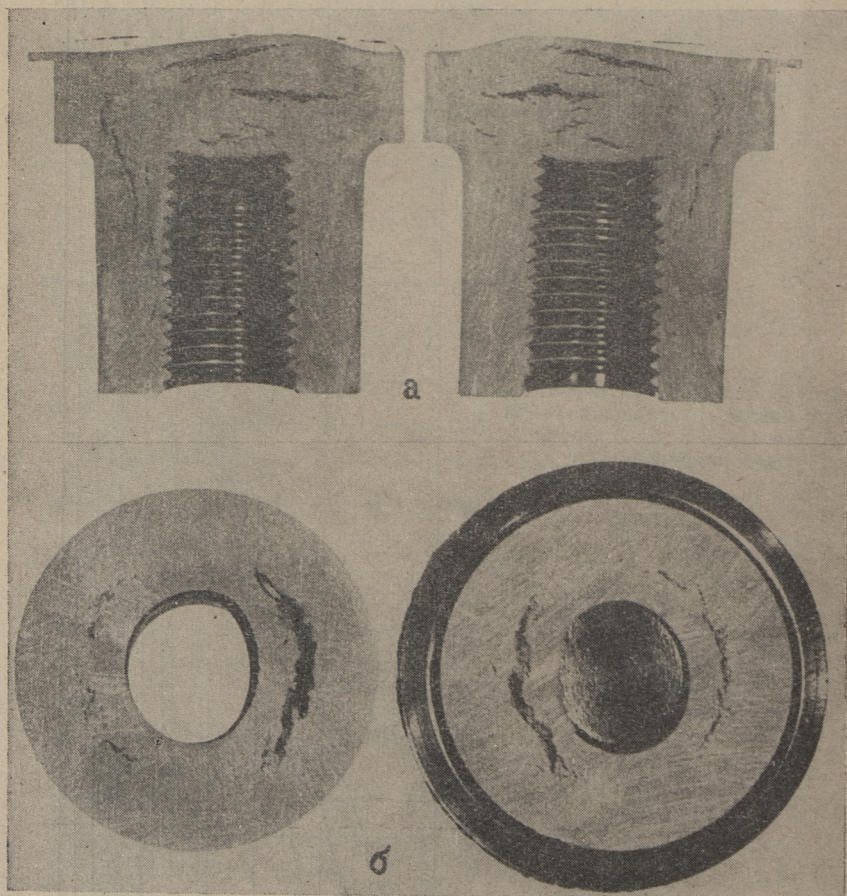
Данные таблицы 1 свидетельствуют о том, что средние разрушающие напряжения  $\sigma_{оп}$  либо находятся в пределах отклонений, либо незначительно отличаются от приведенных пределов прочности при разрыве  $\sigma_b$ .



Фиг. 7. Зависимость вероятности начала разрушения гайки из монолита-1 от разрушающего напряжения  $\sigma_{оп}$

В то же время расчеты показали, что существует значительное рассеивание разрушающих напряжений  $\sigma_{оп}$ . Известно, что в подобных случаях результаты опытов достаточно наглядно можно представить на вероятностной диаграмме [8, 9]. Для примера на фиг. 7 показана вероятностная диаграмма для гаек из монолита-1.

Здесь по оси ординат отложена накопленная частота  $P\%$ , позволяющая оценить вероятность начала разрушения гайки



Фиг. 8. Искажение геометрической формы образца вследствие недостаточного времени выдержки при прессовании:

*a* — продольный разрез гайки из монолита-1 с резьбой М 24 и наружным диаметром 48 мм, *б* — поперечный разрез гайки из монолита-1, с резьбой М 30 и наружным диаметром 66 мм



при напряжении равном или меньшем  $\sigma_{оп}$ . Доверительная область с 90%-ной вероятностью показана на фиг. 7 пунктирными линиями. Для построения вероятностной диаграммы были использованы следующие данные: среднее значение  $\lg \sigma_{оп} = 2,58745$ ; среднее квадратичное отклонение  $s(\lg \sigma_{оп}) = 0,1183$ ; доверительный интервал для генерального среднего  $2,55305 \leq a \leq 2,62185$  и доверительный интервал для генерального среднего квадратичного отклонения  $0,0972 \leq \sigma \leq 0,147$ .

Значительный разброс разрушающих напряжений  $\sigma_{оп}$  обуславливается, главным образом, перераспределением нагрузки в резьбовом соединении из-за различных неточностей в геометрии резьбы и в форме резьбового изделия. Эти неточности связаны с ошибками шага и угла профиля, с ошибками диаметров резьбы, с неперпендикулярностью оси резьбового отверстия и опорной плоскости гайки, наконец, с технологией изготовления изделий из термореактивных пластмасс. Для примера на фиг. 8 показаны грубые отклонения от нормальной геометрии в опытных образцах, которые были изготовлены при обработке технологического режима прессования.

Обычно ввиду практически неизбежных колебаний параметров технологического процесса, таких как температура прессования, время выдержки под давлением, давление прессования, вес навески прессматериала и т. д. возникает скрытый технологический брак, особенно при ручном прессовании, который и приводит к искажению как геометрии резьбы, так и формы резьбового изделия. Наконец, на рассеивании результатов опытов может отразиться неоднородность материала пластмассовой гайки и методические трудности в определении самой нагрузки  $P_{min}$ .

Отмеченные факторы и связанный с ними разброс экспериментальных данных необходимо учитывать при выборе допускаемых напряжений при расчетах гаек из пластмасс на прочность.

Проделанные эксперименты убедительно показали, что в отдельных случаях при составлении условия совместности деформаций и расчете напряжений в опасной точке резьбы гайки поперечными деформациями и соответствующими кольцевыми напряжениями  $\sigma_{\theta}$  можно пренебречь [4]. Действительно, если считать, что в теле гайки возникают поперечные деформации, то кольцевые напряжения  $\sigma_{\theta}$  в опасной точке будут равны (без учета трения)

$$\sigma_{\theta} = \frac{r_0^2}{R^2 - r_0^2} \left( 1 + \frac{R^2}{r_0^2} \right) p_r, \dots \quad (2)$$

где:  $r_0 = \frac{d_0}{2}$  — половина наружного диаметра резьбы,

$R = \frac{D}{2}$  — наружный радиус круглой цилиндрической гайки, фиг. 1,

$p_r = p(H) \frac{t_2}{s} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$  — радиальное давление в опасном сечении опорного витка гайки.

Имея в виду формулу 2, а также зависимость

$$p(H) = \frac{S}{f} \cdot \frac{P \cdot m \cdot \operatorname{Ch}(mH)}{\operatorname{Sh}(mH)},$$

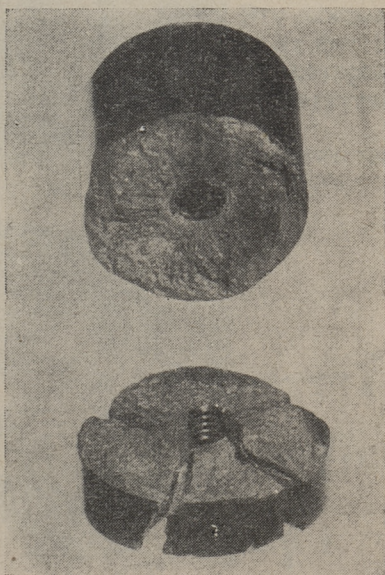
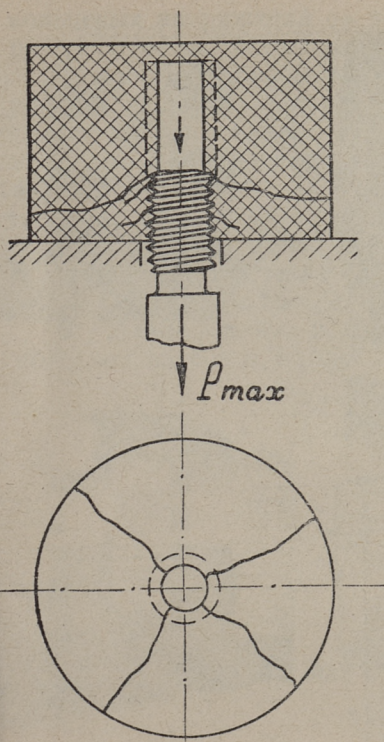
найдем из условия прочности  $\sigma_{\theta} \leq \sigma_v$  разрушающие нагрузки  $P_{\theta}$ , вызывающие появление продольных трещин в опасной точке резьбы гайки.

В таблице 2 приведены расчетные нагрузки  $P_{\theta}$  для гаек из монолита-1 и стального болта с резьбой М20 при 1, 2, 3 и 4 рабочих витках в соединении и наружном диаметре гайки  $D = 25$  мм. Там же приведены опытные начальные разрушающие нагрузки  $P_{\min}$  и конечные нагрузки  $P_{\max}$ , при которых гайка полностью разрушается.

Таблица 2

Количество рабочих витков в соединении	Расчетная нагрузка $P_{\theta}$ , кг	Опытная начальная разрушающая нагрузка $P_{\min}$ , кг	Опытная конечная разрушающая нагрузка $P_{\max}$ , кг
1	194	238	554
2	357	376	—
3	467	528	987
4	533	800	—

Из таблицы 2 следует, что еще до приложения нагрузок  $P_{\min}$ , а тем более  $P_{\max}$ , должно было бы произойти разрушение гайки от возникновения продольной трещины в опасной точке резьбы гайки. Однако тщательный осмотр поверхности резьбы у 84 опытных гаек из монолита-1 и К-211-2 с резьбами М20 и М36 при различных толщинах стенки и 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7 рабочих витках в соединении не обнаружил продольных трещин в начальной стадии процесса разрушения. Продольные трещины возникали при определенных соотношениях размеров только в конце процесса разрушения, когда большое значение приобретало расклинивающее действие изогнутых и частично

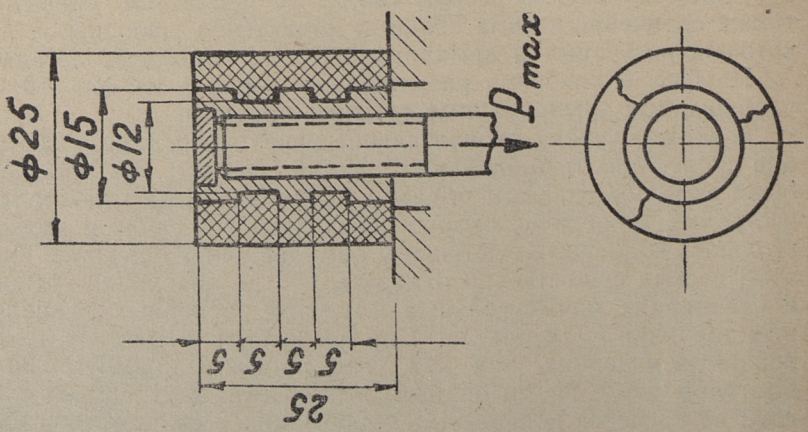
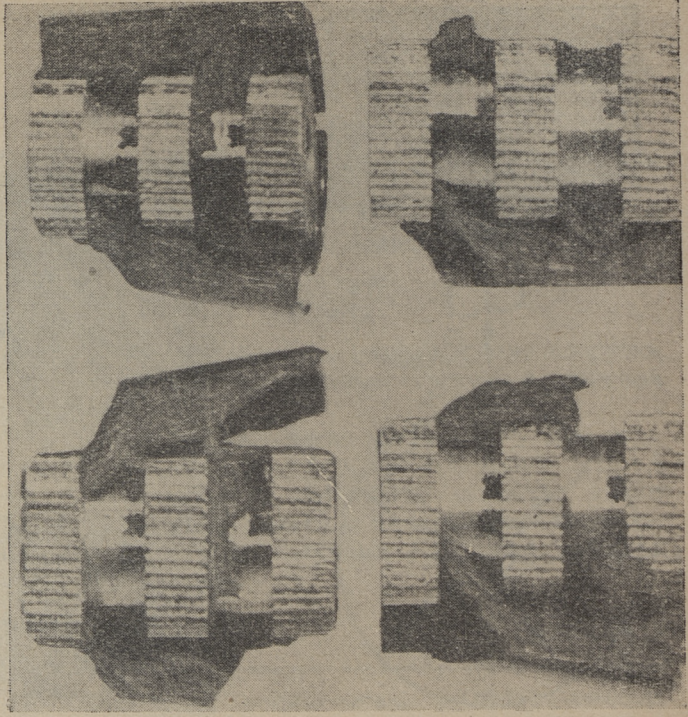


Фиг. 9. Схема испытания и вид разрушенной гайки из монолита-1 с резьбой М 8 и наружным диаметром 35 мм

разрушенных витков резьбы гайки. В последнем убеждает также сравнение весьма сходных характеров разрушений некоторых резьбовых и армированных пластмассовых деталей.

На фиг. 9 показана разрушенная гайка, а на фиг. 10 — разрушенные армированные опытные образцы.

В обоих случаях окончательное разрушение тела у образцов произошло от продольных трещин. Однако эти трещины были вызваны главным образом расклинивающим действием изогнутых и частично разрушенных витков у гайки и прямоугольных кольцевых выступов у армированных образцов. При этом весьма существенно отметить, что до появления трещин в основаниях прямоугольных выступов распорных радиальных давлений  $p_r$  (формула 2) не могло быть в опытных армированных изделиях, так как угол профиля прямоугольных выступов  $\alpha = 0$ . Таким образом, исключение в отдельных случаях из расчетов поперечных деформаций и соответствующих

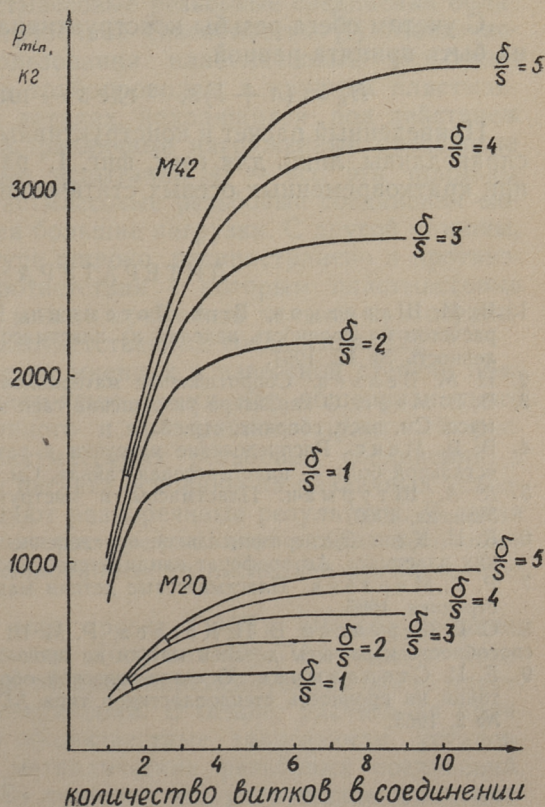


кольцевых напряжений  $\sigma_\theta$  в начальной стадии процесса разрушения гайки следует считать вполне допустимым.

На фиг. 11 показаны кривые изменения расчетной начальной разрушающей нагрузки  $P_{\min}$ , найденной из формулы 1 для гаек из монолита-1 ( $\sigma_B = 368 \text{ кг/см}^2$ ). Кривые показывают, что с увеличением числа рабочих витков в соединении интенсивность роста нагрузки  $P_{\min}$  уменьшается. Эту закономерность подтверждают экспериментальные данные на фиг. 3. Найдем такое полезное количество витков  $n$ , при котором дальнейшее увеличение высоты гайки дает рост нагрузки  $P_{\min}$  не более, чем на 1%.

В таблице 3 для гаек из монолита-1 приведены количества полезных витков  $n$ , найденные из условия

$$\frac{P_{(n+1)} - P_{(n)}}{P_{(n)}} \cdot 100 \leq 1,$$



Фиг. 11. Зависимость расчетной начальной разрушающей нагрузки  $P_{\min}$  от размера резьбы и соотношения толщины стенки  $\delta$  и шага резьбы  $s$  для гайки из монолита-1 и стального болта

где:  $P_{(n+1)}$ ,  $P_{(n)}$  — начальные разрушающие нагрузки для гаек, имеющих рабочих витков в соединении  $(n+1)$  и  $(n)$ .

Из таблицы 3 следует, что количество полезных витков  $n$  не зависит от размеров резьбы, а определяется исключительно соотношением толщины стенки  $\delta$  и шага резьбы  $s$ .

Таблица 3

$\frac{\delta}{s}$	Количество полезных витков $n$		
	М 42	М 20	М 8
1	5	5	5
2	6	6	6
3	7	7	7
4	8	8	8
5	9		9

С учетом сбega резьбы конструктивная высота гайки должна быть принята равной

$$H_k = (n + 1)s, \quad \text{где } s \text{ — шаг резьбы.}$$

Приведенный расчет и конструктивные рекомендации будут справедливы лишь для гаек, фиг. 1, работающих на сжатие при кратковременных осевых статических нагрузках.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. В. М. Шанников, В. А. Потемкин, В. В. Менг. К вопросу расчетов на прочность изделий из пластмасс. Ленинградская промышленность № 12, 1961.
2. Н. М. Беляев. Сопротивление материалов. М., 1958.
3. В. В. Менг. О характере разрушения гаек из термореактивных пластмасс. См. наст. сборник, стр. 3.
4. В. В. Менг. Распределение нагрузки в резьбовом соединении типа «стальной болт — пластмассовая гайка». См. наст. сборник, стр. 15.
5. А. А. Штурман. Пластмассы в инструментальном производстве. Машгиз, 1960.
6. К. Н. Кан. Экспериментальное определение критерия прочности жестких пластмасс. Автореферат кандидатской диссертации. Л., 1963.
7. Р. Г. Мирзоев. Пластмассовые детали машин и приборов. Машиностроение, 1965.
8. С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., 1963.
9. Е. И. Степаньчев. О статистической обработке результатов испытаний на прочность стеклопластиков типа АГ-4С. Пластические массы, № 2, 1962.

УДК 621.88.678.5.001.11

*В. В. Менз*

## АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ПЛАСТМАССОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В настоящее время не существует единого мнения в оценке прочности пластмассовых резьбовых соединений. С одной стороны признается, что за счет более равномерного распределения нагрузки пластмассовые резьбовые соединения обладают значительной нагрузочной способностью [1]. Многочисленные примеры использования пластмассовых резьбовых соединений в напорных трубопроводах, в крупных пластмассовых цилиндрических деталях, находящихся под действием динамических нагрузок, различные нагруженные крепежные детали; наконец, данные испытаний [4] — все эти примеры подтверждают, что пластмассовые резьбовые соединения могут выдерживать весьма большие нагрузки. С другой стороны, в технической литературе широко распространено и противоположное мнение, в соответствии с которым пластмассовые резьбовые соединения можно применять только при ограниченных нагрузках и в неотчетливых соединениях [2].

Такое противоречие во мнениях в известной степени объясняется тем, что в настоящее время нет общепризнанного теоретически обоснованного и проверенного практикой расчета на прочность пластмассовых резьбовых соединений, а существующие методы расчета основаны на различных исходных предпосылках и дают разноречивые результаты. В связи с этим определенный интерес представляет анализ некоторых методов расчета, опубликованных за последнее время в литературе.

В 1963 г. вышел в свет проект ГОСТа «Резьба метрическая деталей из пластмасс. Допуски», [3], IV-й раздел которого посвящен расчетам на кратковременную прочность пластмассовых резьбовых соединений. В основу расчета на прочность были положены общеизвестные зависимости, установленные для расчета металлических резьбовых соединений. Авторы проекта ГОСТа считают, что разрушение пластмассовой резьбовой детали происходит как при сжатии, так и при

растяжении, либо вследствие разрушения тела детали, либо вследствие среза витков резьбы. При этом предполагается, что оба процесса разрушения не связаны между собою. Считая, что максимальная разрушающая нагрузка  $P_{\max}$  прямо пропорциональна площади поперечного сечения резьбовой детали и не зависит от длины свинчивания, авторы рекомендуют определять ее для деталей с наружной резьбой по формуле:

$$P_{\max} = \chi \pi (d_1 - B) B \sigma_B, \dots \dots \quad (1)$$

где  $\chi = \frac{\sigma'_B}{\sigma_B}$  — коэффициент пропорциональности,

$\sigma_B$  — предел прочности на разрыв или на сжатие для гладкого образца,

$\sigma'_B$  — предел прочности на разрыв или на сжатие для резьбового образца,

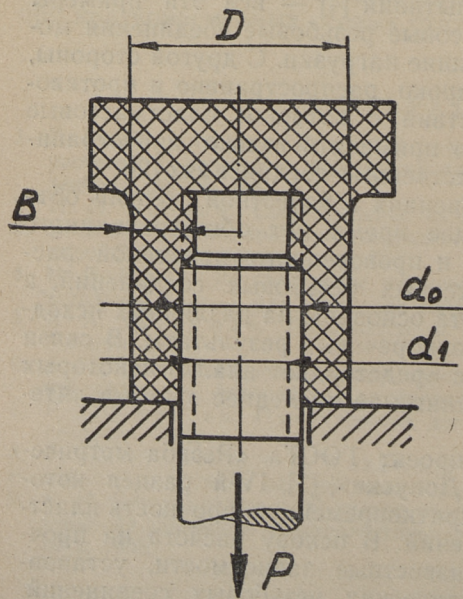
$B$  — толщина стенки, фиг. 1 и 2,

$d_1$  — внутренний диаметр резьбы,

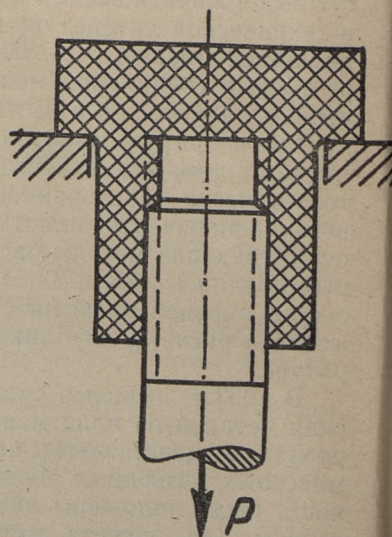
а для деталей с внутренней резьбой по аналогичной формуле

$$P_{\max} = \chi \pi (d_0 + B) B \sigma_B, \dots \dots \quad (2)$$

где  $d_0$  — наружный диаметр резьбы.



Фиг. 1. Испытание пластмассовой гайки на сжатие



Фиг. 2. Испытание пластмассовой гайки на растяжение



Однако экспериментальные данные иных исследований [4] свидетельствуют о том, что максимальная разрушающая нагрузка  $P_{\max}$  зависит не только от площади поперечного сечения пластмассовой резьбовой детали, но также и от длины свинчивания.

Для оценки прочности витков при срезе авторы предлагают пользоваться выражением:

$$P_{\max} = k_0 \pi d_1 l \tau_B \dots \dots \quad (3)$$

Одновременно в проекте ГОСТа приводится также формула, учитывающая влияние на  $P_{\max}$  при срезе витков диаметральных зазоров в резьбе вследствие усадки пластмассовых деталей.

В таблице 1 приведены расчетные и соответствующие экспериментальные нагрузки, найденные при срезе витков по данным проекта ГОСТа.

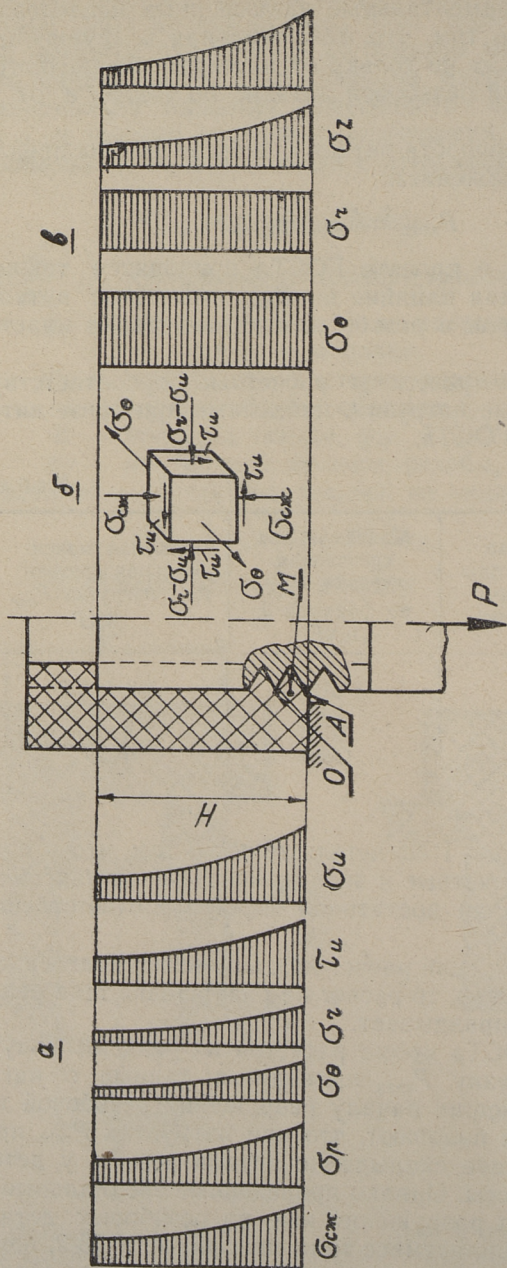
Таблица 1

Количество рабочих витков в резьбовом соединении	Максимальная срезающая нагрузка $P_{\max}'$ по формуле 3, в кг	Опытная максимальная срезающая нагрузка $P_{\text{оп}'}$ в кг
2	316	300 ÷ 450
4	632	790
6	948	1100
10	1580	1250

Данные таблицы 1 свидетельствуют о том, что в пределах до ~10 витков расчетные и экспериментальные максимальные срезающие нагрузки достаточно хорошо соответствуют друг другу.

Таким образом, если расчет на срез витков подтверждается результатами опытов, то расчет на разрушение тела резьбовой детали себя не оправдывает.

В проекте ГОСТа кроме расчетов на максимальную разрушающую нагрузку  $P_{\max}$  приводятся данные о нагрузках  $P_{\min}$ , соответствующих началу разрушения резьбовой детали. При этом авторы полагают, что при нагрузках  $P_{\min}$  происходит лишь частичное скалывание витков резьбы у детали из хрупкой пластмассы. Однако проведенные специальные исследования процесса разрушения как на резьбовых деталях из термореактивных пластмасс типа монолит-1, К-18-2, волокнит, К-211-2 и др. [9], так и на прозрачных резьбовых деталях из



Фиг. 3. Напряжения в пластмассовом резьбовом соединении типа «болт — гайка»:

*a* — Изменение напряжений по длине свинчивания в соответствии с условием со-  
вместности деформаций по И. А. Биргеру.

*б* — Напряженное состояние в произвольной точке  $M$ , лежащей в основании витка.  
 $\theta$  — Изменение напряжений, принятое в работе [4]

органического стекла показали, что трещины возникают в витках при нагрузках  $P_{\min}$  и закономерно развиваются во всех случаях разрушения резьбовых деталей из терморезистивных пластмасс. Причем развитие трещин в витках завершается либо их срезом, либо разрушением тела детали при нагрузке  $P_{\max}$ .

Анализ методики расчета, содержащегося в проекте ГОСТа, убедительно доказывает, что вследствие коренного различия механических свойств у хрупких пластмасс и пластичных металлов нельзя непосредственно и полностью перенести на пластмассовые резьбовые соединения расчеты, разработанные для оценки прочности металлических резьбовых соединений.

В отличие от проекта ГОСТа в основу расчета, разработанного коллективом сотрудников ЛИАП [4], положен учет сложного напряженного состояния в пластмассовой гайке в момент, предшествующий ее полному разрушению. Авторы расчета предполагают, что, во-первых, вплоть до полного разрушения гайки существует неравномерное распределение нагрузки по длине свинчивания, соответствующее работе материала витков и тела пластмассовой гайки в упругой зоне и, во-вторых, что разрушение гайки начинается в опасной точке А (фиг. 3), где действуют распорные напряжения  $\sigma_{\theta}$ , радиальные напряжения  $\sigma_r$ , осевые сжимающие напряжения  $\sigma_z$  и напряжения среза  $\tau_r$ . Распределение нагрузки по виткам резьбы определяется по методике, разработанной И. А. Биргером, а для расчета напряжений в опасной точке А предлагаются формулы:

$$\sigma_{\theta} = p_{\text{расч}} \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1}, \dots \dots \dots (4)$$

где  $p_{\text{расч}} = \frac{Q \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha}{2} - \rho \right)}{(z + 1) \pi d_0 s}$  — условное равномерно распределенное радиальное давление,

$\rho$  — угол трения,

$\beta = \frac{D}{d_0}$  — отношение наружного диаметра гайки к внутреннему диаметру ее резьбы,

$z$  — количество витков в соединении,

$$\sigma_r = -p_{\text{расч}}, \dots \dots \dots (5)$$

$$\sigma_z = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d_0^2)}, \dots \dots \dots (6)$$

$$\tau_r = \frac{Q z_1}{\pi d_0 b}, \dots \dots \dots (7)$$

$$Q_{z1} = \frac{Qm \{sh(mz) - sh[m(z-n)]\}}{m \cdot sh(mz)} -$$

— часть общего осевого усилия  $Q$ , приходящаяся на нижний наиболее нагруженный виток гайки по И. А. Биргеру [5],

$m$  — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов и размеры деталей резьбового соединения.

Напряжения  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_r$ ,  $\sigma_z$  и  $\tau_r$  заменяются затем главными напряжениями  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и  $\sigma_3$ , которые в свою очередь используются для расчета эквивалентного напряжения  $\sigma_{\text{эКВ}}$  :

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{эКВ}} = & \frac{1}{2} \left[ a(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) + d\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2} + e\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 - (\sigma_2 - \sigma_3)^2 - (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \right] + \\ & + \frac{1}{2} \sqrt{\left[ a(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) + d\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2} + e\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 - (\sigma_2 - \sigma_3)^2 - (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \right]^2 + } \\ & + 4 \left[ b(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) + c(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1) \right], \dots \dots \dots (8) \end{aligned}$$

где:  $a, b, c, d, e$  — постоянные для данной пластмассы коэффициенты, определяемые по результатам специальных опытов при одноосном и плоском напряженном состоянии материала.

По найденному эквивалентному напряжению  $\sigma_{\text{эКВ}}$  и допускаемому напряжению на разрыв  $[\sigma]_p$  производится проверка прочности пластмассового резьбового соединения из условия:

$$\sigma_{\text{эКВ}} \leq [\sigma]_p \dots \dots \dots (9)$$

В работе [4] отмечается, что среднее отклонение эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{эКВ}}$ , рассчитанных по опытным максимальным разрушающим нагрузкам  $P_{\text{оп}}$ , от предела прочности при растяжении не превышает 11%.

По варианту расчета, изложенному в работе [4], можно сделать ряд замечаний. Наиболее существенное возражение вызывает расчет распределения нагрузки, основанный на использовании условия совместности деформаций. Известно, что при составлении условия совместности деформаций для резьбового соединения во внимание принимаются только

упругие деформации и соответствующие им напряжения [5]. Исследования процесса разрушения пластмассовых резьбовых деталей показали, как это отмечалось выше, что разрушение происходит не мгновенно при нагрузке  $P_{\max}$ , а в некотором интервале нагрузок  $P_{\min} \div P_{\max}$ . Причем разрушение начинается с образования трещин в наиболее нагруженных витках. Распространение трещин вдоль витков и вглубь тела детали приводит к полному ее разрушению при нагрузке  $P_{\max}$ . Таким образом, в момент перед полным разрушением витки резьбы и тело пластмассовой детали имеют значительные повреждения (трещины), материал витков и тела гайки на этих участках работает уже не в упругой зоне и применение условия совместности деформаций для оценки распределения нагрузки по виткам лишено физического смысла. Условность, допущенная при расчете распределения нагрузки по виткам, не дает возможности авторам использовать напряжения, входящие в условие совместности деформаций для оценки напряженного состояния в наиболее опасной, по их мнению, точке  $A$ , и они вынуждены искусственно вводить в расчет произвольные напряжения. Так, например, при составлении условия совместности деформаций по И. А. Биргеру, которое используется в работе [4], учитываются нормальные  $\sigma_{\parallel}$  и касательные  $\tau_{\parallel}$  напряжения от изгиба витков, а также радиальные  $\sigma_r$ , кольцевые  $\sigma_{\theta}$ , растягивающие  $\sigma_p$  и сжимающие  $\sigma_{сж}$  напряжения в теле болта и гайки. Причем ввиду неравномерности распределения нагрузки по виткам, каждое из отмеченных напряжений  $\sigma_{\parallel}$ ,  $\tau_{\parallel}$ ,  $\sigma_r$ ,  $\sigma_{\theta}$ ,  $\sigma_p$  и  $\sigma_{сж}$  также меняется по высоте гайки (фиг. 3а). При расчете же главных напряжений в точке  $A$  (фиг. 3) сохраняется неизменным только напряжение  $\sigma_z$ , напряжения  $\sigma_{\theta}$  и  $\sigma_r$  определяются условно по формулам 4 и 5 при равномерном распределении нагрузки и произвольно вводится новое напряжение среза витков  $\tau_r$ , никак не связанное с условием совместности деформаций, (фиг. 3б). Наконец следует отметить, что положение опасной точки  $A$  не соответствует действительности. Исследования показали, что разрушение витка при сжатии гайки начинается в точке  $O$ .

Однако, несмотря на очевидную условность, рассмотренный расчет дает максимальные разрушающие нагрузки  $P_{\max}$ , достаточно близкие к экспериментальным.

Общий недостаток расчетов, изложенных в проекте ГОСТа и работе [4], заключается в том, что они позволяют оценить максимальную разрушающую нагрузку  $P_{\max}$  лишь при кратковременном нагружении и не дают возможности произвести расчет пластмассового резьбового соединения на длительную прочность.

Разработанный в Таллинском политехническом институте метод расчета дает возможность определить кратковременную прочность пластмассового резьбового соединения [10] и намечает пути расчета на длительную прочность. Расчеты основаны на учете сложного напряженного состояния в опасной точке резьбового соединения как при кратковременном, так и при длительном нагружении. При этом распределение нагрузки определяется с помощью условия совместности деформаций по методике, разработанной И. А. Биргером, с внесением некоторых дополнений. Особенность нового метода расчета состоит в том, что он позволяет, в частности, определять нагрузки  $P_{\min}$ , при которых начинается разрушение пластмассового резьбового соединения.

При действии кратковременной осевой статической нагрузки на соединение типа «стальной болт — пластмассовая гайка» (фиг. 1) распределение нагрузки подчиняется закону гиперболического косинуса. Причем анализ напряжений, возникающих в теле гайки, показал, что при учете сил трения в витках резьбы и на опорном торце гайки, поперечными деформациями в резьбовом соединении можно пренебречь [11]. Это допущение упрощает задачу и позволяет считать, что на грани элементарного объема, выделенного вблизи опасной точки  $O$  (фиг. 3), будут действовать лишь сжимающие напряжения  $\sigma_{сж}$  и растягивающие напряжения от изгиба  $\sigma_{из}$ . Принимая  $\sigma_{из}$  за главное напряжение  $\sigma_1$ , и применяя 1 теорию прочности, получим в результате преобразований для метрической резьбы расчетную формулу для определения начальной разрушающей нагрузки  $P_{\min}$ .

$$P_{\min} = \frac{\text{th}(mH)}{1,25 \frac{s}{f} m} \sigma_{в}, \dots \dots \dots \quad (10)$$

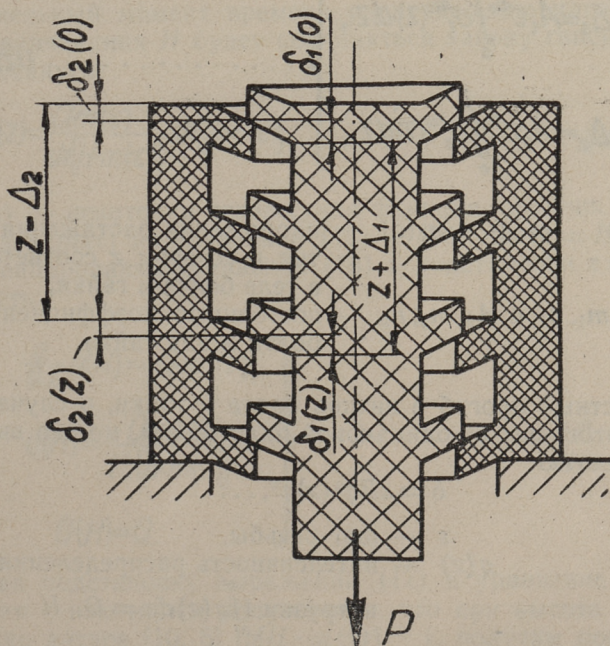
- где  $m$  — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов и размеры деталей резьбового соединения,  
 $s$  — шаг резьбы,  
 $\sigma_{в}$  — предел прочности на разрыв материала гайки,  
 $f = \pi d_{ср} t_2$  — площадь проекции витка на плоскость, перпендикулярную оси гайки.

При действии длительной осевой статической нагрузки на пластмассовое резьбовое соединение типа «болт-гайка» при составлении условия совместности деформаций необходимо учитывать деформации ползучести. Найдем изменения в распределении нагрузки по высоте резьбового соединения для

случая, когда болт и гайка изготовлены из пластмассы одинаковой марки. Условие совместности деформации так же как и при кратковременной нагрузке представим в виде уравнения:

$$\Delta_1 + \Delta_2 = [\delta_1(z) + \delta_2(z)] - [\delta_1(0) + \delta_2(0)], \dots \quad (11)$$

где  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  — осевые деформации удлинения и сжатия тела болта и гайки,  
 $[\delta_1(z) + \delta_2(z)]$  и  $[\delta_1(0) + \delta_2(0)]$  — прогибы витков болта и гайки в сечении  $z$  и 0.



Фиг. 4. Схема деформаций в пластмассовом резьбовом соединении типа «болт — гайка»

При длительном нагружении как осевые деформации тела болта и гайки, так и прогибы витков вследствие ползучести будут изменяться во времени. Большой экспериментальный материал, накопленный по испытаниям пластмасс на ползучесть [6, 7], дает основание считать, что процессы ползучести могут быть описаны каноническим уравнением степенного вида:

$$\varepsilon = A \sigma^m \tau^n, \dots \quad (12)$$

где  $\epsilon$  — полная деформация ползучести, включающая упругую часть деформации,  
 $\sigma$  — напряжение, вызывающее деформацию,  
 $\tau$  — время действия приложенного напряжения,  
 $A, m, n$  — постоянные коэффициенты, зависящие от физико-механических свойств пластмасс и вида деформации.

Тогда деформации удлинения и сжатия для сечения  $z$  через  $\tau$  часов можно представить как

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1 &= A_1 \tau^{n_1} \int_0^z \sigma_1^{m_1}(z) dz, \\ \Delta_2 &= A_2 \tau^{n_2} \int_0^z \sigma_2^{m_2}(z) dz, \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (12)$$

где  $\sigma_1(z)$  и  $\sigma_2(z)$  — напряжения растяжения и сжатия в сечении  $z$  соответственно в теле болта и гайки,

$A_1, m_1, n_1$  и  $A_2, m_2, n_2$  — постоянные коэффициенты для болта и для гайки,

а совместный прогиб  $\delta$  витков болта и гайки, в случае, если они изготовлены из одинаковой пластмассы, можно выразить зависимостью

$$\delta = s B q^u(z) \tau^v, \dots \dots \dots (13)$$

где  $s$  — шаг резьбы,  
 $q(z)$  — интенсивность распределения осевой нагрузки,  $(\int_0^H q(z) dz = Q, H$  — длина свинчивания),  
 $B, u, v$  — эмпирические коэффициенты, зависящие от геометрии резьбы и физико-механических свойств пластмасс.

Подставляя зависимости 12 и 13 в условие совместности деформаций 11, получим

$$A_1 \tau^{n_1} \int_0^z \sigma_1^{m_1}(z) dz + A_2 \tau^{n_2} \int_0^z \sigma_2^{m_2}(z) dz = s B \tau^v [q^u(z) - q^u(0)] \dots (14)$$



Выразим напряжения  $\sigma_1(z)$  и  $\sigma_2(z)$  через осевые нагрузки  $Q(z)$  и площади поперечных сечений  $F_1$  и  $F_2$  болта и гайки в сечении  $z$ :

$$\sigma_1(z) = \frac{Q(z)}{F_1} \quad \text{и} \quad \sigma_2(z) = \frac{Q(z)}{F_2}.$$

После подстановки  $\sigma_1(z)$  и  $\sigma_2(z)$  в уравнение (14) и его дифференцирования по  $z$  получим:

$$\frac{A_1}{F_1^{m_1}} \tau^{n_1} Q^{m_1}(z) + \frac{A_2}{F_2^{m_2}} \tau^{n_2} Q^{m_2}(z) = sB\tau^v q^{u-1}(z) \frac{d}{dz} q(z). \dots (15)$$

Будем считать, что и при длительном нагружении в каждый отдельный момент времени распределение нагрузки по длине свинчивания  $H$  будет подчиняться закону гиперболического косинуса:

$$q(z) = \frac{Q \cdot m(\tau)}{\text{sh}[H \cdot m(\tau)]} \text{ch}[z \cdot m(\tau)], \dots (16)$$

где  $m(\tau)$  — некоторая неизвестная функция времени.

Найдем  $m(\tau)$  из уравнений (15) и (16) при  $z = H$ . После дифференцирования уравнения (16) и подстановки  $z = H$  будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dz} q(H) &= Q \cdot m^2(\tau), \\ q(H) &= \frac{Q \cdot m(\tau)}{\text{th}[H \cdot m(\tau)]}, \\ Q(H) &= Q. \end{aligned} \right\} \dots (17)$$

Делая подстановку выражений (17) в уравнение (15) и принимая с некоторым допущением, что при высоте гайки в несколько витков  $[10, 5] \text{th}[H \cdot m(\tau)] \rightarrow 1$ , получим после преобразований новый вид условия совместности деформаций

$$m^{u+1}(\tau) = \frac{1}{sBu} \left( \frac{A_1}{F_1^{m_1}} \tau^{n_1-v} Q^{m_1-u} + \frac{A_2}{F_2^{m_2}} \tau^{n_2-v} Q^{m_2-u} \right) \dots (18)$$

откуда и найдем интересующую нас функцию  $m(\tau)$ :

$$m(\tau) = \sqrt[u+1]{\frac{1}{sBu} \left( \frac{A_1}{F_1^{m_1}} \tau^{n_1-v} Q^{m_1-u} + \frac{A_2}{F_2^{m_2}} \tau^{n_2-v} Q^{m_2-u} \right)} \dots (19)$$

В случае, когда в соединении находится мало витков и величина  $\text{th}[H \cdot m(\tau)]$  существенно отличается от 1, значение  $m(\tau)$  можно найти в результате совместного графического решения правой и левой части уравнения (20) для заданных интервалов времени  $\tau$ :

$$m^{u+1}(\tau) = \frac{\text{th}^{u+1}[H \cdot m(\tau)]}{sBu} \left( \frac{A_1}{F_1^{m_1}} \tau^{-m_1 \nu} Q^{m_1 - u} + \frac{A_2}{F_2^{m_2}} \tau^{-m_2 \nu} Q^{m_2 - u} \right) \dots (20)$$

Зная величину  $m(\tau)$ , можно рассчитать  $q(z)$  по формуле (16), определить напряжения в опасной точке и, в зависимости от механических свойств пластмасс, по одной из теорий прочности [1] оценить нагрузочную способность пластмассового резьбового соединения. Примерные расчеты, выполненные для полиэтиленового винта и гайки, подтвердили справедливость положений, положенных в основу расчета на длительную прочность и показали также, что со временем распределение нагрузки в резьбовом соединении меняется. Однако для полного решения задачи о длительной прочности пластмассовых резьбовых соединений необходима экспериментальная проверка расчетных зависимостей на базе специальных испытаний на ползучесть как отдельных элементов резьбы, так и резьбовых соединений в целом.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Р. Г. Мирзоев. Пластмассовые детали машин и приборов. М.-Л., 1965.
2. В. Суrowяк, С. Ходзиньски. Применение пластмасс в машиностроении. М., 1965.
3. Проект ГОСТ «Резьба метрическая деталей из пластмасс. Допуски», IV раздел, 1963
4. В. М. Шанников, Н. Д. Москалев, К. Н. Кан. Расчеты на прочность деталей из термореактивных пластмасс с резьбой и металлической арматурой. ЛДНТП, выпуск 53, 1963.
5. И. А. Биргер. Расчет резьбовых соединений. М., 1959.
6. В. М. Шанников, В. В. Менг. Методика сокращенных испытаний пластмасс на ползучесть. Пластические массы, № 3, 1962.
7. А. М. Никольский. О возможности сокращения времени испытания на ползучесть при растяжении органических стекол. Пластические массы, № 11, 1963.
8. В. М. Шанников, В. А. Потемкин, В. В. Менг. К вопросу расчетов на прочность изделий из пластмасс. Ленинградская промышленность, № 12, 1961.
9. В. В. Менг. О характере разрушения гаек из термореактивных пластмасс. См. наст. сборник.
10. В. В. Менг. Расчет на прочность некоторых пластмассовых резьбовых соединений типа «стальной болт — пластмассовая гайка». См. наст. сборник.
11. В. В. Менг. Распределение нагрузки в резьбовом соединении типа «стальной болт — пластмассовая гайка». См. наст. сборник.

УДК 620.178.32.621.315.34.342.001.4

Л. О. Мере

## ВЛИЯНИЕ ТОЛЩИНЫ ПЛЮЩЕНКИ НА СРОК СЛУЖБЫ ШНУРОВ АТСДИ

Шнур АТСДИ (ГОСТ 7218-54) предназначен для подведения напряжения к щеткам ротора декадно-шагового искателя автоматической телефонной станции.

Находясь в эксплуатации, шнуры АТСДИ подвергаются переменным пространственным деформациям, вследствие чего возникают усталостные поломки плющенко мишурных нитей [1, 2].

Срок службы шнура на искателе зависит от множества конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, среди которых очевидно существенную роль играет толщина плющенко мишурных нитей, так как возникающие в сечениях плющенко переменные сложные механические напряжения зависят от толщины её (при одинаковых деформациях шнуров).

Влияние толщины плющенко на срок службы шнура АТСДИ было исследовано экспериментально.

Исследованию подвергалась партия шнуров АТСДИ-3, имевших в жилах мишурные нити с плющенками различных толщин от 0,02 до 0,04 мм. Измерения толщины плющенко были произведены после окончания испытаний с точностью 0,001 мм.

Статистическое распределение толщин плющенко в каждой жиле приведено на фиг. 1.

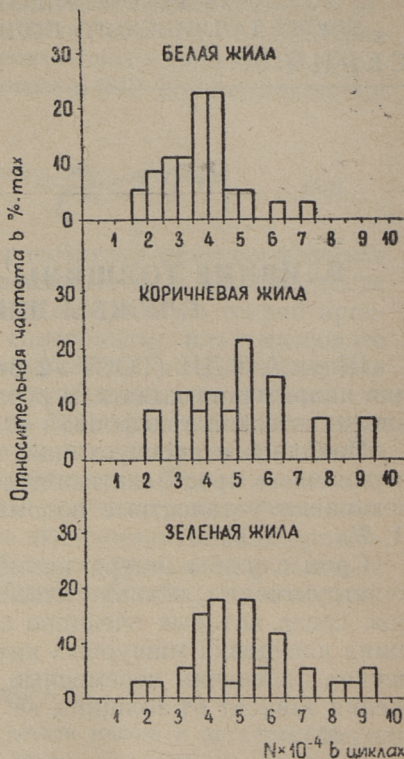
Из фиг. 1 следует, что белая (по расцветке) жила исследуемого шнура имеет гораздо меньшее количество плющенко в интервале толщин 0,02 ... 0,025 мм, чем коричневая и зеленая.

Для выявления сроков службы отдельных жил данный шнур был испытан на быстроходной испытательной машине [1, 2]. Критерием срока службы было принято максимальное омическое сопротивление жилы образца  $R_{\text{макс}} = 1,0 \text{ ом}$ .

Результаты испытания приведены на фиг. 2 в виде гистограмм отдельно для каждой жилы. Интервалы по циклам —



Фиг. 1. Статистическое распределение толщин плющенко мширных нитей по отдельным жилам исследуемого шнура АТСДИ-3.



Фиг. 2. Гистограммы сроков службы исследуемого шнура АТСДИ-3 отдельно по жилам. Гистограммы составлены по результатам испытаний 35 образцов данного шнура

$N_i = 5000$ . Гистограммы составлены по результатам испытания 35 образцов шнура АТСДИ-3.

Из фиг. 2 видно, что белая жила исследуемого шнура имеет наименьший срок службы.

Для гистограмм, приведенных на фиг. 1 и 2, были определены центры распределения:

$\delta_c$  мм — для толщины и  
 $N_c$  циклов — для сроков службы.

Величины центров распределения приведены в табл. 1.

По данным табл. 1 дается (см. фиг. 3) зависимость среднего срока службы  $N_c$  от средней толщины плющенко  $\delta_c$  (каж-

Фиг. 3. Зависимость среднего срока службы  $N_c$  циклов от средней толщины плющеньки  $\delta_c$ , мм. Каждая точка настоящей кривой составлена по данным испытаний 35 образцов шнура АТСДИ-3.

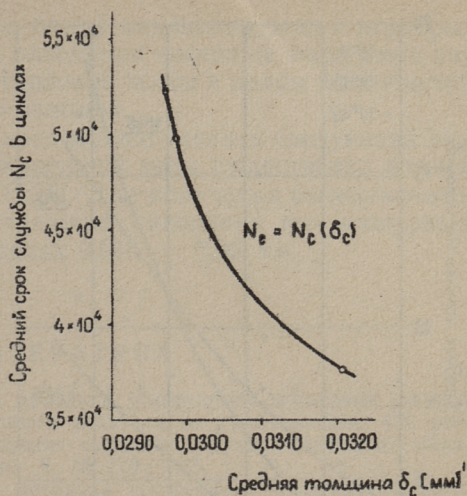


Таблица 1

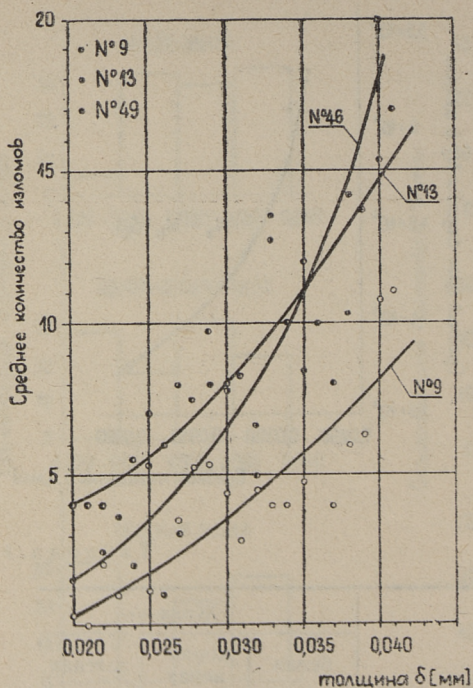
	Жила		
	белая	коричневая	зеленая
Средний срок службы $N_c$ цикл.	37 600	49 870	52 110
Средняя толщина плющенок $\delta_c$ мм	0,0321	0,0299	0,0297

дая точка упомянутой кривой составлена по данным испытаний 35 образцов).

Из кривой фиг. 3 видно, что срок службы шнура явно зависит от толщины плющеньки.

Как уже сказано, срок службы токопроводящей жилы (тем самым и шнура) определяется усталостными изломами плющенок её мишурных нитей [1, 2]. Следовательно, количество усталостных изломов плющенок является показателем состояния жилы. По вышеизложенному была установлена связь между количеством изломов и толщиной плющеньки мишурных нитей.

Для этого было подсчитано после испытания под микроскопом количество изломов плющеньки каждой мишурной нити и были измерены их толщины с точностью 0,001 мм.



Фиг. 4. Зависимость среднего количества изломов от толщины плющенко. Образцы № 9 и № 13 испытаны на быстроходной испытательной машине, образец № 46 испытан на испытательной установке, имитирующей рабочий цикл искателя

Полученные данные были обработаны следующим образом: суммировали количество изломов плющенок одинаковых толщин всех жил образца и определили среднее арифметическое количество изломов для каждой толщины.

Зависимость среднего количества изломов от толщины плющенко изображена на фиг. 4. Здесь образцы № 9 и № 13 были испытаны на вышеупомянутой быстроходной испытательной машине, а образец № 46 на испытательной машине, имитирующей рабочий цикл декадно-шагового искателя [1, 2].

Из кривых фиг. 4 видно: 1) характер кривых не зависит от испытательной установки; 2) количество изломов в наблюдаемом диапазоне толщин плющенок возрастает с увеличением толщины плющенок и при толщине 0,04 мм превышает более 10 раз соответствующие величины при толщине 0,02 мм.

Здесь надо отметить, что срок службы шнура в целом не находится в прямой зависимости от количества изломов плющенок, так как изломы всех плющенок одной жилы не сосредоточены строго в одном сечении жилы [1, 2], а расположены на протяжении некоторых участков хаотически.

Таким образом изломы одной плющенко могут перекрываться цельными местами плющенко соседних мишурных нитей и электрическое сопротивление жилы в целом повышается медленнее, чем количество изломов.

На основании изложенного можно сделать следующий вывод: толщина плющенко мишурной нити существенно влияет на срок службы шнура АТСДИ. Для получения высококачественных шнуров АТСДИ толщина плющенко его мишурных нитей должна быть в пределах 0,016 ... 0,02 мм.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Л. О. Мере. Установка и методика ускоренного испытания шнуров марки АТСДИ декадно-шагового искателя на срабатывание. Сб. статей: Износ, усталость и коррозия металлов. Труды таллинского политехнического института, серия А, № 219, 1965.
2. Л. О. Мере. Установка и методика ускоренного испытания шнуров для декадно-шаговых искателей. Применение пластмасс в кабельной промышленности. ВНИИЭМ, Отделение научно-технической информации, стандартизации и нормализации в электротехнике. Москва, 1964.





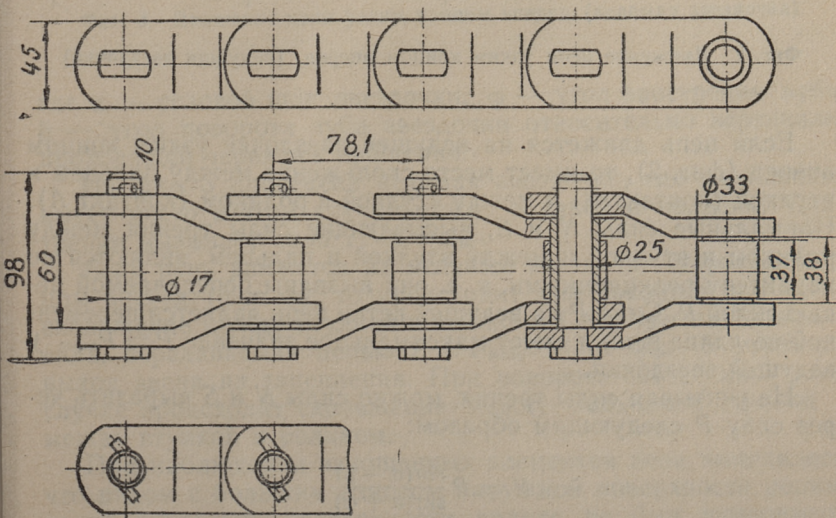
УДК 621.855:620.178.162

Л. Э. Вальдма, Э. Г. Рийвес

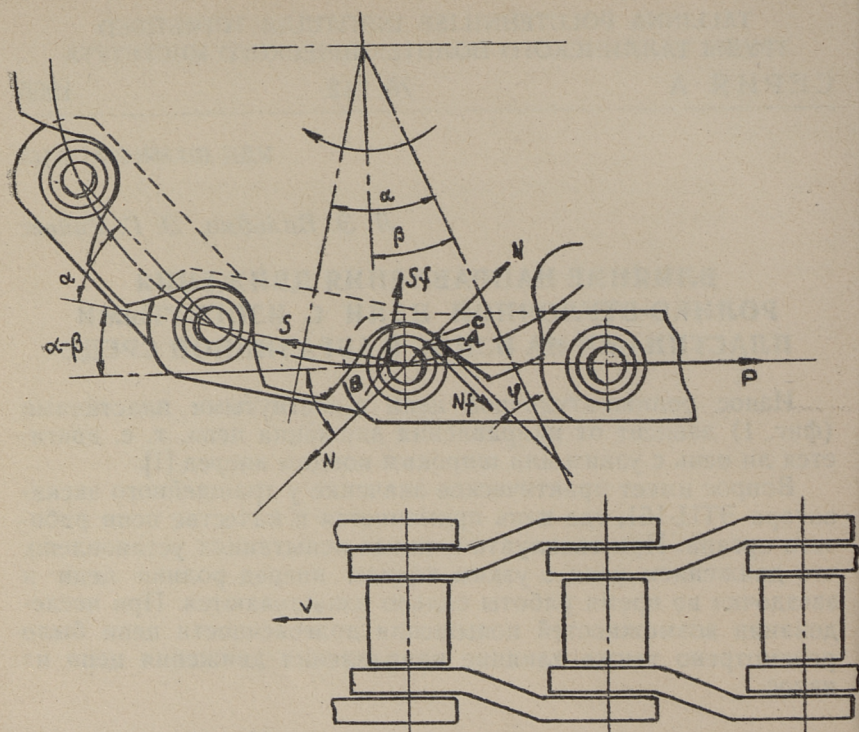
## ВЛИЯНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ РОЛИКО-ВТУЛОЧНОЙ ЦЕПИ С ИЗОГНУТЫМИ ПЛАСТИНАМИ НА ИЗНОС В АБРАЗИВНОЙ СРЕДЕ

Износ ролико-втулочной цепи с изогнутыми пластинами (фиг. 1) зависит от направления движения цепи, т. е. движется ли цепь с узким или широким концом вперед [1].

Вопрос имеет практическое значение у траншейного экскаватора ЭТЦ-161, где цепь применяется в качестве цепи рабочего органа. При эксплуатационных испытаниях установлено, что движением цепи с узким концом вперед ролики цепи и звездочки во время работы сильно изнашиваются. При исследовании возможностей повышения долговечности цепи было рассмотрено также влияние направления движения цепи на износ.



Фиг. 1. Ролико-втулочная цепь с изогнутыми пластинами (ГОСТ 10947-64)



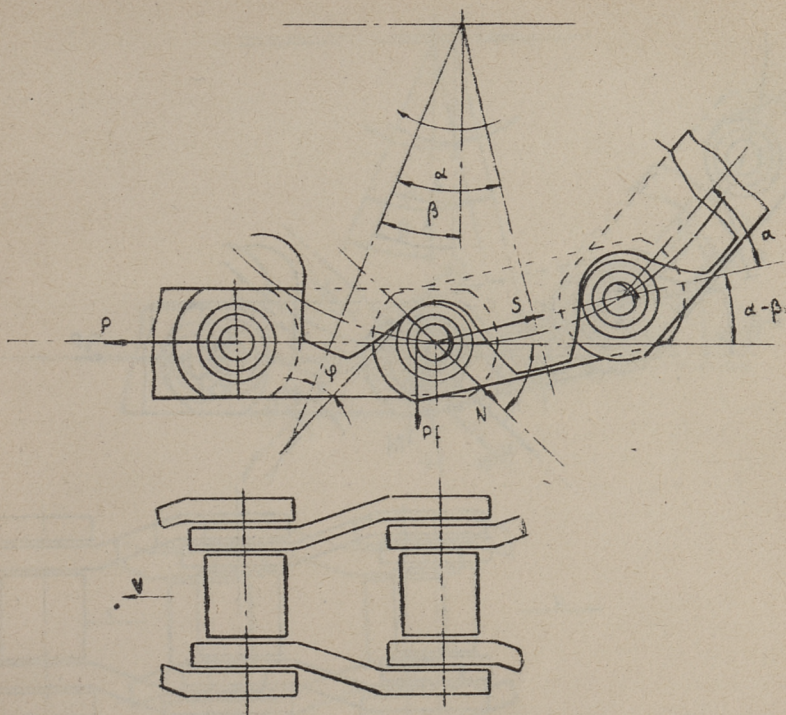
Фиг. 2. Движение цепи узким концом вперед. (ведущая звездочка)

Если цепь движется на ведущей звездочке узким концом вперед (фиг. 2), то имеет место скольжение между пальцем и втулкой (контакт  $B$ ) и между втулкой и роликом (контакт  $A$ ). Нормальные силы  $N$  и  $S$ , вызывающие силы трения между роликом и втулкой и между втулкой и пальцем, являются по характеру реакционными, т. е. они вызваны передаваемой цепью силой  $P$ . Сила  $P$  на ведущей ветви цепи является переменной по длине цепи и имеет максимальное значение  $P = P_{\text{макс}}$  у ведущей звездочки.

Не учитывая силы трения, можно силы  $N$  и  $S$  выразить через силу  $P$  следующим образом:

$$N = P \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin(\alpha + \varphi)},$$

$$S = P \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\sin(\alpha + \varphi)},$$



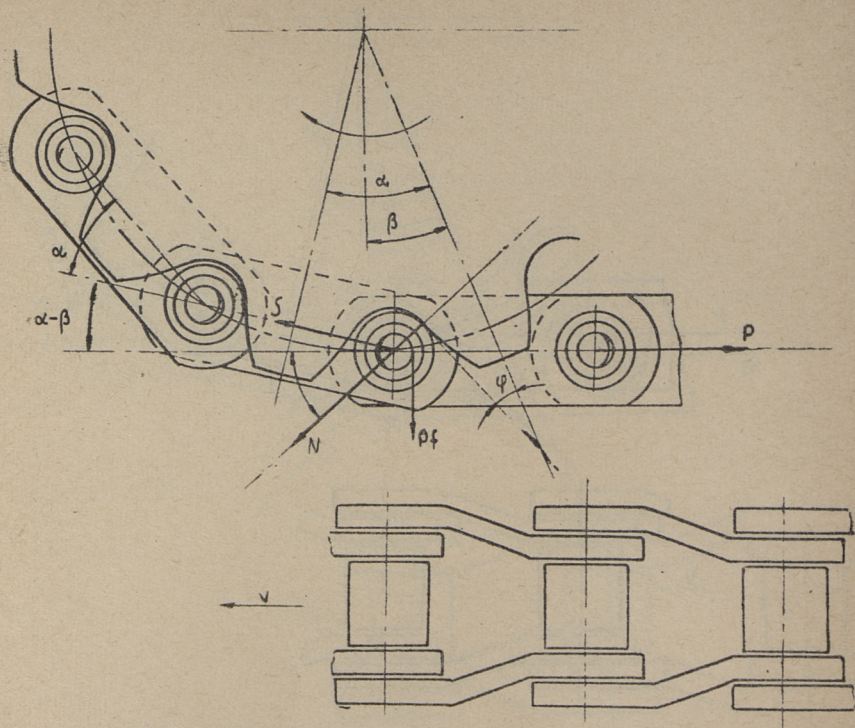
Фиг. 3. Движение цепи узким концом вперед (ведомая звездочка)

где  $\alpha$  — угловой шаг звездочки,  $\varphi$  — угол заострения зуба,  $\beta$  — угол поворота зуба звездочки относительно вертикали, проходящей через ось вращения.

На фиг. 3 приведена ведомая звездочка, где скольжение имеет место в этом случае между втулкой и пальцем. Силу трения вызывает сила  $P \ll P_{\text{макс}}$ .

Если цепь движется на ведущей звездочке широким концом вперед (фиг. 4), то происходит при повороте звездочки скольжение между втулкой и роликом. Силу трения вызывает сила, передаваемая цепью  $P = P_{\text{макс}}$ . На фиг. 5 приведен выход звена из зацепления. При повороте звездочки в этом случае происходит скольжение между пальцем и втулкой и между втулкой и роликом.

При наблюдении изношенных элементов цепи выяснилось, что рядом с большим износом наружной поверхности ролика износ внутренней поверхности ролика не был измеримым. Износ на наружной поверхности ролика был распределен равномерно.

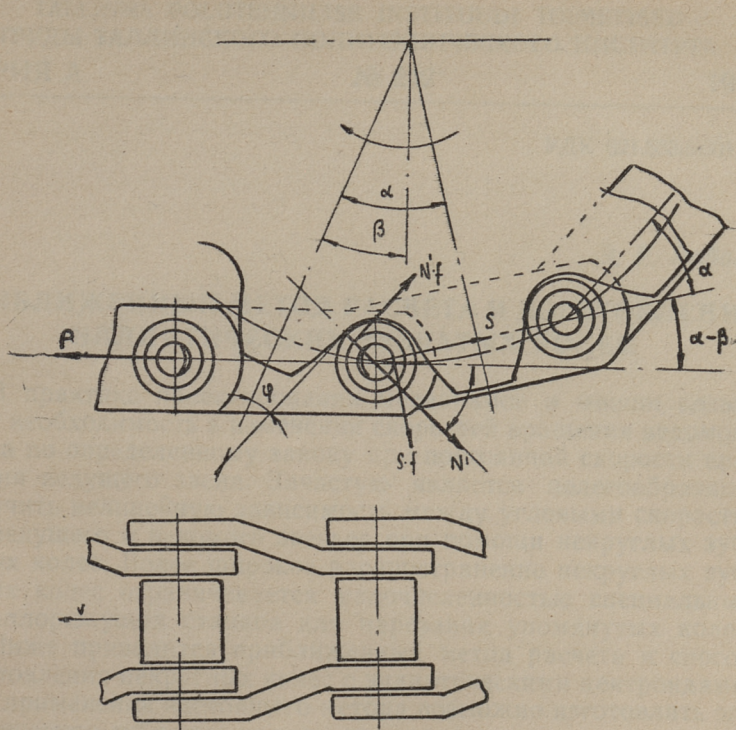


Фиг. 4. Движение цепи широким концом вперед (ведущая звездочка)

Из вышеуказанного следует, что в основном изнашивается наружная поверхность ролика и внутришарнирный износ является минимальным. Можно сделать вывод, что цепь работает в этих условиях как втулочная, а не как ролик-втулочная. Такое явление может быть в случае, если коэффициент трения между роликом и втулкой больше, чем между зубом и роликом, что вероятно, т. к. коэффициент трения при свежей абразивной прослойке меньше, чем при отработанной [2]. Относительно равномерный износ на наружной поверхности ролика вызван, очевидно, поворотом ролика на втулке при проходе грунта.

Следовательно, для уменьшения износа ролика и зубьев звездочки цепи рабочего органа экскаватора ЭТЦ-161 является более целесообразным установить цепь так, чтобы она двигалась широким концом вперед. Износ пальца и внутренней поверхности втулки при этом увеличивается.

Вопрос требует дальнейшего экспериментального исследования.



Фиг. 5. Движение цепи широким концом вперед (ведомая звездочка)

### ЛИТЕРАТУРА

1. Н. В. Воробьев. Цепные передачи. Москва, Машгиз. 1962.
2. Л. Э. Вальдма. Изнашивание металлов при наличии невозобновляемой абразивной прослойки. Сб. Трение и износ в машинах XIII, Москва, АН СССР. 1959.



УДК 621.833.5.001.24

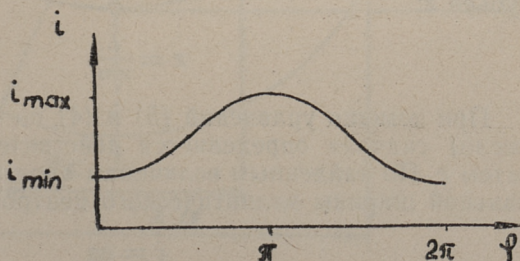
Э. Г. Рийвес

**ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА И ИЗГОТОВЛЕНИЕ  
ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

В практике проектирования механизмов и машин возникает необходимость в изменении скоростей вращения ведомого звена по определенному закону при постоянной скорости вращения ведущего звена. Зачастую является целесообразным получить нелинейную зависимость между угловыми скоростями ведущего и ведомого звеньев при помощи некруглых зубчатых колес. Более широкое распространение некруглых зубчатых колес ограничивается малочисленностью специальных металлорежущих станков для нарезания упомянутых колес.

Ниже приводится приближенный метод расчета и способ изготовления некруглых колес с эллиптическими центроидами. При применении настоящего метода возможно изготавливать эллиптические зубчатые колеса по методу копирования на универсальном фрезерном станке без применения вспомогательных устройств и приспособлений.

Передача эллиптическими зубчатыми колесами дает возможность при постоянном числе оборотов  $n_1 = \text{const}$  ведущего зубчатого колеса получить вращение ведомого зубчатого колеса с периодически изменяющимся числом оборотов, т. е.  $n_2 = n_2(\varphi)$ . Соответственно оказывается и передаточное число  $i$  периодически изменяющейся величиной (фиг. 1).



Фиг. 1.

Передаточное число  $i$  является максимальным при  $\varphi = \pi$  и минимальным —  $\varphi = 0$ . Наибольшие и наименьшие передаточные числа определяются равенствами (1) и (2):

$$i_{\max} = \frac{1+e}{1-e}, \quad (1)$$

$$i_{\min} = \frac{1-e}{1+e}, \quad (2)$$

где  $e = c/a$  — эксцентриситет эллипса,  $a$  — длина большой полуоси эллипса,  $c$  — половина фокальной ширины.

Обыкновенно при проектировании передачи исходными данными являются: межосевое расстояние  $A = 2a$ , число оборотов ведущего зубчатого колеса  $n_1$  и наибольшее (наименьшее) передаточное число  $i_{\max}$  ( $i_{\min}$ ) или же их отношение  $i_{\max}/i_{\min}$ .

При известных передаточных числах или их отношениях из равенств (1) и (2) определяется эксцентриситет эллипса  $e$ :

$$e = \frac{1-i_{\min}}{1+i_{\min}}, \quad e = \frac{i_{\max}-1}{i_{\max}+1}. \quad (3)$$

При заданном межосевом расстоянии  $A$  определяется длина эллиптического центроида  $L$  из уравнения

$$L = 4a \int_0^{90^\circ} \sqrt{1-e^2 \sin^2 \alpha} \, d\alpha = 4aE\left(\frac{\pi}{2}, e\right), \quad (4)$$

где  $E = E\left(\frac{\pi}{2}, e\right)$  — численное значение полного эллиптического интеграла.

В длину центроида шаг зацепления  $t$  должен уложиться числом зубьев  $z$  раз, то есть

$$L = zt = \pi m z, \quad (5)$$

где  $m$  — модуль зацепления.

Из уравнения (5) при модуле  $m$  определяется число зубьев  $z$ :

$$z = \frac{L}{\pi m}. \quad (6)$$

При помощи уравнений (5) и (4) по числу зубьев  $z$  (целое число) сначала определяется действительная величина  $L$  и затем  $e$ . По найденным величинам определяется половина фокальной ширины эллиптического центроида  $c$  —

$$c = ea \quad (7)$$

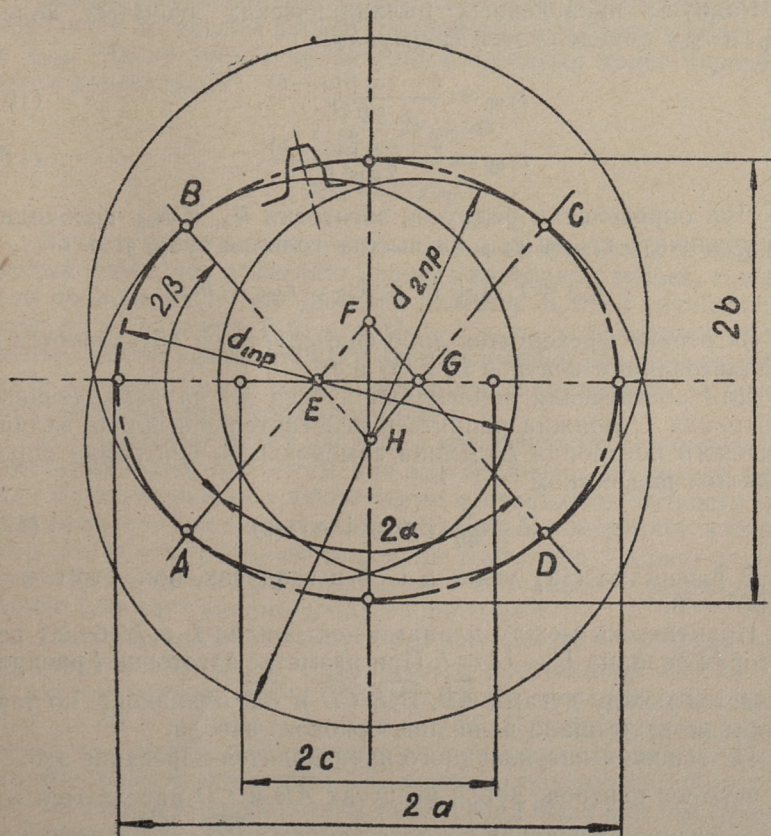


и длину малой полуоси центроида  $b$  —

$$b = \sqrt{a^2 - c^2}. \quad (8)$$

Найденные основные величины центроида эллиптического колеса кладутся в основу расчета эллиптических зубчатых колес по приближенному методу.

Приближенный метод расчета эллиптических зубчатых колес основывается на том, что эллиптический центроид можно рассматривать как огибающую окружностей, центры которых находятся в соответствующих центрах кривизны эллипса. Зубчатое колесо с эллиптическим центроидом образуется системой цилиндрических зубчатых колес, центроиды которых определяет соответствующий радиус кривизны эллипса. Профиль зубьев эллиптического зубчатого колеса имеет приближенные очертания профиля зубьев приведенных цилиндриче-



Фиг. 2.

ских зубчатых колес. Число зубьев приведенного колеса  $z_{\text{пр}}$  определяется равенством

$$z_{\text{пр}} = 2 \varrho / m,$$

где  $\varrho$  — радиус кривизны эллипса, равный радиусу центроида приведенного цилиндрического зубчатого колеса.

Практически можно часто заменить с достаточной точностью эллиптический центроид четырьмя дугами окружностей

$$L = \widehat{AB} + \widehat{BC} + \widehat{CD} + \widehat{DA}, \quad (9)$$

т. е. заменить системой зубчатых колес, состоящей из четырех цилиндрических приведенных зубчатых колес с центрами  $E$ ,  $F$ ,  $G$  и  $H$  (фиг. 2), диаметры которых соответственно  $d_{1\text{пр}}$  и  $d_{2\text{пр}}$ .

Радиусы приведенных цилиндрических зубчатых колес  $r_{1\text{пр}}$  и  $r_{2\text{пр}}$  определяются формулами

$$r_{1\text{пр}} = \frac{b - \cos \beta (a - b)}{\sin 2\beta}, \quad (10)$$

$$r_{2\text{пр}} = \frac{b + \cos \beta (a - b)}{2 \cos^2 \beta}. \quad (11)$$

При определении радиусов заготовки  $R_{e1}$  и  $R_{e2}$  необходимо увеличить  $r_{1\text{пр}}$  и  $r_{2\text{пр}}$  на высоту головки зуба, т. е.

$$R_{e1} = r_{1\text{пр}} + m \text{ и } R_{e2} = r_{2\text{пр}} + m.$$

Заготовка фрезеруется либо фрезеруется и обтачивается с использованием центров  $E$ ,  $F$ ,  $G$  и  $H$ .

Для обеспечения зацепления зубьев длина заменяющего центроида  $L'$  должна равняться действительной длине эллиптического центроида  $L$ . Длина заменяющего центроида определяется равенством

$$L' = \frac{\pi}{45} (\beta r_{1\text{пр}} + \alpha r_{2\text{пр}}). \quad (12)$$

В равенстве (12) углы  $\alpha$  и  $\beta$  в градусах, при этом  $\alpha = 90^\circ - \beta$ .

Практически между длинами центроидов  $L$  и  $L'$  будет некоторая разница  $L - L' = l$ . При разметке заготовки  $l$  распределяется между дугами  $\widehat{AB}$ ,  $\widehat{BC}$ ,  $\widehat{CD}$  и  $\widehat{DA}$  одинаково, но так, чтобы не превышала величины бокового зазора.

На основе вышеуказанного производится нарезание зубьев из четырех центров. Зубья на дугах  $\widehat{AB}$  и  $\widehat{CD}$  нарезаются соответственно из центров  $E$  и  $G$ , а на дугах  $\widehat{BC}$  и  $\widehat{AD}$  из центров  $F$  и  $H$ .

Число нарезаемых зубьев  $z_1$  из центров  $E$  и  $G$  определяется равенством

$$z_1 = \frac{r_{1\text{пр}} \beta}{90m} \quad (13)$$

и из центров  $H$  и  $F$  — равенством

$$z_2 = \frac{r_{2\text{пр}} \alpha}{90m} \quad (14)$$

При этом величины  $z_1$  и  $z_2$  должны быть целыми числами и, кроме того, необходимо выполнить условие

$$z = 2(z_1 + z_2).$$

Выбор модульной фрезы для нарезания зубьев колеса производится по числам зубьев приведенных зубчатых колес  $z_{1\text{пр}}$  и  $z_{2\text{пр}}$ . Числа зубьев приведенных зубчатых колес определяются равенствами

$$z_{1\text{пр}} = 2r_{1\text{пр}}/m \quad (15)$$

и

$$z_{2\text{пр}} = 2r_{2\text{пр}}/m. \quad (16)$$

Зачастую оказывается возможным выбрать  $z_{1\text{пр}}$  и  $z_{2\text{пр}}$  как целые числа, что облегчает процесс нарезания зубьев, так как это проводится путем простого деления. В этом случае определяем из равенств (15) и (16)  $r_{1\text{пр}}$  и  $r_{2\text{пр}}$  и проверяем длину центроида по равенству (12). При получении удовлетворительного результата найденные величины принимаются за основу при изготовлении зубчатого колеса.

Приведенный метод расчета и изготовления эллиптических зубчатых колес применим для изготовления отдельных передач с пониженными требованиями в отношении точности зубчатых колес. Так как заменяющий центроид не является эллипсом, то сумма радиусовекторов не постоянна, однако за счет некоторого изменения радиального и бокового зазора зацепление работает вполне удовлетворительно.

По описанному способу была изготовлена зубчатая пара из стали и текстолита с межосевым расстоянием  $A = 135$  мм и числом зубьев  $z = 44$ . Максимальное передаточное число  $i_{\text{max}} = 1,85$  и минимальное  $i_{\text{min}} = 0,54$ . Передача работала хорошо при окружных скоростях  $v = 5$  м/сек. Кроме того, для картонорежущей машины Таллинского целлюлозно-бумажного комбината имени Виктора Кингисеппа была спроектирована и изготовлена зубчатая передача с эллиптическими колесами при межосевом расстоянии  $A = 185$  мм.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ф. Л. Литвин. Некруглые зубчатые колеса. М.—Л., Машгиз, 1956.

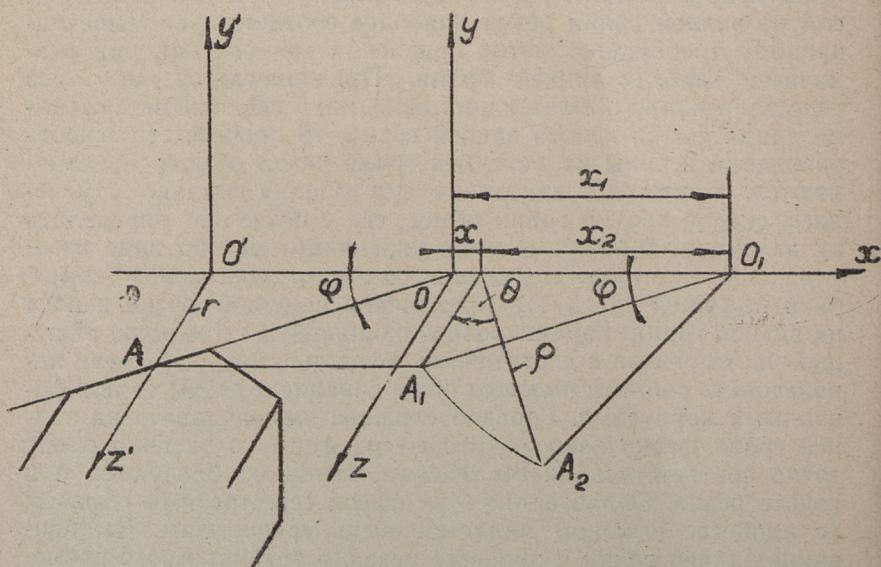
*А. Р. Янсон*

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ФАСКИ ИЗНОСА НА ЗАДНЕЙ ГРАНИ РЕЗЦА

Для решения многих проблем, связанных с обработкой резанием, важно знать, каковы и как изменяются силы на задней грани резца при его износе. В настоящее время не представляется возможным рассчитать эти силы теоретически при режимах резания, применяемых на практике (при больших скоростях резания). Силы на задней грани резца следует определить экспериментально или рассчитать по экспериментальным формулам. При эксперименте очень важно обеспечить условия контакта между фаской износа на задней грани резца и поверхностью резания такими, какими они бывают в процессе износа резца. Из многочисленных методов определения сил на задней грани резца наиболее соответствует вышеуказанному требованию метод сравнения сил резания при различных износах задней грани. Предполагается, если все условия резания остаются постоянными, а увеличивается только длина фаски износа задней грани, то процесс стружкообразования и силы на передней грани резца обычно не изменяются. Суммарное изменение сил резания вызвано изменением сил на задней грани резца, что и позволяет определить их величину. Для применения указанного метода надо изготавливать целую группу резцов со строго одинаковой геометрией режущей части, но с различной шириной фаски износа на задней грани. Гарантировать одинаковую геометрию режущей части резцов с достаточной точностью нетрудно, если использовать соответствующее оборудование и резцы со шлифованными корпусами. Гораздо сложнее изготавливать на задней грани фаски износа, которые по форме и расположению точно соответствовали бы фаскам, которые образуются при износе резца. Образование этих фасок естественным образом (в процессе резания) является очень трудоемким. Изнашивание задней грани в процессе резания требует много времени и материала. След износа получается неравномерным. При

больших следах износа режущая кромка может выкрашиваться. В процессе резания изнашивается и передняя грань, форму которой следовало бы восстанавливать и т. д. Все это вынуждает искать новые пути для более надежного и быстрого образования точных по форме и расположению фасок износа на задней грани резца.

Изучим сначала, какова теоретическая форма фаски износа. При точении токарным резцом, режущая кромка которого не имеет угла наклона и располагается на высоте центров детали, образуется архимедова винтовая поверхность. Такая же поверхность образуется на задней грани резца на участке фаски износа. Выводим формулу этой поверхности в цилиндрических координатах  $x$ ,  $\rho$  и  $\theta$ . Прямоугольная система координат в дальнейших рассуждениях выбрана так, что ось  $Ox$  совпадает с осью обрабатываемой детали, координата  $y$  определяет расстояние режущей кромки до линии центров детали. Образующая винтовой поверхности в начальном положении лежит в поверхности  $xOz$ , проходит через начало координат и через режущую кромку резца (фиг. 1). Угол между образующей и осью  $x$  —  $\varphi$  (угол резца в плане). Для образования винтовой поверхности образующая должна передвигаться по оси  $x$  и повернуться одновременно вокруг нее. Пря-



Фиг. 1

молинейное и вращательное движения должны быть связаны между собой так, чтобы при движении по оси  $x$  на величину  $s$  (подача резца на оборот детали) образующая должна сделать полный оборот. На фиг. 1 образующая передвинута по оси  $x$  на отрезок  $x_1$  от положения  $O\dot{A}$  на положение  $O_1A_1$  и потом повернута вокруг оси  $x$  на угол  $\Theta$  в положение  $O_1A_2$ . При этом соблюдено соотношение

$$\frac{x_1}{s} = \frac{\Theta}{2\pi} \text{ или } x_1 = \frac{s\Theta}{2\pi}.$$

По фиг. 1

$$x_2 = \rho \operatorname{ctg} \varphi \text{ и } x = x_1 - x_2.$$

Формула винтовой поверхности выражается

$$x = \frac{s}{2\pi} \Theta - \rho \operatorname{ctg} \varphi. \quad (1)$$

В формуле (1) подачу на оборот  $s$  можно заменить кинематическим задним углом  $\alpha_k$  и диаметром  $d$ , на котором предполагается определить форму задней грани. Если определить форму задней грани на середине глубины резания  $t/2$ , то диаметр  $d$  рассчитывается формулой:

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad (2)$$

где  $d_1$  — диаметр заготовки;  
 $d_2$  — диаметр детали.

По развертке детали по диаметру  $d$  (см. фиг. 2) получим:

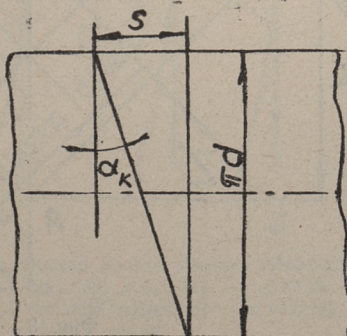
$$s = \pi d \operatorname{tg} \alpha_k. \quad (3)$$

Заменив  $s$  в формуле (1) его значением из формулы (3), получим:

$$x = r \Theta \operatorname{tg} \alpha_k - \rho \operatorname{ctg} \varphi, \quad (4)$$

где  $r = d/2$ .

Фиг. 2



Передвинув начало координат  $O$  по оси  $x$  налево так, чтобы ось  $Oz$  прошла через точку режущей кромки, которая располагается на диаметре  $d$ , получим:

$$x = r \Theta \operatorname{tg} \alpha_k - (r - r) \operatorname{ctg} \varphi. \quad (5)$$

По фиг. 1

$$y = r \sin \Theta \quad (6)$$

и

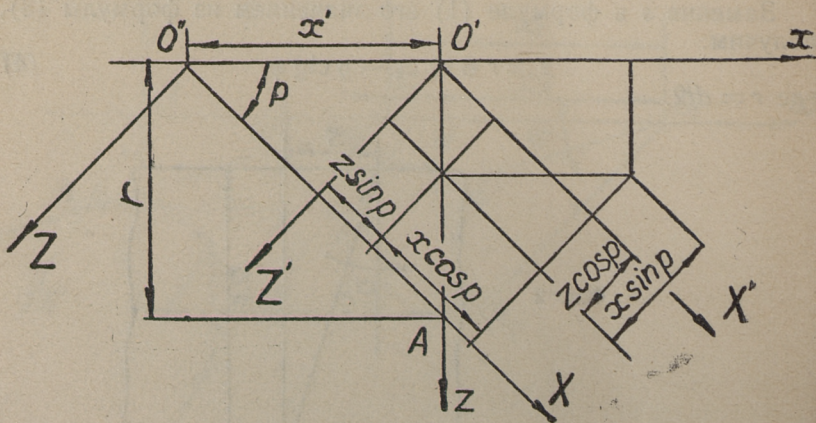
$$z = r \cos \Theta. \quad (7)$$

Форма задней поверхности резца определяется на главной секущей плоскости резца. Этой плоскостью через заданную точку режущей кромки и следует разрезать полученную винтовую поверхность. Линия разреза, очевидно, имеет форму фаски износа. Математически данную задачу проще всего решить следующим образом. Повернем выбранную систему координат вокруг оси  $O'y'$  так, чтобы координатная плоскость  $xO'y'$  стала перпендикулярной к режущей кромке резца (см. фиг. 3).

По фиг. 3 угол поворота  $\rho$ :

$$\rho = 90^\circ - \varphi. \quad (8)$$

Обозначаем координаты новой координатной системы буквами  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ . Чтобы координатная плоскость  $XO''Y$  прошла через заданную на режущей кромке точку  $A$ , перенесем начало координат по оси  $x$  налево, на отрезок  $x_1$ .



Фиг. 3



По фиг. 3

$$x_1 = r \operatorname{ctg} p, \quad (9)$$

$$X = x \cos p + z \sin p + x' \cos p, \quad (10)$$

$$Y = y, \quad (11)$$

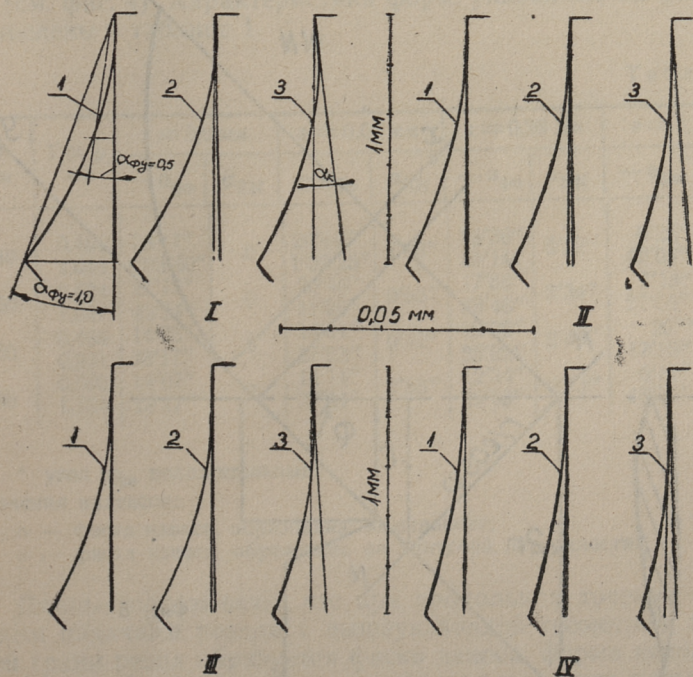
$$Z = z \cos p - x \sin p - x' \sin p. \quad (12)$$

При совместном решении уравнений (5), (6), (7) и (10), (11), (12) получим формулу винтовой поверхности в координатах  $X, Y, Z$ :

$$X = [r \Theta \operatorname{tg} \alpha_k - (\varrho - r) \operatorname{ctg} \varphi] \cos p + \varrho \cos \Theta \sin p + x' \cos p, \quad (13)$$

$$Y = \varrho \sin \Theta, \quad (14)$$

$$Z = \varrho \cos \Theta \cos p - [r \Theta \operatorname{tg} \alpha_k - (\varrho - r) \operatorname{ctg} \varphi] \sin p - x' \sin p. \quad (15)$$



Фиг. 4. Формы фасок износа на задней грани. Формы соответствуют диаметрам: I —  $d=40$  мм; II —  $d=60$  мм; III —  $d=80$  мм; IV —  $d=100$  мм и подачам: 1 —  $s=0,07$  мм/об; 2 —  $s=0,28$  мм/об; 3 —  $s=1,12$  мм/об

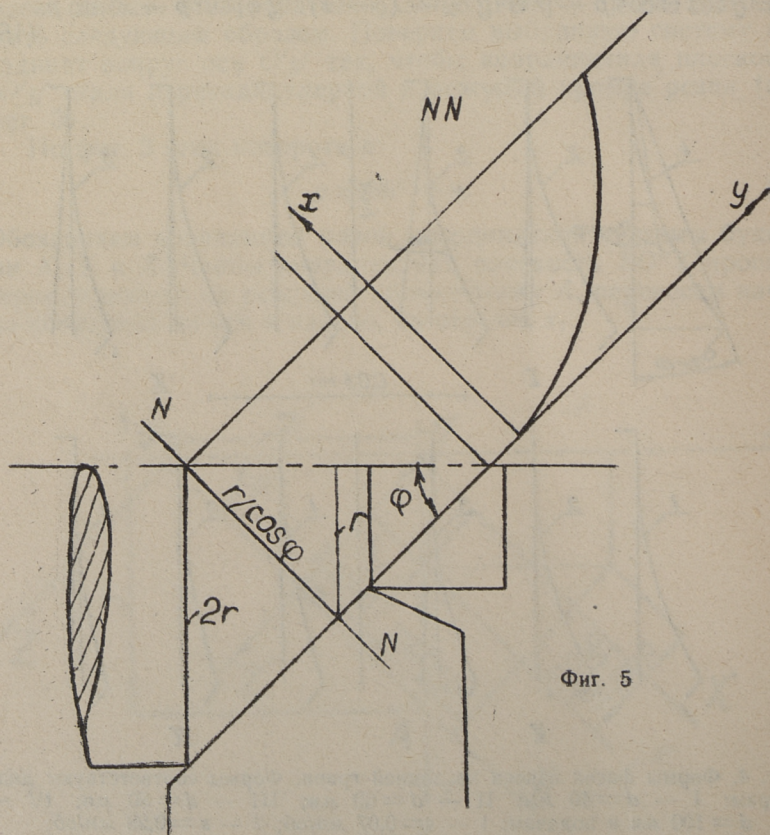
Поскольку линия разреза располагается на плоскости  $Y, O''$ ,  $X$ , то  $Z = 0$ . Из формулы (15) получим  $\rho$  при  $Z = 0$ , который нужен для расчета координат  $X$  и  $Y$ :

$$\rho = \frac{r \theta \operatorname{tg} \alpha_k \sin p + r \operatorname{ctg} \varphi \sin p + x' \sin p}{\cos \theta \cos p + \operatorname{ctg} \varphi \sin p}. \quad (16)$$

На фиг. 4 приведены формы фасок износа, рассчитанные формулами (13), (14) и (16). Для лучшего обособления формы масштаб по оси  $X$  выбран в 20 раз больше масштаба по оси  $Y$ . На этот же чертеж нанесены характеристики кинематического заднего угла  $\alpha_{KN}$ , которые рассчитаны по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_{KN} = \frac{s}{\pi d} \cdot \sin \varphi. \quad (17)$$

По фиг. 4 выясняется, что только при больших диаметрах в



Фиг. 5

самом начале фаски износа направление ее совпадает с направлением кинематического заднего угла. При приращении фаски износа свыше 0,1...0,2 мм направление ее меняется наклоняясь влево, вследствие чего на участке фаски износа образуется отрицательный задний угол, абсолютная величина которого уменьшается при увеличении диаметра  $d$  и подачи  $s$ . Для оценки влияния подачи на форму фаски износа целесообразно сравнить полученные формы (фиг. 4) с теми формами, которые образуются при нулевой подаче. В этом случае фаску износа образует коническая поверхность, разрез которой главной секущей плоскостью резца окажется параболой, если  $\varphi = 45^\circ$ .

По фиг. 5

$$y^2 = 4r \cos 45^\circ \cdot x. \quad (18)$$

Рассчитав координаты  $x$  и  $y$  по формуле (18), получим кривые, которые мало отличаются от кривых  $I$  на фиг. 4.

Форму фаски износа можно условно характеризовать углом  $\alpha_\phi$  (см. фиг. 4). Характеристики форм, указанные на фигуре 4, приведены в таблице 1.

Таблица 1

$d$ мм	$Y=y$ мм	$s=0,0$ мм		$s=0,07$ мм		$s=0,28$ мм		$s=1,12$ мм	
		$-\alpha_{\phi n}$	$\alpha_{KN}$	$-\alpha_{\phi в}$	$\alpha_{KN}$	$-\alpha_{\phi в}$	$\alpha_{KN}$	$-\alpha_{\phi в}$	$\alpha_{KN}$
40	0,465	28'17"	0	26'44"	1'20"	26'36"	5'22"	6'22"	21'27"
	1,048	1'03'40"		1'02'25"		58'14"		42'04"	
60	0,524	21'12"	0	20'46"	0'55"	17'58"	3'34"	7'13"	14'18"
	1,047	42'24"		41'26"		38'46"		27'56"	
80	0,465	14'05"	0	14'01"	0'42"	12'02"	2'45"	20"*	11'00"
	0,931	28'17"		27'23"		25'22"		17'15"	
100	0,582	14'07"	0	14'14"	0'33"	12'34"	2'13"	6'11"	8'48"
	1,164	28'17"		27'34"		25'55"		18'50"	

\* угол  $\alpha_{\phi в}$  положительный.

Значения индексов:

$n$  — фаска износа, образована по параболе;

$v$  — фаска износа, образована по винтовой поверхности.

Данные показывают, что при продольном тчении небольшими подачами резцом с вышеуказанной геометрии, на задней грани резца образуется фаска износа, форма которой мало отличается от параболы, причем отличие тем меньше, чем больше диаметр обрабатываемой детали. Угол фаски износа не может быть сравним с кинематическим задним углом, если  $\varphi = 45^\circ$ .

Для получения более четкого представления о влиянии подачи на форму фаски износа приведем ее координаты, которые указаны на фиг. 4—1 (см. таблицу 2).

Таблица 2

<i>y</i> мм	<i>x</i> · 10 <sup>4</sup> мм			
	<i>s</i> = 0,0 мм	<i>s</i> = 0,07 мм	<i>s</i> = 0,28 мм	<i>s</i> = 1,12 мм
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,116	-2	-2	0	+5
0,233	-10	-9	-6	+5
0,350	-22	-21	-17	0
0,465	-38	-36	-31	-9
0,582	-60	-58	-51	-23
0,698	-86	-83	-75	-42
0,815	-117	-115	-105	-67
0,931	-153	-148	-137	-92
1,048	-194	-190	-178	-128

По данным таблицы максимальное отклонение от параболы не превышает 0,0066 мм. Расчеты показывают, что при увеличении диаметра детали отклонения уменьшаются. При диаметре  $d = 100$  мм отклонения не превышают 0,003 мм, если длина фаски износа  $h_3 \leq 1$  мм.

Из вышеприведенного следует, что фаски износа можно образовать с достаточной точностью по конической поверхности, которая образуется при точении после выключения подачи. Для ускорения процесса износа задней грани целесообразно использовать чугунную деталь в качестве притира. После выключения подачи следует реверсировать вращение детали и нанести на коническую поверхность пасту из карбида бора. Такая методика позволяет получить требуемую фаску износа в течение нескольких секунд.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Н. Н. Зорев. Вопросы механики процесса резания металлов. Машгиз, 1956.
2. А. Н. Грубин и др. Зуборезный инструмент. Машгиз, 1946.

УДК 62.9.025 : 621.923.6

*Х. В. Аарелайд*

## ОБ ОБРАЗОВАНИИ РАДИУСНЫХ УЧАСТКОВ РЕЖУЩИХ КРОМОК РЕЗЦОВ

В технологии машиностроения применяется в настоящее время еще довольно часто обработка материалов резанием как средство достижения высокой точности и качества поверхности изготавливаемых деталей.

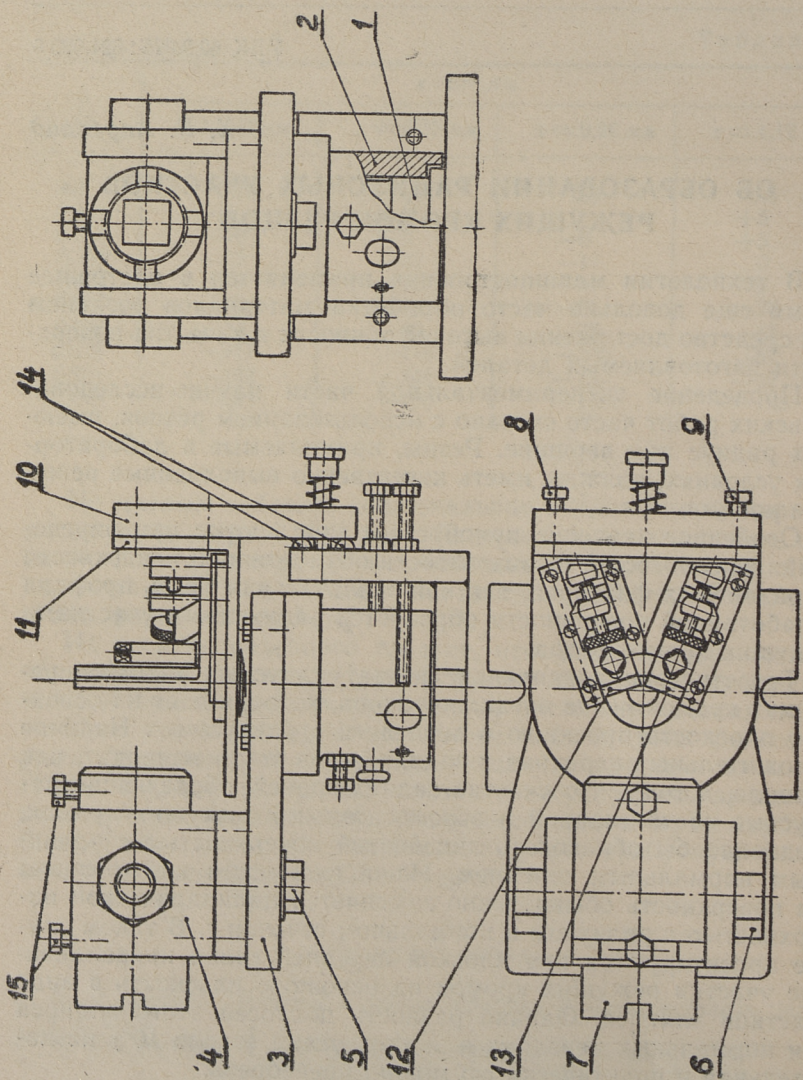
Проведение экспериментальной части научно-исследовательских работ часто связано с использованием резцов, имеющих радиус при вершине. Резцы, применяемые в лабораторных условиях, должны иметь качественно выполненные режущие кромки.

Особенное значение приобретает этот вопрос при определении зависимостей шероховатости обработанной поверхности от различных факторов, так как значительная часть профиля обработанной поверхности образуется радиусными участками режущих кромок резца.

Теоретически правильная форма радиусных участков режущих кромок резца очевидно такова, которая дает на основную плоскость проекцию в виде дуги с радиусом  $r$ . Наличие положительных передних и задних углов резца приводит, как правило, к тому, что участки задних граней, образующие радиусные части главной и вспомогательной режущих кромок, следовало бы образовать линейчатой поверхностью с эллипсным нормальным сечением. Из-за сложности изготовления эта поверхность обыкновенно заменяется цилиндрической поверхностью с радиусом в нормальном сечении  $r$ . В таком случае проектируются при плоской передней грани криволинейные участки режущих кромок на основную плоскость в виде участков эллипса. Однако разность полуосей этого эллипса при нормальных передних и задних углах (около  $10^\circ$ ) незначительная и практически ею можно пренебречь.

Образование радиусных участков режущих кромок резцов происходит обыкновенно следующими способами:

- а) ручная заточка задних граней по радиусному шаблону;
- б) обработка задних граней фасонными шлифовальными



Фиг. 1

кругами, имеющими канавку, обработанную по заданному радиусу  $r$ .

Первый способ не дает высококачественного профиля радиусных участков режущих кромок резца и является малопродуктивным. При втором способе производительность больше, но для каждой величины образуемого радиуса и угла при вершине в плане требуется специальная заточка шлифовального круга. При этом затруднительно получение качественного перехода от радиусных участков режущих кромок к их прямым участкам.

В ТПИ было сконструировано специальное приспособление для заточки задних граней резцов, имеющих радиус при вершине. Приспособление (фиг. 1) состоит из основной части и отнимаемой установочной части. Вокруг вертикальной оси  $1$  вращается втулка  $2$  вместе с пластиной  $3$ . На пластине  $3$  находится резцедержатель  $4$ , позволяющий повернуть резец вокруг трех взаимно-перпендикулярных осей и зафиксировать положение резца гайками  $5$ ,  $6$  и  $7$ . Поворот втулки  $2$  ограничивается регулируемыми упорами  $8$  и  $9$ . Отнимаемая установочная часть состоит из пластины  $10$ , основания  $11$  и угольников  $12$  и  $13$ . Угольник  $13$  поворачивается вокруг вертикальной оси, которая совпадает с осью детали  $1$ . Положение установочной части относительно основной части фиксируется четырьмя шариками  $14$ , которые под гидравлическим прессом образовали себе лунки в пластине  $10$ .

Для заточки задних граней резца приспособление вместе с установочной частью закрепляется на столе заточного станка. Заточка производится торцом чашечного шлифовального круга. Угольники  $12$  и  $13$  перемещаются с помощью микровинтов в положение, соответствующее радиусу при вершине  $r$  с учетом дополнительной обработки по плоским участкам задних граней.

Установка резца происходит по предварительно заточенным плоским задним граням. Совместным поворотом резца, резцедержателя и угольника  $13$  достигается положение резца, при котором предварительно заточенные плоские задние грани его по всей их протяженности соприкасаются с установочными поверхностями угольников  $12$  и  $13$ . В таком положении закрепляется резец двумя винтами  $15$  и гайки резцедержателя  $5$ ,  $6$  и  $7$ . После этого удаляется установочная часть приспособления и регулируются по очереди упоры  $8$  и  $9$  до совпадения задних граней с направлением продольного движения стола заточного станка.

Заточка начинается у вершины резца и продолжается с поворотом пластины  $3$  в противоположную сторону при пе-

риодической поперечной подаче стола до момента, когда шлифовальный круг начнет обрабатывать и плоские участки задних граней. Последние переходы совершаются в такой последовательности: продольная ручная подача стола вдоль плоского участка главной задней грани; остановка стола и поворот пластины 3 со втулкой 2 от упора 8 до упора 9; продольная подача стола вдоль плоского участка вспомогательной задней грани. Таким образом обеспечивается качественное выполнение задних граней и плавный переход от их плоских участков к цилиндрическим участкам.

В качестве примера в таблице 1 приведены данные контрольного измерения контура радиусных участков режущих кромок резца, имеющего номинальный радиус при вершине  $r = 1,5$  мм. Координаты точек радиусных участков режущих кромок определялись на инструментальном микроскопе БМИ-1 с точностью 0,005 мм.

Таблица 1

№ точки	Координаты, мм		Радиальное отклонение от дуги окружности, мм	№ точки	Координаты, мм		Радиальное отклонение от дуги окружности, мм
	x	y			x	y	
1	2	3	4	1	2	3	4
1	8,200	10,395	0	13	9,400	11,030	0
2	8,300	10,500	-0,005	14	9,500	11,035	+0,005
3	8,400	10,600	-0,010	15	9,600	11,025	+0,005
4	8,500	10,690	-0,015	16	9,700	11,005	+0,005
5	8,600	10,770	-0,010	17	9,800	10,980	+0,005
6	8,700	10,835	-0,010	18	9,900	10,945	0
7	8,800	10,890	-0,010	19	10,000	10,905	0
8	8,900	10,935	-0,005	20	10,100	10,860	+0,005
9	9,000	10,970	-0,005	21	10,200	10,795	0
10	9,100	10,995	0	22	10,300	10,720	0
11	9,200	11,015	0	23	10,400	10,635	0
12	9,300	11,025	0	24	10,500	10,535	0

Аналогичные контрольные измерения были проведены и при использовании других резцов с радиусами при вершине  $r$  от 0,5 мм до 2,5 мм.



## Выводы

1. Разработанное приспособление применимо для заточки задних граней резцов с радиусами при вершине от 0,5 мм до 2,5 мм; образующиеся при этом режущие кромки имеют плавный переход от прямолинейных участков к радиусным участкам.

2. Максимальное радиальное отклонение профиля радиусных участков заточенных режущих кромок от дуги окружности не превышает  $\pm 1\%$  от номинальной величины радиуса  $r$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. И. И. Семенченко. Проектирование металлорежущих инструментов. Машгиз, 1962.



УДК 669.111.31

А. К. Пярнапуу

## О СТАБИЛИЗАЦИИ ЦЕМЕНТИТА

Графитизация белого чугуна — диффузионный процесс, идущий путем образования и роста графитных центров. Ряд вопросов теории графитизации на основе широкого экспериментирования и теоретических исследований выяснен с достаточной полнотой. Однако дискуссионными и мало изученными остаются все же многие существенно важные вопросы теории графитизации. Отсутствие же в настоящее время единой, общепринятой теории графитизации, дискуссионность ряда гипотез, касающихся как отдельных вопросов, так и всей этой научной проблемы в целом, связано в первую очередь с большой сложностью самого процесса графитизации.

В большинстве современных теорий графитизации цементиту отводится чисто пассивная роль. Согласно этим теориям цементит является только средой, «питающей» углеродом аустенит или феррит при графитизации через твердые растворы. Между тем карбидная фаза, ее состав и природа очевидно вносят свои особенности в процесс графитизации.

Цементит имеет самостоятельную ромбическую решетку, отличающуюся от решеток железа и графита, но состав его при повышении температуры может изменяться [1]. Цементит представляет собою сложный твердый раствор, в котором в зависимости от состава чугуна могут быть частично замещены как атомы железа, так и атомы углерода. По содержанию углерода колебания обычно не велики. Растворяются в цементите главным образом карбидообразующие элементы. Цементит способен растворять также в некотором количестве водород и азот. Как правило, карбидообразующие элементы увеличивают устойчивость цементита, затрудняя как растворение цементита в твердом растворе, так и образование графита.

Распределение элементов, находящихся в составе чугуна, между карбидами и твердым раствором (аустенитом, ферритом) может быть различным. Оно определяется не только количеством легирующего элемента, находящегося в сплаве, но и интенсивностью формирования карбида, которая зависит от

скорости охлаждения белого чугуна из жидкого состояния. В тонких деталях распределение элементов между карбидами и твердым раствором будет иным, чем в массивных.

Скорость охлаждения влияет не только на распределение легирующих элементов между фазами. При увеличении скорости охлаждения повышается степень дисперсности фазы, увеличивается разветвленность дендритов и степень неравномерности распределения углерода между аустенитом и эвтектикой.

Целый ряд факторов указывает на то, что в белом чугуне при высоких температурах до появления признаков графитизации происходят какие-то изменения, связанные, по-видимому, с изменением состава цементита.

Метастабильность цементита является первопричиной образования центров графитизации и их роста. Микроскопический анализ с определением количества и интенсивности роста центров графитизации, возникающих при нагреве белого чугуна, показывает, что ход процесса графитизации чугуна зависит от его состава и температуры. Процесс графитизации начинается после некоторого инкубационного периода, во время которого образуются лишь центры графитизации.



Фиг. 1. Микроструктура ковкого чугуна с остаточными карбидами ( $\times 200$ )

Скорость графитизации, а следовательно и время, необходимое для ее завершения, зависят от температуры процесса, состава и первичной структуры чугуна, предварительной термической обработки чугуна и т. д.

Эти факторы в свою очередь определяют устойчивость карбидов, число центров графитизации и скорость диффузии.

Известно [2, 3], что по мере графитизации цементита процесс, протекающий вначале относительно быстро, постепенно затухает, а иногда и совсем не доходит до конца. В последнем случае в структуре чугуна после отжига наблюдаются «остаточные карбиды» (фиг. 1). Эти остаточные карбиды обладают высокой устойчивостью и не распадаются даже при повторном отжиге.

По данным И. Н. Богачева [2] в процессе отжига при одновременном протекании графитизации карбидная фаза обогащается легирующими элементами (марганцем, хромом) за счет твердого раствора. Процесс обогащения идет интенсивнее при повышенном содержании в чугуне карбидообразующих элементов.

Интересна роль кремния [2] в процессе обогащения карбидной фазы марганцем. Если при относительно малом содержании кремния марганец постепенно обогащает карбиды, то при достаточно высоком содержании кремния в чугуне увеличение легированности карбида протекает скачкообразно. Из этого сделан вывод [2], что увеличение количества кремния не дает положительных результатов для уменьшения количества остаточных карбидов.

В данной работе излагаются некоторые результаты изучения влияния различных факторов на образование остаточных карбидов.

Для проверки найденных закономерностей были проведены три серии опытов с промышленными плавками из ваграночного чугуна. Составы чугунов отличались в основном по содержанию кремния. Исползованные в настоящем исследовании составы чугунов указаны в таблице 1.

Таблица 1

Химический состав исследованных чугунов

Индекс плавки	Химический состав, %				
	C	Si	Mn	P	S
А	2,85	0,84	0,30	0,08	0,08
Б	2,81	1,0	0,32	0,09	0,07
В	2,8	1,36	0,32	0,082	0,08

Для исследования процесса графитизации применялась та же методика, что и в предыдущих работах [3].

Для исследования процесса графитизации применялись простые дилатометры. Как известно, во время графитизации происходит увеличение объема, а также линейных размеров чугуна. Следовательно, наблюдая изменения длины образца во время отжига, можно определить начало, конец и скорость процесса графитизации. Образцы имели следующие размеры: поперечное сечение —  $6,5 \times 6,5$  мм, длина — 40 мм.

Для уточнения влияния содержания кремния исследовались процессы графитизации чугунов, составы которых отличались по содержанию кремния. Результаты опытов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Влияние содержания кремния на процесс графитизации ковкого чугуна при  $900^{\circ}\text{C}$

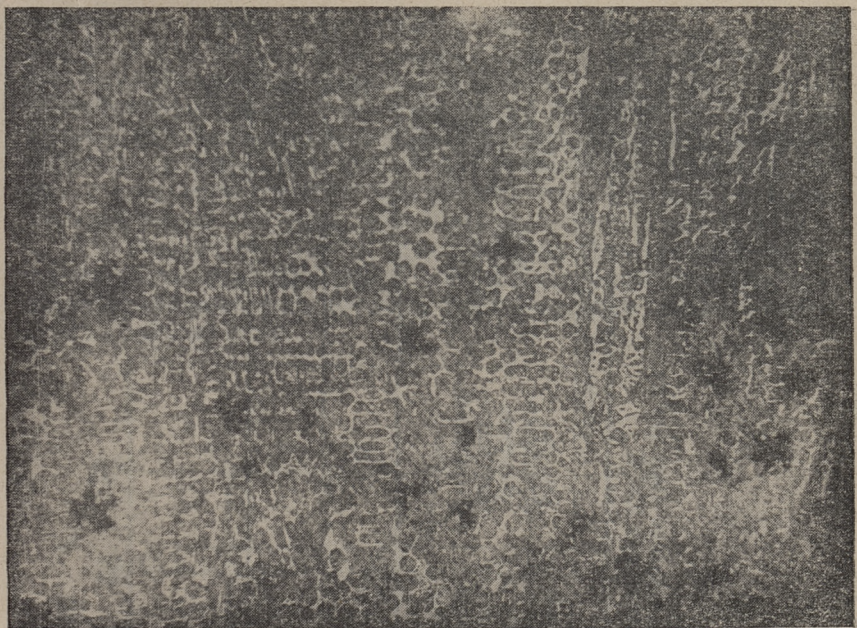
Содержание кремния в чугуне, %	Продолжительность индукционного периода,* мин	Продолжительность процесса графитизации*, мин	Доля стабилизированного цементита от общего количества ледебуритного цементита, %
0,84	300	—	30
1,0	50	250	20
1,36	5	70	0

\* Под продолжительностью графитизации здесь и в дальнейшем понимается продолжительность процесса графитизации при температуре отжига (т. н. первая стадия графитизации при производстве ковкого чугуна).

Из этих данных следует, что стабилизация цементита зависит от содержания кремния в чугуне. При содержании кремния 1,36% стабилизации цементита не наблюдалось, а в малокремнистом чугуне (0,84% Si) она происходит достаточно интенсивно.

Таким образом, в данном случае не подтвердился вывод, сделанный в литературе [2], что увеличение содержания кремния не дает положительных результатов для уменьшения количества остаточных карбидов.

Кроме того, под влиянием кремния уменьшается длительность инкубационного периода и увеличивается количество



Фиг. 2. Микроструктура ковкого чугуна (отжиг при  $820^{\circ}\text{C}$ , продолжительность отжига 2 часа) ( $\times 200$ )

центров графитизации, которые обеспечивают более равномерную графитизацию во всем объеме. Как показали наши опыты (фиг. 2), в малокремнистом чугуне, в то время как в некоторых местах графитизация приближалась к концу, в других местах процесс графитизации еще не начинался.

Как следует из этих опытов, чем длительнее инкубационный период или неравномернее процесс графитизации, тем больше остается в чугуне карбидов, которые не разлагаются и при длительном отжиге. Все способы, активизирующие процесс графитизации, должны уменьшать стабилизацию цементита.

Далее было изучено влияние ускоренных методов отжига на процесс стабилизации цементита. Как правило, все эти способы позволяют путем предварительной обработки чугуна (старение, закалка) резко увеличить число центров графитизации и равномерность процесса графитизации. Одновременно уменьшается длительность инкубационного периода.

Ранее [3] было выяснено, что на процесс графитизации, в зависимости от содержания кремния, оказывает благоприят-

Таблица 3

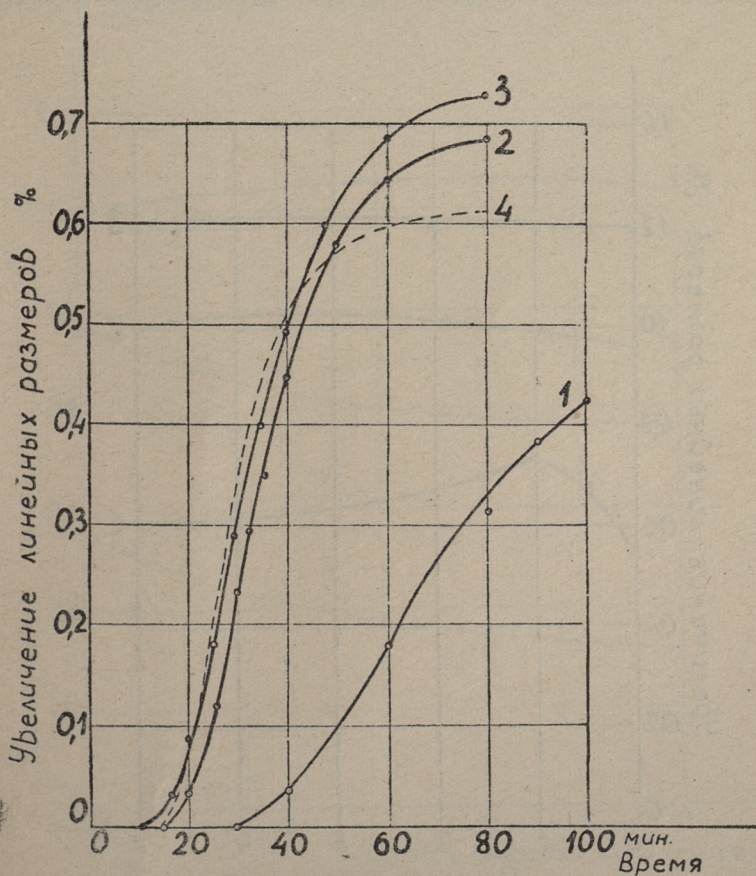
Влияние продолжительности старения (при 325° С)  
на процесс графитизации при 970° С

Продолжи- тельность процесса старения, час	Содержание кремния в чугунах 0,84%			Содержание кремния в чугунах 1%		
	Продолжи- тельность инкубацион- ного периода, мин	Скорость удлинения образца, %/мин · 10 <sup>3</sup>	Доля стаби- лизированного цементита от общего коли- чества леде- буритного цементита, %	Продолжи- тельность инкубацион- ного периода, мин	Скорость удлинения образца, %/мин · 10 <sup>3</sup>	Доля стаби- лизированного цементита от общего коли- чества леде- буритного цементита, %
0	30	7,5	25	12	60	3
1,0	11	17,2	10	8	65	1
3,0	14	14,2	20	6	70	0



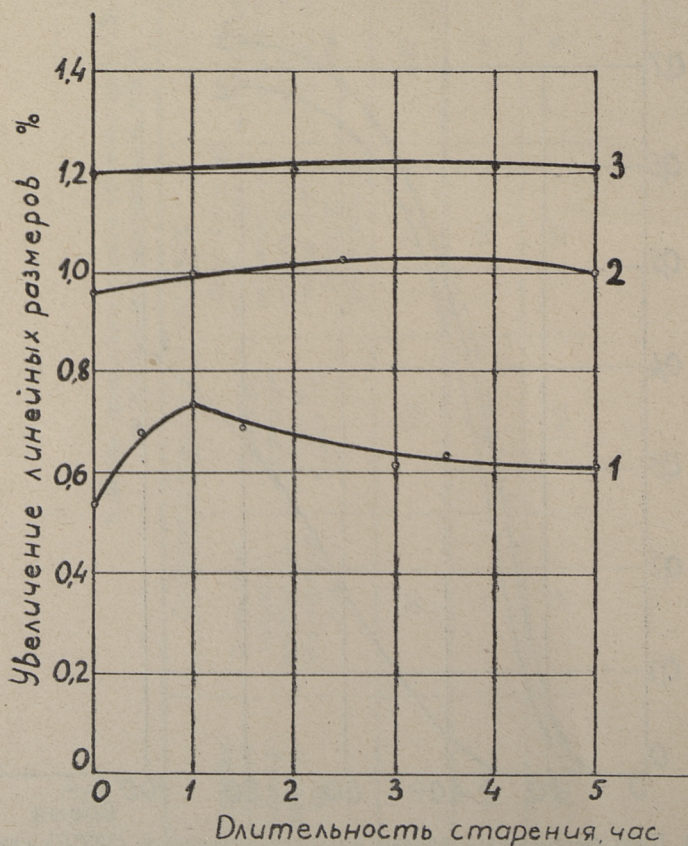
ное влияние только низкотемпературное старение. Однако из рассмотрения результатов опытов (фиг. 3 и 4) следует, что для малокремнистого чугуна существует оптимальное время низкотемпературного старения, выше которого начинается процесс стабилизации (уменьшение роста линейных размеров образца за счет уменьшения выделяющегося графита). Из фиг. 4 следует, что при содержании кремния 0,84% и 1% оптимальное время старения соответственно будет 1 час и 3 часа.

Как следует из табл. 3, одновременно с увеличением количества стабилизированного цементита увеличивается длительность инкубационного периода и уменьшается скорость процесса графитизации.



Фиг. 3. Дилатометрические кривые низкотемпературного (325° С) старения ковкого чугуна (отжиг при 970° С, содержание кремния 0,84%). Кривая 1 — без старения, 2 — длительность старения 0,5 часа, 3 — 1 час, 4 — 3 часа

При высокотемпературном старении ( $660^{\circ}\text{C}$ ) с увеличением длительности старения стабилизация цементита повышается (фиг. 5). В малокремнистом чугуने стабилизация цементита выражена более резко, а при более высоком содержании кремния (кривая 3 на фиг. 5) стабилизация цементита нами не наблюдалась. Проведенные опыты показали, что влияние высокотемпературного старения зависит от скорости нагрева. При медленном нагреве (фиг. 6) не наблюдается такого увеличения количества стабилизированного цементита, как при быстром повышении температуры (кривая III на фиг. 6). В этом случае медленное повышение температуры как бы заменяет низкотемпературное старение. Образуется больше

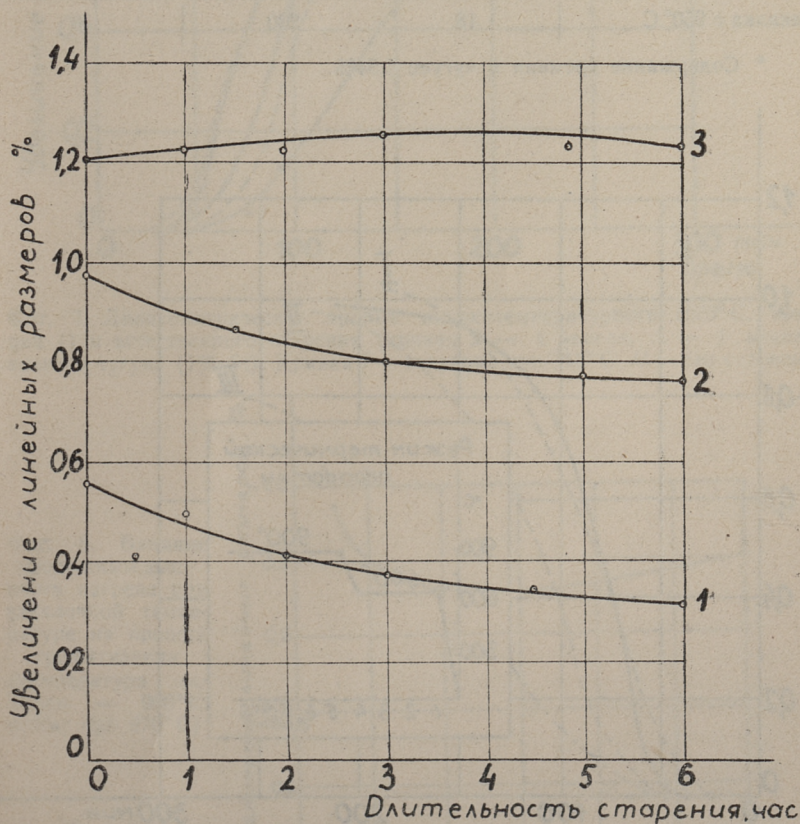


Фиг. 4. Влияние длительности низкотемпературного старения на процесс графитизации: кривая 1 — 0,84% Si, 2 — 1% Si, 3 — 1,36% Si

центров графитизации и процесс графитизации происходит более равномерно. Результатом этого является повышение скорости графитизации.

Далее, из рассмотрения результатов опытов (фиг. 7) следует, что стабилизацию цементита после высокотемпературного старения можно уменьшать при выдержке в условиях комнатной температуры (естественное старение). По-видимому, это связано с уменьшением длительности инкубационного периода и более равномерным процессом графитизации. При этом увеличивается скорость процесса графитизации, но способность графитизироваться полностью не восстанавливается.

Закалка обеспечивает максимальное увеличение числа центров графитизации. Одновременно значительно повышает

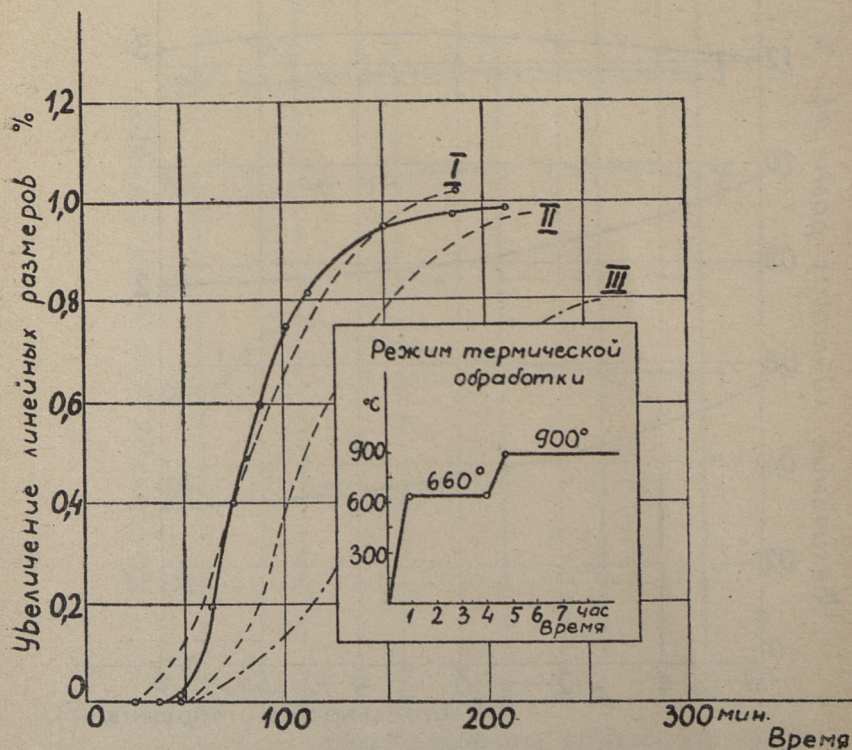


Фиг. 5. Влияние длительности высокотемпературного ( $660^{\circ}\text{C}$ ) старения на процесс графитизации. Кривая 1 — 0,84% Si, 2 — 1% Si, 3 — 1,36% Si

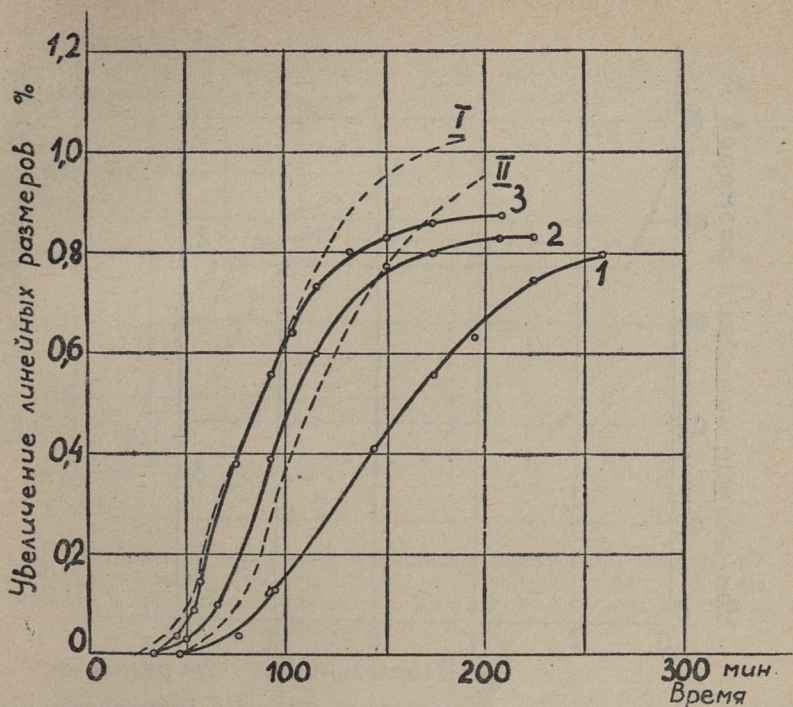
Таблица 4  
Влияние закалки на процесс графитизации при 900° С \*

Способ обработки чугуна	Продолжительность инкубационного периода, мин	Продолжительность процесса графитизации, мин	Доля стабилизированного цементита от общего количества ледебуритного цементита, %
без обработки	300	—	30
закалка с 800° С	26	250	11
закалка с 800° С и старение при 300° С	20	210	4
закалка с 950° С	18	200	8

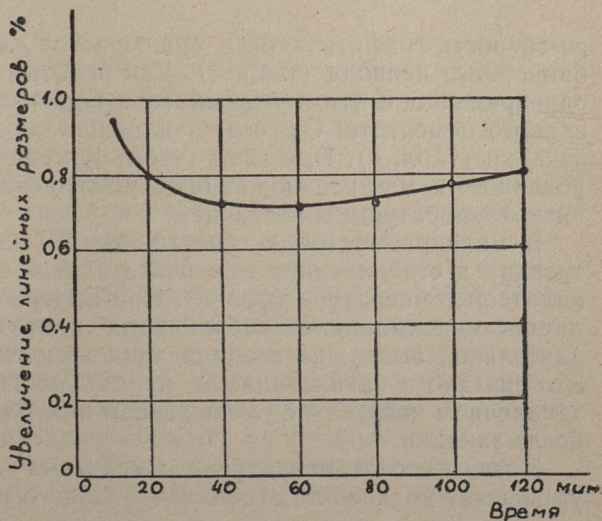
\* Содержание кремния в чугуне 0,84%.



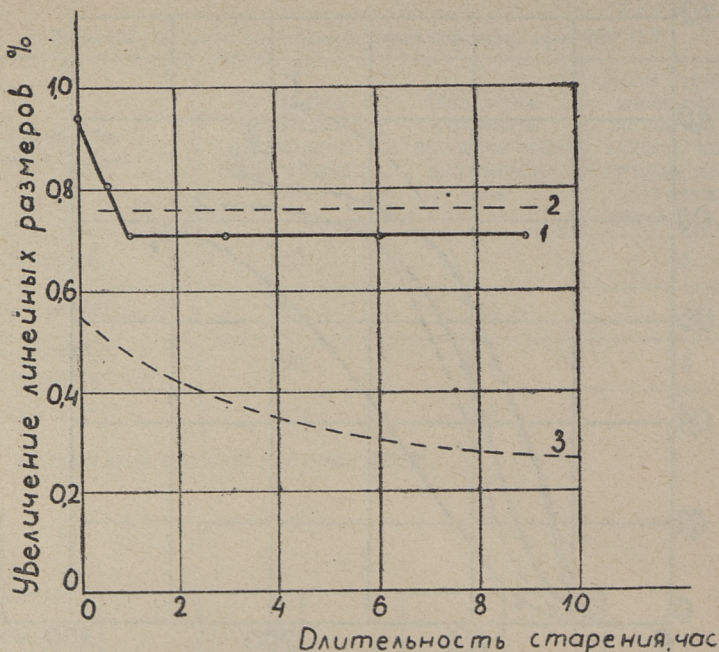
Фиг. 6. Дилатометрическая кривая высокотемпературного старения (660°) ковкого чугуна (1% Si). Кривая I — низкотемпературное старение, II — без старения, III — высокотемпературное старение с режимом повышением температуры



Фиг. 7. Дилатометрические кривые высокотемпературного ( $660^{\circ}\text{C}$ , кривая  $I$ ) и естественного старения (кривая 2 — 1 неделя, 3 — 1 месяц) ковкого чугуна (1% Si). Кривая  $I$  — старение при  $315^{\circ}\text{C}$ ,  $II$  — без старения.



Фиг. 8. Влияние продолжительности нагрева при закалочной температуре на процесс графитизации (температура закалки —  $900^{\circ}\text{C}$ , отжиг при  $970^{\circ}\text{C}$ )

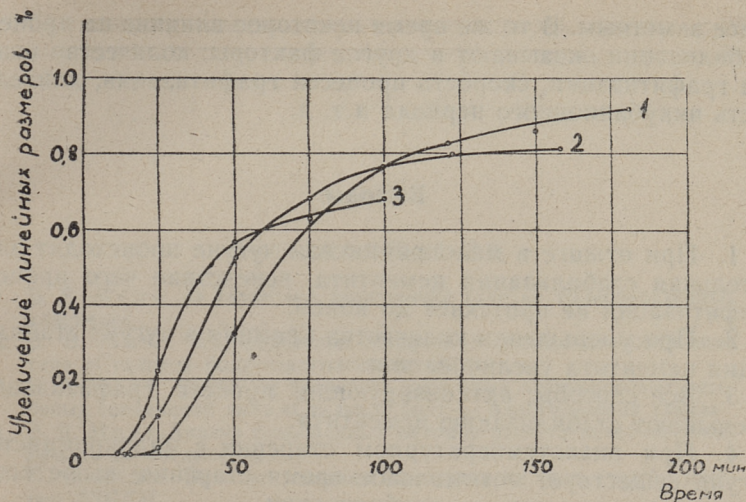


Фиг. 9. Влияние длительности высокотемпературного ( $660^{\circ}\text{C}$ ) старения и закалки (с  $900^{\circ}\text{C}$  в воде) на процесс графитизации ковкого чугуна (0,84% Si). Кривая 1 — закалка до старения, 2 — закалка после старения, 3 — только старение при  $660^{\circ}\text{C}$

ся скорость графитизации и уменьшается длительность инкубационного периода (табл. 4). Как показывают наши опыты, одновременно с этим уменьшается количество стабилизированного цементита. Оказывает влияние также и температура закалки (табл. 4). При этом (табл. 4) количество стабилизированного цементита может быть уменьшена дополнительным низкотемпературным старением.

В малокремнистом чугуне (0,84% Si) на процесс графитизации и стабилизации цементита влияет выдержка при закалочной температуре (фиг. 8). При выдержке 60 мин наблюдается максимальная стабилизация цементита. При более длительной выдержке стабилизация цементита уменьшается. Это связано с начинающимся процессом графитизации при закалочном нагреве и с уменьшением инкубационного периода после закалки.

После высокотемпературного старения (фиг. 9) закалка уменьшает количество стабилизированного цементита, и, нао-



Фиг. 10. Дилатометрические кривые высокотемпературного ( $660^{\circ}\text{C}$ ) старения и закалки ковкого чугуна. Кривая 1 — закалка с  $800^{\circ}$  — в воде, 2 — закалка и старение с длительностью 0,5 часа, 3 — закалка и старение с длительностью 3 часа

борот, проведение высокотемпературного старения после закалки увеличивает стабилизацию цементита. При этом время старения не оказывает такого большого влияния на процесс стабилизации цементита по сравнению с незакаленным образцом.

При увеличении длительности старения после закалки (фиг. 10) скорость графитизации увеличивается и длительность процесса графитизации уменьшается. Отчасти уменьшение длительности процесса графитизации связано с уменьшением количества выделяющегося графита.

Все опыты, проведенные в данной работе, пока не дали достаточного объяснения причин стабилизации цементита.

Наши опыты по изучению месторасположения точки Кюри цементита показали, что при стабилизации цементита происходят изменения состава карбидной фазы чугуна. По всей вероятности, это можно в основном объяснить обогащением карбидной фазы марганцем. Такое явление, а также увеличение перераспределения марганца с повышением температуры, по литературным данным, наблюдается в стали [4]. Это соответствует результатам наших опытов, из которых выяснилось, что с повышением температуры и с увеличением длительности старения процесс стабилизации цементита становится

более заметным. В то же время некоторое влияние на процесс стабилизации оказывают и другие факторы: количество центров графитизации, скорость процесса графитизации, длительность инкубационного периода и т. д.

### Выводы

1. При отжиге в малокремнистом чугуна происходит значительная стабилизация цементита, вследствие чего процесс графитизации не протекает до конца.

2. При уменьшении количества кремния в чугуна стабилизация цементита увеличивается.

3. Все способы, активизирующие процесс графитизации, уменьшают стабилизацию цементита.

4. При низкотемпературном старении в малокремнистом чугуна существует оптимальное время старения, выше которого начинается процесс стабилизации.

5. При высокотемпературном старении малокремнистого чугуна с увеличением времени старения процесс стабилизации усиливается. При более высоком содержании кремния (в наших опытах  $Si = 1,36\%$ ) высокотемпературное старение влияния не оказывает.

6. При закалке чугуна значительно уменьшается количество стабилизированного цементита. При этом влияние закалки зависит от режима закалки.

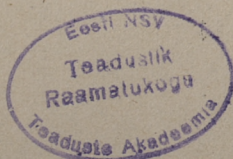
### ЛИТЕРАТУРА

1. В. Ф. Зубарев. Теоретические основы графитизации белого чугуна и стали, 1957.
2. И. Н. Богачев. О механизме графитизации белого чугуна. Сб. Новое в теории и практике литейного производства, 1956.
3. А. К. Пярнапуу. О влиянии искусственного старения на процесс графитизации ковкого чугуна, Труды ТПИ, Сб. Машиностроение I, 1964.
4. С. З. Бокштейн. Структура и механические свойства легированной стали. Металлургиздат, 1954.



## СОДЕРЖАНИЕ

1. В. В. Менг. О характере разрушения гаек из терморезистивных пластмасс . . . . .	3
2. В. В. Менг. Распределение нагрузки в резьбовом соединении типа «Стальной болт-пластмассовая гайка» . . . . .	15
3. В. В. Менг. Расчет на прочность некоторых пластмассовых резьбовых соединений типа «Стальной болт — пластмассовая гайка» . . . . .	23
4. В. В. Менг. Анализ современных методов расчета пластмассовых резьбовых соединений . . . . .	37
5. Л. О. Мере. Влияние толщины плющенки на срок службы шнуров АТСДИ . . . . .	49
6. Л. Э. Вальдма, Э. Г. Рийвес. Влияние направления движения роliko-втулочной цепи на износ в абразивной среде . . . . .	55
7. Э. Г. Рийвес. Приближенный метод расчета и изготовление эллиптических зубчатых колес . . . . .	61
8. А. Р. Янсон. Определение формы и расположения фаски износа на задней грани резца . . . . .	67
9. Х. В. Аарелайд. Об образовании радиусных участков режущих кромок резцов . . . . .	75
10. А. К. Пярнапуу. О стабилизации цемента . . . . .	81



**СБОРНИК СТАТЕЙ ПО  
МАШИНОСТРОЕНИЮ III**

Таллинский политехнический институт

Редактор Х. Аарелайд

Технический редактор Я. Мыттус

Сдано в набор 31 XII 1965. Подписано к печати 7 X  
1966. Бумага 60×90<sup>1/16</sup>. Печатных листов 6,0. Учетно-  
издательских листов 4,8. Тираж 500. МВ 09412.  
Заказ № 715.

Типография им. Х. Хейдеманна, Тарту,  
ул. Юликооли 17/19. I.

Цена 32 коп.

Ep.6.7

TPI

Vorm nr. 11

Ep.7604

Toimetised. Seeria A

N 242

Eelmiste laenutuste arv:

14.07.68. Nime L-5

2766/20020

2766

Цена 32 коп.