МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬНОГО, ДОРОЖНОГО
И КОММУНАЛЬНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР

РУКОВОДЯЩИЙ НОРМАТИВНЫЙ ДОКУМЕНТ

ЭКСКАВАТОРЫ ОДНОКОВШОВЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ. РАСЧЕТ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

РД 22-158—86

МОСКВА 1987

gost.e-ecolog.ru

УТВЕРЖДЕН: Зам. генерального директора НПО «ВНИИстройдормаш» к. т. н. **П. В. Панкрашкиным**

ИСПОЛНИТЕЛИ: **В. Б. Елизарова**, инж.; **Л. Б. Зарецкий**, к. т. н.; **В. Л. Лифшиц**, к. т. н.; **О. И. Грицевец**, инж.; **Ю. Д. Афанасьева**, инж.; **М. М. Гайцгори**, к. т. н.; **А. М. Крылов**, к. т. н.; **В. И. Колычева**, инж.; **Н. Н. Лукшо**, инж.; **А. С. Иоффе**, к. т. н. (НПО «ВНИИстройдормаш»)

Группа Г02

РУКОВОДЯЩИЙ НОРМАТИВНЫЙ ДОКУМЕНТ

Экскаваторы одноковшовые гидравлические

РД 22-158-86

Рабочее оборудование

Расчёт металлоконструкций на статическую прочность

Введен впервые

Срок введения с 01.07.87 г.

Настоящий руководящий документ (РД) устанавливает порядок расчёта металлоконструкций рабочего оборудования на статическую прочность гидравлических экскаваторов с применением ЭВМ. При разработке РД использованы материалы исследований, проведенных во ВНИИстройдормаше.

I. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К РАСЧЁТУ

I.I. Руководящий нормативный документ (РД) устанавливает метод расчёта и порядок подготовки исходных данных для расчёта на ЭВМ металлоконструкций рабочего оборудования гидравлических экскаваторов на статическую прочность.

Расчёт металлоконструкций стрелы и рукояти производится на ЭВМ по программе МЕСН, разработанной во ВНИИстройдормаше. По максимальным усилиям, полученным из расчёта на ЭВМ, производится расчёт пальцев, осей и сварных швов.

I.2. РД распространяется на металлоконструкции рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, а именно: оборудование прямого копания; оборудование обратного копания с моноблочной стрелой, с составной стрелой и тягой, с составной стрелой без тяги, с составной стрелой и дополнительным

цилиндром раздвижения стрелы; телескопическое рабочее оборудование; погрузочное оборудование.

I.3. Расчётные формулы и примеры расчёта представлены в системе единиц СИ, а также кратных и дольных от них.

I.4. Для обеспечения прочности рассчитываемых элементов должно выполняться условие

$$\sigma \leq mR \qquad (I.I)$$

где: σ - расчётное напряжение в проверяемом сечении стрелы или рукояти от нагрузок, определенных с коэффициентом перегрузки K, МПа;

m - коэффициент условий работы;

R - расчётное сопротивление материала, МПа.

Расчётные сопротивления проката для различных видов напряженных состояний следует определять по формулам и таблице Приложения Iа в соответствии со СНиП II-23-8I "Стальные конструкции". Для сталей, не представленных в Приложении Iа, расчётное сопротивление принимается равным меньшему из двух значений: 0,8 от предела текучести или 0,5 от предела прочности.

Коэффициенты перегрузки принимаются по таблице I.I.

Таблица I.I.

	Нагрузка	Коэффициент перегрузки K
I.	Собственный вес металлоконструкций	I,I
2.	Вес грунта в ковше	I,2
3.	Активные усилия в гидроцилиндрах рукояти и ковша	I,I
4.	Реактивные усилия в гидроцилиндрах стрелы и рукояти	I,2
5.	Момент механизма привода поворота	I,I

Значения коэффициентов условий работы m приведены в разделе по проверке прочности в таблице 6.1. В неоговоренных случаях принимается $m = 1$.

2. ПРИНЯТЫЕ ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

D – диаметр поршня исполнительного гидроцилиндра, мм;

d – диаметр штока исполнительного гидроцилиндра, мм;

S – ход штока гидроцилиндра, мм;

L – длина гидроцилиндра, мм;

L_{min} – минимальная длина гидроцилиндра, мм;

L_{max} – максимальная длина гидроцилиндра, мм;

δ – толщина стенки, см;

ρ – радиус загиба, см;

K_f – катет углового шва, мм;

r – радиус траектории зуба ковша по отношению к оси вращения экскаватора, м;

F – площадь сечения, $см^2$;

S_x, S_y – статические моменты части сечения относительно осей x и y, $см^3$;

W_x^B, W_x^H – момент сопротивления сечения при изгибе в плоскости схемы соответственно для верхней и нижней точек сечения, $см^3$;

W_y – момент сопротивления сечения при изгибе из плоскости схемы, $см^3$;

$W_{кр}$ – момент сопротивления сечения при кручении, $см^3$;

G – масса, кг;

m – коэффициент условий работы;

γ_m – коэффициент надёжности по материалу;

α_A – угол между направлением усилия сопротивления грунта копанию и радиусом копания, градусы;

ψ – коэффициент сцепления экскаватора с грунтом;

λ_c – условная гибкость стенок;

$\alpha_к$ - коэффициент концентрации напряжений;

$n_{шв}$ - коэффициент перехода к напряжениям сварного шва;

$P_о$ - усилие сопротивления грунта копанию, Н;

$P_б$ - боковая сила, приложенная к зубу ковша, Н;

$F_ц$ - активное усилие в гидроцилиндре, Н;

$R_{порш}$ - реактивное усилие в поршневой полости гидроцилиндра, соответствующее настройке реактивного клапана, Н;

$R_{шток}$ - реактивное усилие в штоковой полости гидроцилиндра, соответствующее настройке реактивного клапана, Н;

N - продольная сила, Н;

Q_x, Q_y - поперечные силы в сечении, действующие в плоскостях, параллельных осям x и y, Н;

M_x, M_y - изгибающие моменты в сечении относительно осей x и y, Нсм;

$M_{пов}$ - крутящий момент механизма поворота, приведенный к оси вращения экскаватора, Нм;

P_{max} - максимальное рабочее давление в гидросистеме экскаватора, МПа;

$\sigma_{пр}$ - приведенные напряжения в расчётных сечениях, МПа;

$\sigma_{из}$ - нормальные напряжения изгиба в плоскости схемы (в плоскости копания), МПа;

$\sigma_{иг}^{к}$ - нормальные напряжения изгиба из плоскости схемы (в плоскости поворота) от приложения нагрузки к крайнему зубу ковша, МПа;

$\sigma_{иг}^{б}$ - нормальные напряжения изгиба из плоскости схемы от случайного включения механизма поворота при стопорении ковша, МПа;

$\sigma_{р-с}$ - напряжения растяжения - сжатия, МПа;

$\tau^{к}$ - касательные напряжения, обусловленные приложением нагрузки к крайнему зубу ковша, МПа;

$\tau^{б}$ - касательные напряжения от случайного включения механизма поворота при стопорении ковша, МПа;

σ_x, σ_y - нормальные напряжения параллельные и перпендикулярные оси конструкции, МПа;

τ - касательные напряжения при плоском напряженном состоянии, МПа;

τ_{xy} - среднее касательное напряжение МПа;

$\sigma_в$ - предел прочности металла, МПа;

$\sigma_т$ - предел текучести металла, МПа;

R - расчётное сопротивление металла, МПа;

$R_y, R_э$ - расчётные сопротивления металла по пределу текучести соответственно сжатию, изгибу и сдвигу, МПа;

R_u - расчётное сопротивление металла растяжению, сжатию, изгибу по временному сопротивлению, МПа;

R_{wu} - расчётное сопротивление стыковых сварных соединений сжатию, растяжению, изгибу по временному сопротивлению, МПа;

R_{wy} - расчётное сопротивление стыковых сварных соединений сжатию, растижению и изгибу по пределу текучести, МПа;

R_{wf} - расчётное сопротивление угловых швов срезу (условному) по металлу шва, МПа;

R_{wz} - расчётное сопротивление угловых швов срезу (условному) по металлу границы сплавления, МПа.

3. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ И ДОПУЩЕНИЯ

3.1. В расчете рабочего оборудования гидравлических экскаваторов на статическую прочность по программе МЕСН определяются максимальные приведенные напряжения в заданных сечениях элементов рабочего оборудования в момент стопорения - упора зуба ковша в непреодолимое препятствие.

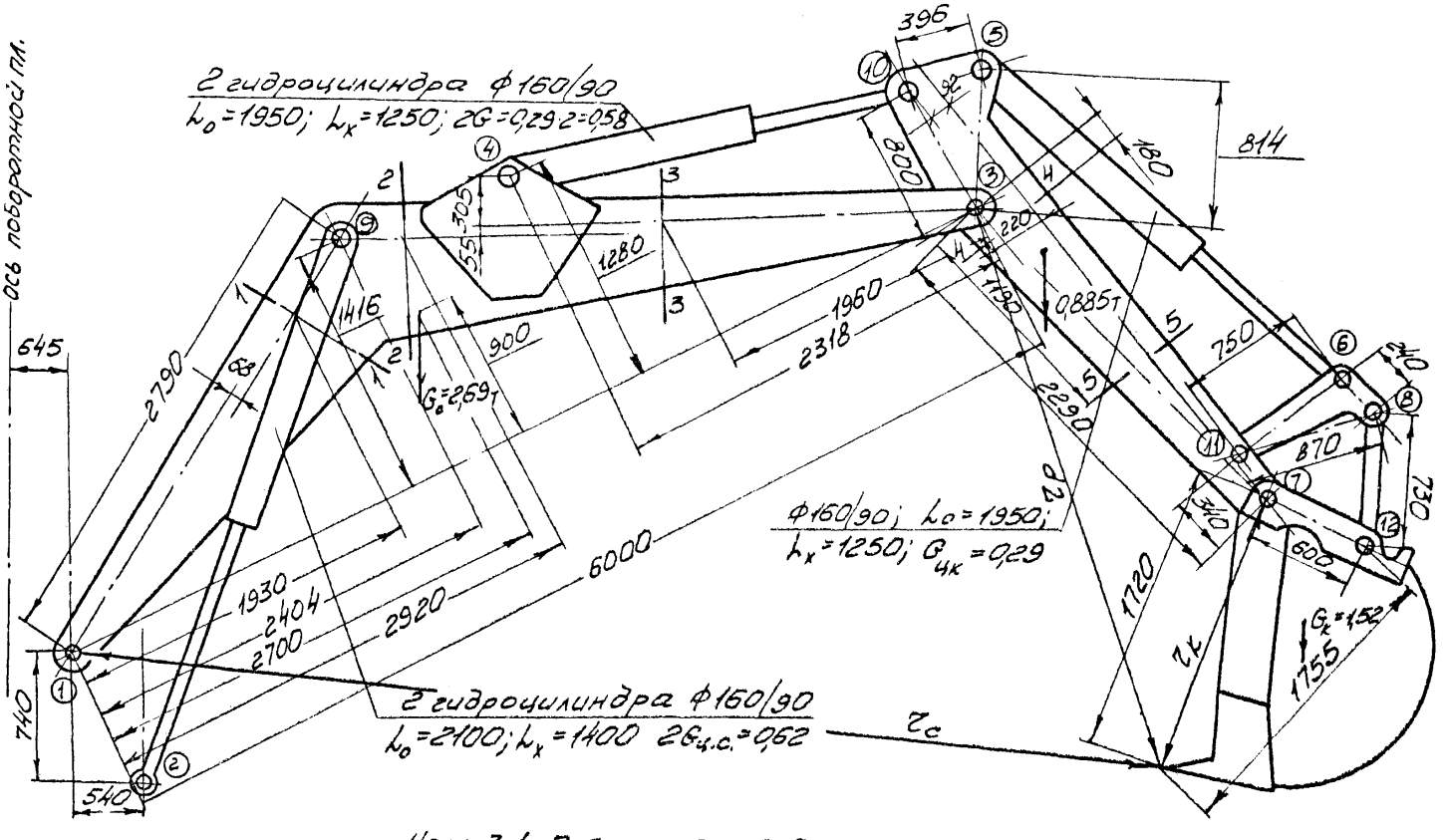
3.2. Рабочее оборудование представлено в виде статически определимой расчётной схемы, элементы которой моделируются твердыми телами и сочленены шарнирами; гидроцилиндры представлены жесткими стержнями с шарнирами на концах. (Черт. 3.1).

Неопределенность в выборе направления реакции сопротивления грунта копанию устраняется перебором вероятных направлений реакции на зубьях ковша с определенным шагом в диапазоне 60° - 120° относительно радиуса копания.

Радиус копания - отрезок прямой, соединяющий острие зуба с шарниром крепления ковша к рукояти γ_K (копание выдвижением гидроцилиндра ковша), с шарниром крепления рукояти к стреле γ_P (копание выдвижением гидроцилиндра рукояти), или с шарниром крепления стрелы к поворотной платформе γ_C (копание выдвижением гидроцилиндров стрелы), черт. 3.1.

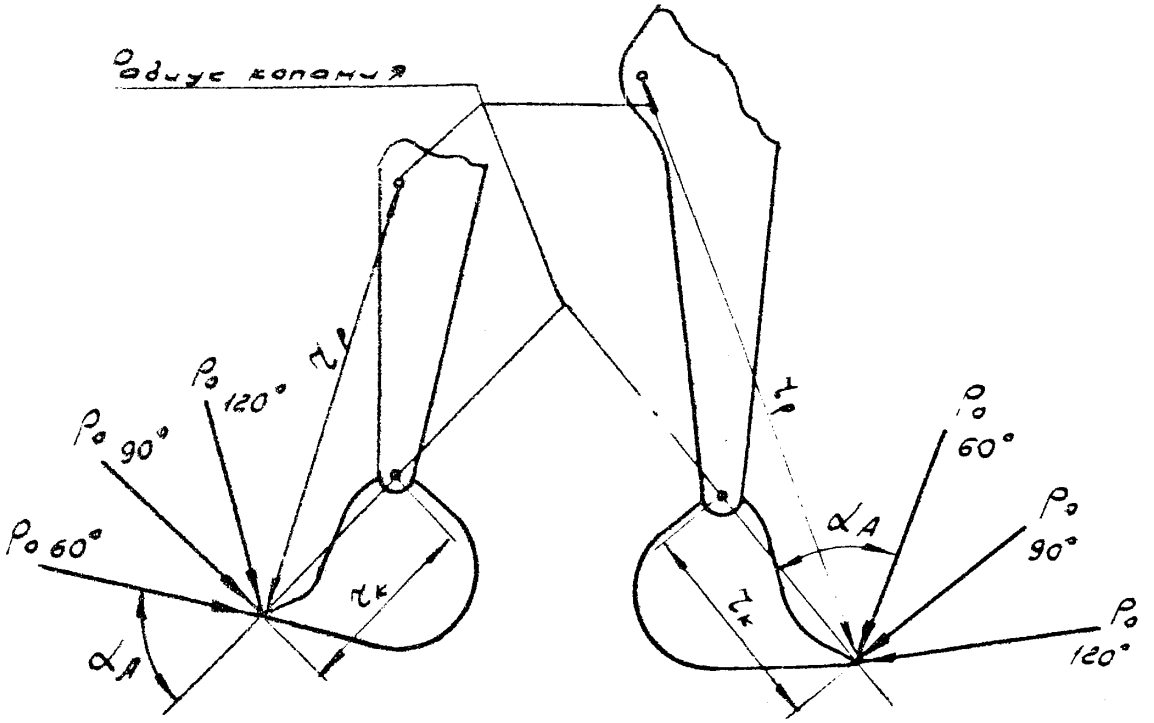
Направление силы реакции задаётся углом α_A, который отсчитывается от продолжения радиуса копания для оборудования обратная лопата по часовой стрелке. Для оборудования прямого копания угол α_A также отсчитывается от радиуса копания по часовой стрелке только со стороны ковша (Черт. 3.2). В расчете диапазон изменения угла α_A может быть пройден с любым шагом. Например, если шаг принят 15°, то в каждом расчётном положении рабочего оборудования, вычисления будут проведены для $\alpha_A = 60^{\circ}; 75^{\circ}; 90^{\circ}; 105^{\circ}; 120^{\circ}$.

3.3. Расчетное положение рабочего оборудования определяется значениями длин трех гидроцилиндров: стрелы, рукояти и ковша. При расчете производится последовательный перебор всевозможных сочетаний этих длин, каждая из которых изменяется с определенным заданным шагом. Для каждого сочетания длин цилиндров вычисляется положение рабочего оборудования. Таким образом, расчётные положения распределяются по всей рабочей



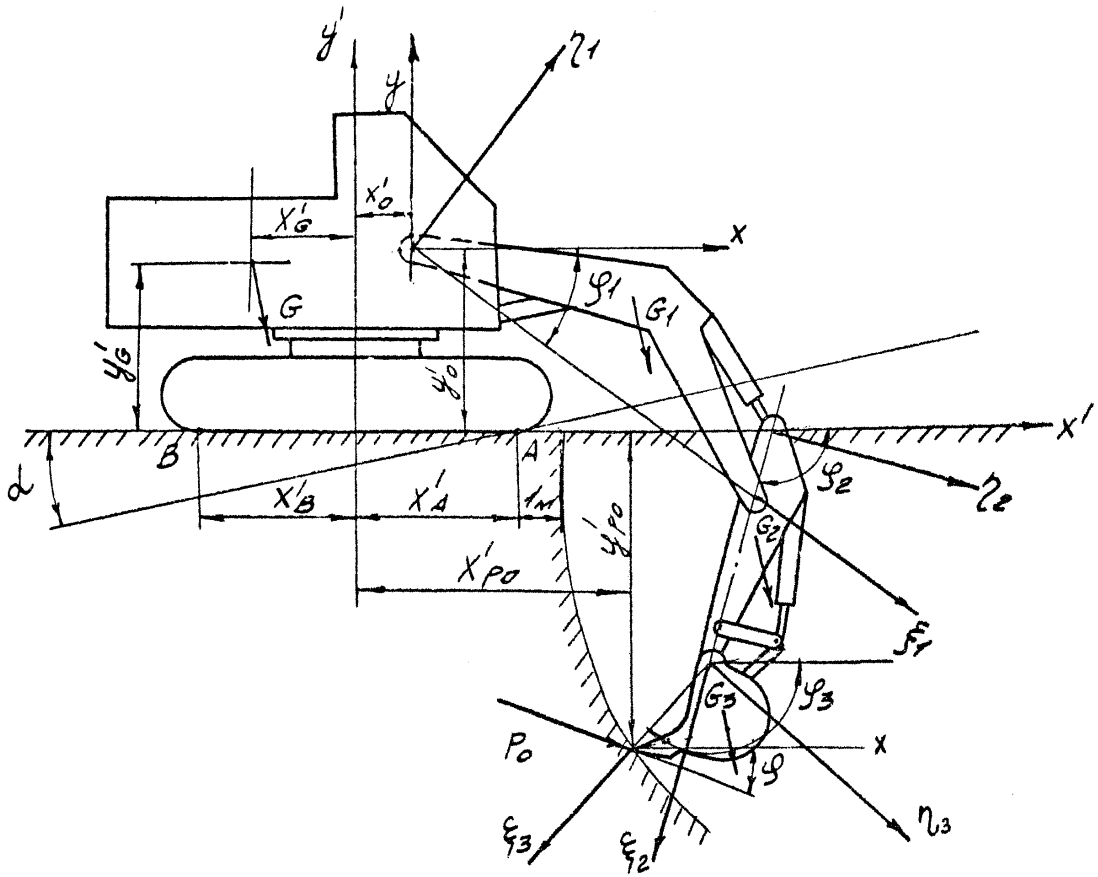
Черт.3.1. Рабочее оборудование экскаватора.

Инв.№ подлинника 920



Обратная лопата Прямая лопата

Черт. 3.2.


y'
y
η1
x'o
X'G
x
G
φ1
G1
y'G
y'o
x'
α
B
A
X'B
X'A
1м
y'po
X'po
G2
φ2
η2
ξ1
G3
φ3
Po
x
φ
ξ3
ξ2
η3

Черт.3.3.

зоне машины с произвольной густотой и расчёт на статическую прочность рабочего оборудования выполняется для каждого положения и каждого направления силы сопротивления копанию. Для всех видов рабочего оборудования экскаватора зона забоя по оси X ограничивается расстоянием в I м от ближайшей опорной точки экскаватора до края забоя (Черт. 3.3), а по оси y ничем не ограничивается.

4. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ И ОГРАНИЧЕНИЯ

4.I. Расчетными нагрузками при расчете металлоконструкций рабочего оборудования на статическую прочность являются: собственный вес металлоконструкций и гидроцилиндров, вес грунта в ковше, максимальная сила сопротивления грунта копанию, максимальный момент на механизме поворота, приведенный к оси вращения экскаватора.

Усилие на зубьях ковша определяется в каждом положении рабочего оборудования для трёх видов копания: выдвижением гидроцилиндра ковша, выдвижением гидроцилиндра рукояти и выдвижением гидроцилиндров стрелы при учете пяти типов ограничений максимального усилия на зубьях ковша: по настройке предохранительного клапана в гидросистеме - по максимальному рабочему усилию; по настройке предохранительных клапанов реактивного давления в поршневой и штоковой полостях цилиндров стрелы и рукояти; по устойчивости экскаватора; по проскальзыванию экскаватора.

4.2. Вес металлоконструкций принимается по чертежам рабочего оборудования и прикладывается в центре тяжести каждого элемента рабочего оборудования. Изменение центра тяжести гидроцилиндров при выдвижении штоков в расчете не учитывается.

4.3. Вес грунта в ковше учитывается в зависимости от положения ковша в забое. (Черт. 4.I). Положение ковша определяется углом β между горизонталью и прямой, соединяющей шарнир ковш-рукоять с концом зуба. Для оборудования обратная лопата при β лежащем в диапазоне 80°-30° наполнение ковша

принимается 0,7 $q_к$, при β от +30° до -30° наполнение ковша равно геометрической ёмкости ковша $q_к$. Для прямой лопаты в диапазоне угла β от 0° до 30° наполнение 0,7 $q_к$, при угле β от 30° до 80° наполнение $q_к$. Грунт в ковше принимается 3-ей категории с плотностью 1900 кг/м³ при коэффициенте разрыхления $K_р$ = 1,25.

При полностью заполненом ковше масса грунта в ковше

$$G_{гр.} = q_к \frac{1900}{1,25} = q_к \cdot 1520 \text{ кг} \qquad (4.1)$$

$q_к$ - геометрическая ёмкость ковша, м³.

Вес грунта прикладывается в центре тяжести ковша.

4.4. Определение силы сопротивления копанию.

В каждом расчётном положении рабочего оборудования сила сопротивления копанию P_0 вычисляется для каждого из трёх способов копания (ковшом, рукоятью, стрелой) и каждого из принятых направлений силы сопротивления, задаваемых углом $\alpha_д$.

При заданном $\alpha_д$ определяются:

$P_{0(1)}$ - величина усилия копания, которой соответствует максимальное усилие в рабочем цилиндре, определяемое настройкой предохранительного клапана гидросистемы;

$P_{0(2)}$ и $P_{0(3)}$ -величины усилия копания, которым соответствуют максимальные реактивные усилия в запертых цилиндрах, определяемые настройкой клапанов реактивного давления. Например, при копании выдвижением цилиндра ковша $P_{0(1)}$ определяется максимальным рабочим усилием в этом цилиндре, а $P_{0(2)}$ и $P_{0(3)}$ - максимальными реактивными усилиями соответственно в цилиндрах подъёма стрелы и поворота рукояти;

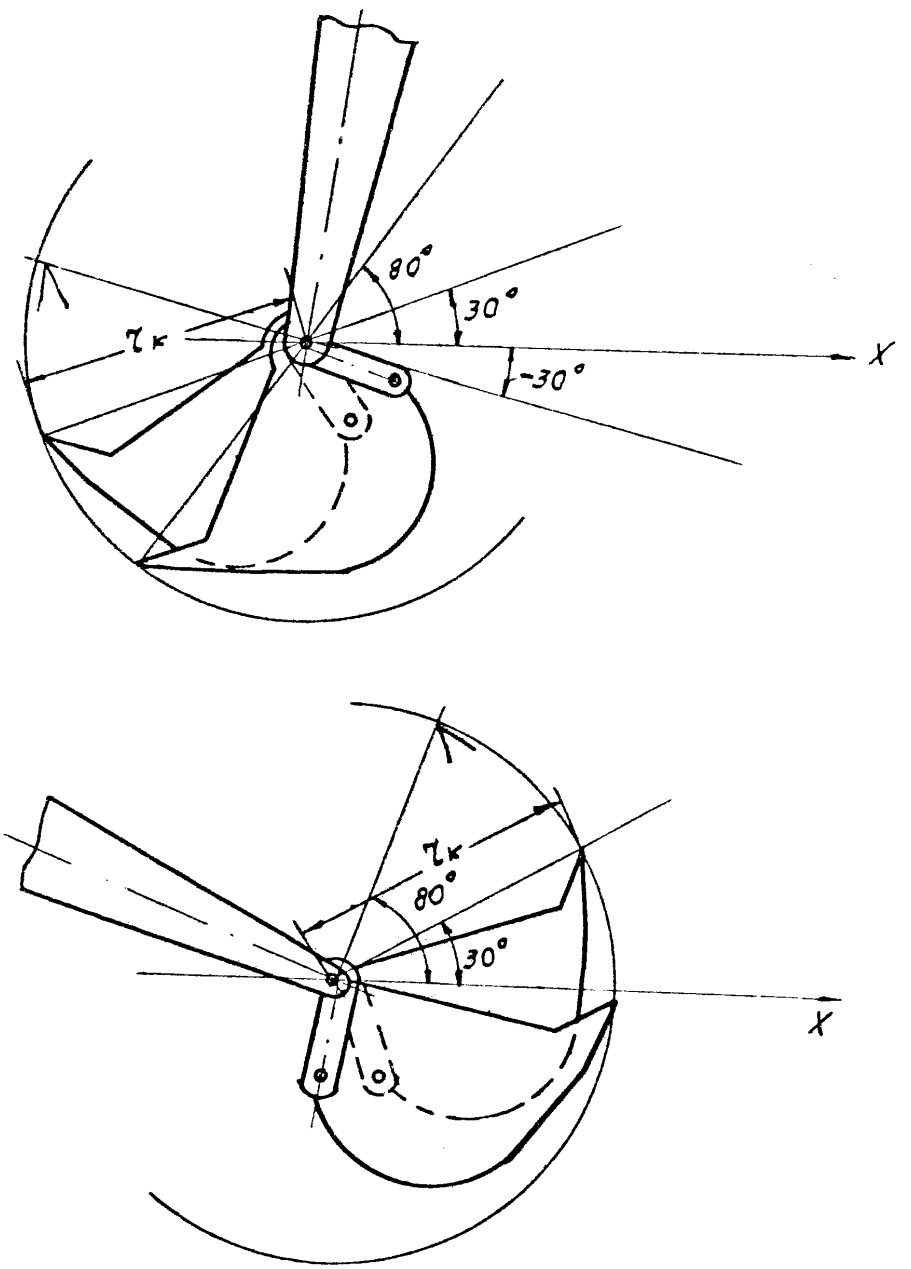
$P_{0(4)}$ - максимальная величина усилия копания, обеспечиваемая условием устойчивости машины;

$P_{0(5)}$ - максимальная величина усилия копания, при которой отсутствует проскальзывание машины.

В качестве расчётного значения силы сопротивления копанию при данном $\alpha_д$ принимается значение

$$P_0 = min(P_{0(1)}, P_{0(2)}, P_{0(3)}, P_{0(4)}, P_{0(5)}),$$

которое удовлетворяет всем наложенным ограничениям. Расчётные



Черт. 4.1. Положение ковша в забое

формулы для вычисления величин $P_{o(I)} - P_{o(5)}$ приведены в Приложении 6.

4.5. Определение усилий в рабочих цилиндрах ковша, рукояти и стрелы, ограниченных настройкой предохранительного клапана.

В принятой расчётной схеме цилиндр представлен стержнем с шарнирами по концам. Исходя из величины максимального давления в системе, задаваемого настройкой предохранительного клапана системы определяется максимальное усилие в рабочем цилиндре (положительное при копании выдвижением штока и отрицательное при копании втягиванием). Затем из уравнений статического равновесия рабочего оборудования определяется величина усилия на зубьях ковша $P_{o(I)}$. Определение $P_{o(I)}$ осуществляется как результат трёх независимых решений: от весов элементов, от единичной силы горизонтальной составляющей силы копания и от единичной силы вертикальной составляющей силы копания. Величина $P_{o(I)}$ при этом представляет собой модуль усилия копания, т.е. $P_{o(I)} \geqslant 0$. Если результат вычисления $P_{o(I)}$ не удовлетворяет этому условию, то копание с положительным усилием в этом направлении невозможно (Приложение 6).

4.6. Ограничение по настройке предохранительных клапанов реактивного давления.

Если при копании выдвижением цилиндра ковша цилиндры стрелы и рукояти заперты, в их полостях установлены предохранительные клапаны реактивного давления по обе стороны поршня. Настройкой этих клапанов определяются максимальные усилия сжатия и растяжения запертых цилиндров.

При расчёте задаются два предельных усилия – положительное, $N_{i\,max}$, отвечающее сжатию цилиндра, и отрицательное $N_{i\,min}$, ограничивающее усилие растяжения. Максимальная сила копания вычисляется дважды для каждого из запертых цилиндров, по $N_{i\,max}$ и по $N_{i\,min}$. Значение $P_{o(2)}$, получившееся отрицательным, отбрасывается, положительное значение определяет максимальную силу копания в данном направлении, допускаемую настройкой клапанов рассматриваемого цилиндра. Так как запертых цилиндров два (цилиндр стрелы и цилиндр рукояти), то из двух полученных значений $P_{o(2)}$ и $P_{o(3)}$ выбирается меньшее, как

удовлетворяющее настройке всех предохранительных клапанов реактивного давления. Такой же расчёт производится для копания цилиндром рукояти и цилиндрами стрелы.

4.7. Ограничение по устойчивости экскаватора.

Потеря устойчивости при копании состоит в "вывешивании" одной из крайних точек А или В опорного контура (Черт. 3.3). Из равенства опрокидывающего и удерживающего моментов вокруг точек А и В определяется максимальное по условиям устойчивости усилие сопротивления копанию $P_{0(4)}$ (Приложение 6).

4.8. Ограничение по проскальзыванию.

Горизонтальная составляющая $P_{0(5)}$ не должна превышать веса машины, умноженного на коэффициент сцепления ψ :

$$P_{0(5)} = \frac{\left(G + \sum_{i=1}^{m} G_i\right) \cdot \psi}{|\cos \varphi|} \qquad (4.3)$$

Как было указано выше, из всех подсчитанных значений P_0 выбирается наименьшее, которое удовлетворяет всем наложенным ограничениям. Это значение P_0 и принимается в качестве расчётного.

4.9. Определение бокового усилия на ковше, возникающего при включении механизма поворота.

Если во время копания произошло включение механизма поворота, на ковше будет действовать боковое усилие $P_б$. Величина этого усилия определяется по максимальному моменту двигателя поворота.

$$P_б = \frac{M_{пов.max} \cdot i_{пов}}{r} \cdot \eta \ , \ Н \qquad (4.2)$$

$M_{пов.max}$ – максимальный момент двигателя поворота, Нм;

i – передаточное отношение от двигателя поворота до оси вращения экскаватора;

r – расстояние от зубьев ковша до оси вращения экскаватора, м;

η – к.п.д. передачи.

Значение силы $P_б$ зависит от положения ковша в забое и достигает максимума при наибольшем приближении ковша к опорам экскаватора. В программе МЕСН $P_б$ вычисляется для каждого расчётного положения.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В СЕЧЕНИЯХ ЭЛЕМЕНТОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

5.I. По расчётному значению P_0 для каждого расчётного положения рабочего оборудования во всех шарнирах определяются усилия и их направления в общей системе координат.

5.2. Для заданных расчётных сечений рабочего оборудования вычисляются усилия растяжения-сжатия; изгибающий момент в плоскости схемы (плоскости копания), изгибающий момент из плоскости схемы (в плоскости поворота) и крутящий момент. Изгибающий момент в плоскости поворота рабочего оборудования и крутящий момент возникают вследствие того, что усилие P_0 может быть приложено не в плоскости рабочего оборудования, а в параллельной плоскости. Кроме того, такие же моменты в сечениях рабочего оборудования возникают от усилия $P_б$, приложенного к зубу ковша перпендикулярно к плоскости рабочего оборудования. Это усилие возникает, когда в момент стопорения ковша происходит случайное включение механизма поворота. Формулы для вычисления усилий и моментов приведены в Приложении 6.

5.3. Для заданных расчётных сечений рабочего оборудования по программе или каким-либо другим способом должны быть вычислены следующие геометрические характеристики: площадь, моменты инерции относительно двух осей, моменты сопротивления для верхней и нижней точек сечения, момент сопротивления для боковых стенок, момент сопротивления при кручении.

5.4. По усилиям и моментам в расчётных сечениях рабочего оборудования вычисляются следующие виды напряжений:

$\sigma_{р\text{-}с}$ – напряжения растяжения-сжатия;

$\sigma_{иВ}$ – нормальные напряжения при изгибе в плоскости схемы для верхней и нижней точек сечения;

$\sigma^{к}_{иг}$ – нормальные напряжения при изгибе из плоскости схемы (в плоскости поворота) от приложения нагрузки к крайнему зубу;

$\sigma^{б}_{иг}$ – нормальные напряжения при изгибе из плоскости схемы от случайного включения механизма поворота при стопорении ковша;

$\tau^к$ - касательные напряжения от приложения нагрузки к крайнему зубу конша;

$\tau^б$ - касательные напряжения от случайного включения механизма поворота при стопорении конша.

При подсчёте приведеных напряжений в сечении нормальные напряжения при изгибе из плоскости схемы (в плоскости поворота) складываются из двух видов напряжений - от приложения нагрузки к крайнему зубу $\sigma^к_{иг}$ и от случайного включения механизма поворота $\sigma^б_{иг}$

$$\sigma_{иг} = \sigma^к_{иг} + \sigma^б_{иг} \qquad (5.1)$$

Касательные напряжения в сечении также складываются из двух - касательные напряжения от приложения нагрузки к крайнему зубу конша $\tau^к$ и от случайного включения механизма поворота $\tau^б$

$$\tau = \tau^к + \tau^б \qquad (5.2)$$

5.5. Участок стрелы или рукояти, выполненный в виде вилки, рассматривается, как состоящий из двух параллельных балок (Черт. 5.I). Расчёт напряжений в сечениях этих балок проводится независимо. Предварительно нагрузки, действующие в концевом шарнире участка, приводятся к концам каждой балки.

В сечениях балок (X - горизонтальная ось сечения балки, У - вертикальная) действуют следующие моменты и силы

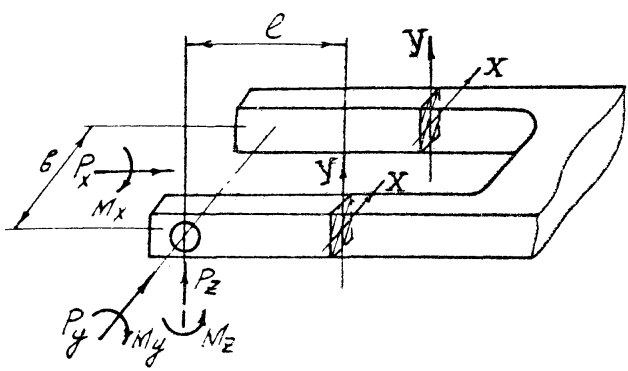
$$M_X = \frac{M_y}{2} + \frac{P_z \cdot \ell}{2} \pm \frac{M_x}{6} \cdot \ell \qquad (5.3)$$

$$M_У = \frac{P_y}{2} \cdot \ell \qquad (5.4)$$

$$N = \frac{P_x}{2} \pm \frac{M_z}{6} \qquad (5.5)$$

Напряжения в расчётном сечении балки (максимальное)

$$\sigma = \frac{1}{W_x}\left[\left|\frac{M_y}{2} + \frac{P_z \cdot \ell}{2}\right| + \left|\frac{M_x}{6}\ell\right|\right] + \frac{1}{W_y}\cdot\frac{P_y}{2}\ell + \frac{1}{F}\left(\frac{|P_x|}{2} + \frac{|M_z|}{6}\right) \qquad (5.6)$$



Черт. 5.I

6. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ

6.I. Расчёт на прочность элементов рабочего оборудования экскаваторов следует проводить по формулам

$$\sigma_x \le m R_y \quad , \quad \sigma_y \le m R_y \tag{6.I}$$

$$\tau \le m R_s \tag{6.2}$$

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \le 1{,}15 m \cdot R_y \tag{6.3}$$

$$\tau_{xy} \le m R_s , \tag{6.4}$$

где: m – коэффициент условий работы (таблица 6.I)

σ_x – нормальные напряжения параллельные оси конструкции;

σ_y – нормальные напряжения, перпендикулярные оси конструкции, возникающие в местах передачи усилий на металлоконструкцию рабочего оборудования (шарниры крепления гидроцилиндров к стреле и рукояти, шарнир крепления стрелы к рукояти и тяги к рукояти), в остальных местах металлоконструкций рабочего оборудования $\sigma_y = 0$;

τ – касательные напряжения в сечениях элементов рабочего оборудования;

τ_{xy} – среднее касательное напряжение в сечении.

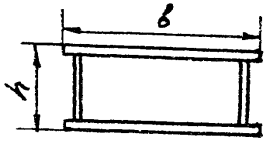
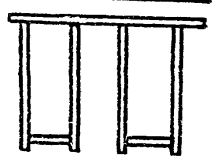
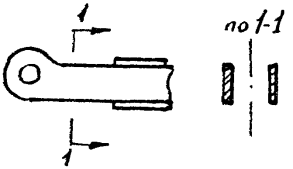
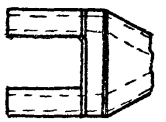
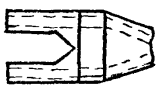
Напряжения σ_x и σ_y следует определять в одной и той же точке стенки балки и принимать в формуле (6.3) каждое со своим знаком.

6.2. Для конструкций коробчатого сечения (черт. 6.I а-г) нормальные напряжения, параллельные оси конструкции определяются по формуле:

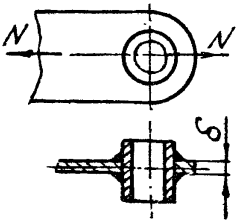
$$\sigma_x = \frac{N}{F} \pm \frac{M_x}{J_x} y \pm \frac{M_y}{J_y} \cdot x \tag{6.5}$$

Таблица 6.I

Коэффициенты условий работы m

№№ п/п	Наименование элемента конструкции	Схема элемента конструкции	
I.	Элементы с малым поперечным сечением: листы, трубы, гнутые профили со стенками толщиной до 4 мм, равнобокие уголки до ∠ 63 х 6, неравнобокие уголки до ∠ 90х56х6, швеллеры до № 8		
2.	Болты диаметром до I2 мм		0,85
3.	Оси и пальцы, соединяющие элементы металлических конструкций		0,85
4.	Элементы коробчатых конструкций с соотношением сторон		0,9
5.	Элементы, состоящие из двух элементов коробчатого сечения соединенных в одной плоскости листом		0,9
6.	Элементы из двух отдельных пластин		0,85
7.	Элементы внутренних углов вилок, выполненные без скосов		0,35
8.	То же со скосами		0,9

Продолжение табл. 6.I

№№ п/п	Наименование элемента конструкции	Схема элемента конструкции	
9.	Сечения, включающие швы и основной металл, например, расчет сварных швов приварки втулки		0,9

где: N, M_x, M_y – абсолютные значения соответственно продольной силы и изгибающих моментов;

F, J_x, J_y – соответственно площадь и моменты инерции относительно главных осей X и Y поперечного сечения с учетом имеющихся отверстий;

X, Y – координаты рассматриваемой точки сечения относительно его главных осей.

Касательные напряжения τ для конструкций коробчатого сечения определяются по формулам:

в наружных стенках, параллельных оси X

$$\tau = \frac{Q_x S_y}{J_y \Sigma\delta} + \frac{M_к}{2a_y a_x \delta} \qquad (6.6)$$

в наружных стенках, параллельных оси Y

$$\tau = \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \Sigma\delta} + \frac{M_к}{2a_x a_y \delta} \qquad (6.7)$$

В формулах (6.6), (6.7) обозначено

Q_x, Q_y – поперечные силы в сечении, действующие в плоскостях, параллельных соответственно осям X и Y

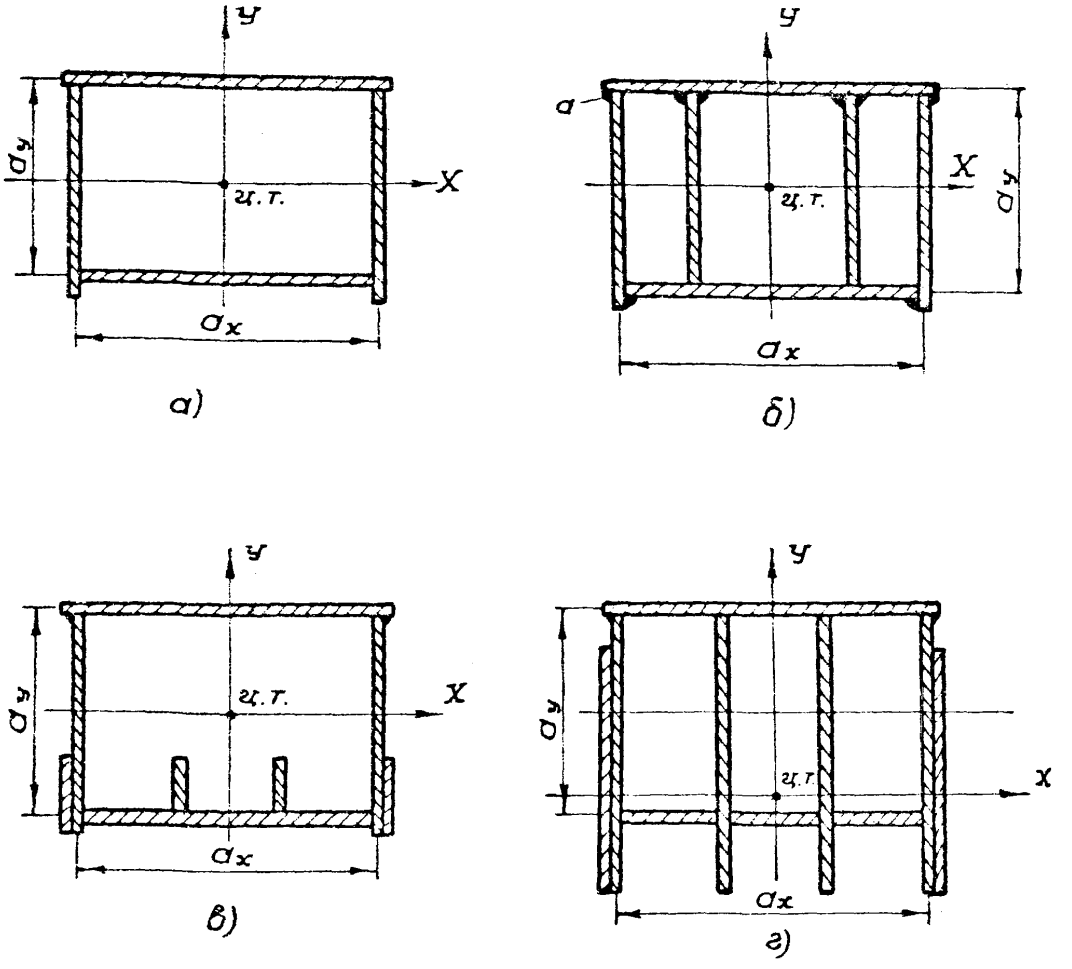
$M_к$ - крутящий момент в сечении;

$\sum \delta$ - суммарная толщина стенок, параллельных рассчитываемой стенке;

δ - толщина рассматриваемой стенки;

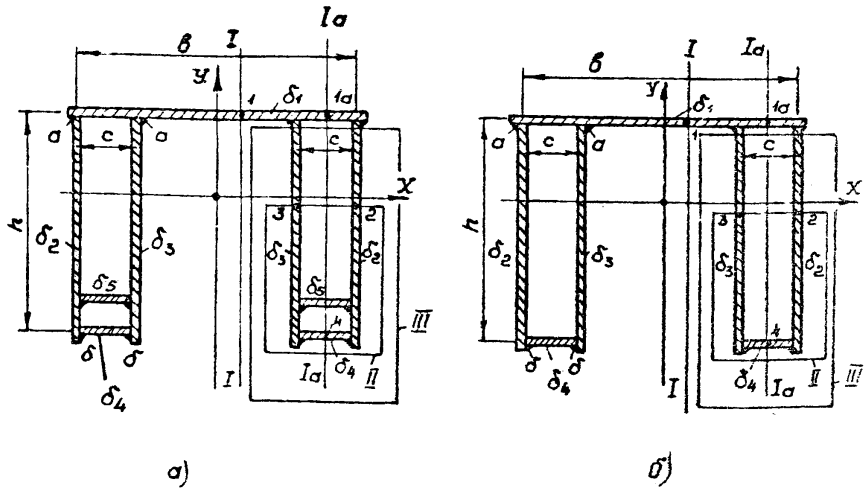
S_x, S_y - статические моменты части сечения относительно осей соответственно X и Y, с учетом имеющихся отверстий;

a_x, a_y - размеры коробчатой части сечения по осям стенок, (черт. 6.1).



Черт. 6.I. Типы коробчатых сечений

6.3. Для конструкций с сечением, выполненным из двух элементов коробчатого сечения, соединенных в одной плоскости листом (черт. 6.2), нормальные напряжения параллельные оси конструкции определяются по формуле (6.5)



Черт. 6.2. Типы двойных коробчатых сечений

Касательные напряжения τ для конструкций такого сечения определяются по формулам:

В точке I

$$\tau_1 = \frac{Q_x \cdot S_y}{J_y \cdot \delta_1^2} + \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot \delta_1^2} \qquad (6.8)$$

В точке Ia

$$\tau_{1a} = \frac{Q_x \cdot S_y}{J_y \cdot \delta_1^2} + \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x \cdot \delta_1^2} + \frac{M_k}{4hc\delta_1^2} \qquad (6.9)$$

В точке 2

$$\tau_2 = \frac{Q_x \cdot S_y}{J_y(\delta_2^2+\delta_3^2)} + \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x(\delta_2^2+\delta_3^2)} + \frac{M_к}{4hc\delta_2^2} \qquad (6.10)$$

В точке 3

$$\tau_3 = \frac{Q_x \cdot S_y}{J_y(\delta_2^2+\delta_3^2)} + \frac{Q_y \cdot S_x}{J_x(\delta_2^2+\delta_3^2)} + \frac{M_к}{4hc\delta_3^2} \qquad (6.11)$$

В точке 4

$$\tau_4 = \frac{M_к}{4hc\delta_4^2} \qquad (6.12)$$

В формулах (6.8) – (6.I2)

h, c – размеры сечения по осям стенок (черт. 6.2)

$\delta_1^2 \ldots \delta_4^2$ – толщина стенок элементов сечения (черт. 6.2)

Остальные обозначения те же, что и в п. 6.2.

Для сечений по черт. 6.2 центром приведения для боковой силы является не центр тяжести сечения, а центр изгиба, который будет лежать "выше" горизонтального листа. При определении крутящего момента боковая сила умножается на плечо до центра изгиба. Определение координат центра изгиба для рассматриваемых сечений приведено в Приложении 7.

Статические моменты вычисляются по формулам:

$$S_x = \sum_i F_i \cdot \bar{y}_i \qquad (6.13)$$

$$S_y = \sum_i F_i \cdot x_i \qquad (6.14)$$

В формулах (6.13), (6.14)

F_i - площадь i-го элемента поперечного сечения (листового элемента), с учётом имеющихся отверстий;

X, Y - координаты центра тяжести i-го элемента поперечного сечения.

При вычислении S_x, S_y для (6.8) суммирование распространяется на часть поперечного сечения, лежащую по одну сторону от прямой I-I.

При вычислении S_x, S_y для (6.9) суммирование распространяется на часть поперечного сечения, лежащую по одну сторону от прямой Ia-Ia.

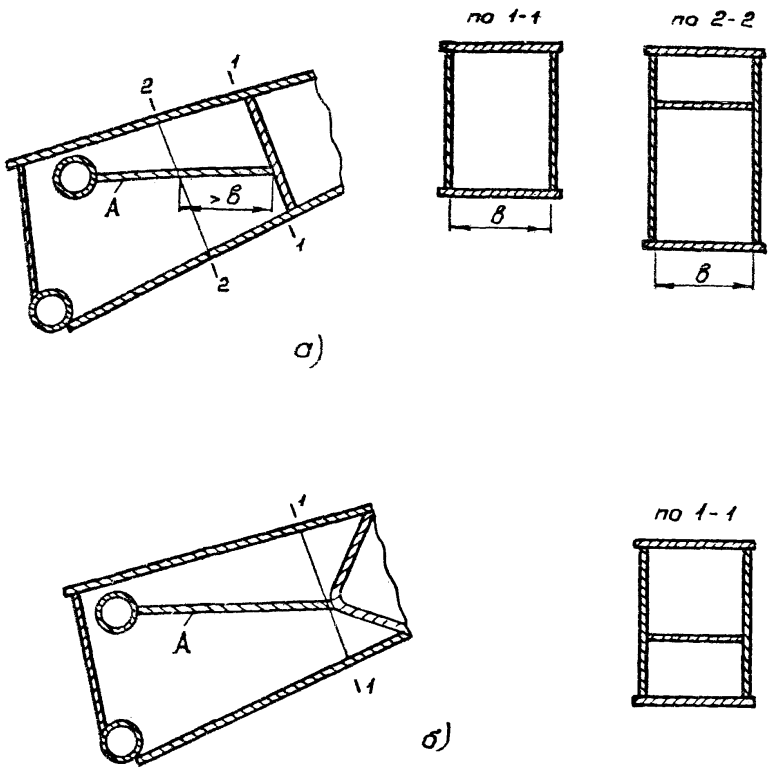
При вычислении S_x, S_y для формул (6.10), (6.11) суммирование распространяется на часть поперечного сечения, обозначенную цифрой II.

При расчете сечений рассматриваемого типа принимается $m = 0,9$.

6.4. При вычислении геометрических характеристик поперечных сечений необходимо учитывать лишь элементы, прикрепление которых обеспечивает восприятие усилий, действующих в элементе параллельно продольной оси конструкции. Остальные элементы разрешается включать в поперечное сечение лишь на расстоянии от конца, превышающем ширину элемента (рис. 6.3).

6.5. Коробчатые сечения стрел и рукоятей необходимо проверять на участие в работе всей ширины полки коробчатого сечения. Если расстояние между стенками коробчатой конструкции (черт. 6.4) превышает величину $b_p = 1,4 \cdot \delta_n \cdot \sqrt{\frac{E}{R_y}}$,

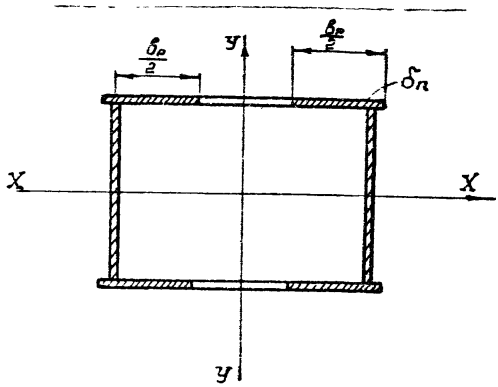
то при проверке прочности часть сечения не учитывается (расчётное сечение показано на черт. 6.4).



Черт. 6.3. Расчетные сечения при определении геометрических характеристик сечения

а) элемент, к которому прикреплено ребро А, не обеспечивает восприятие усилий, действующих в ребре.

б) элемент, к которому прикреплено ребро А, обеспечивает восприятие этих усилий.



Черт. 6.4. Расчетное сечение (заштриховано)

6.6. При проверке прочности по формулам (6.3), (6.4) напряжения σ_x определяются по формуле (6.5). Средние касательные напряжения τ_{xy} вычисляются по формулам:

- для коробчатого сечения (черт. 6.I), в наружных стенках, параллельных оси X

$$\tau_{xy} = \frac{Q_x}{a_y \Sigma \delta^2} \pm \frac{M_к}{2 a_y a_x \cdot \delta^2} \qquad (6.I5)$$

в наружных стенках, параллельных оси $У$

$$\tau_{xy} = \frac{Q_y}{a_x \Sigma \delta^2} \pm \frac{M_к}{2 a_x a_y \cdot \delta} \qquad (6.I6)$$

- для двойных коробчатых сечений (черт. 6.2) в точке I

$$\tau_{xy} = \frac{Q_x}{b\delta_1^2 + 2h(\delta_2^2 + \delta_3^2)} \qquad (6.I7)$$

в точке Ia

$$\tau_{xy} = \frac{Q_x}{6\delta_1 + 2h(\delta_2 + \delta_3)} \pm \frac{M_к}{4hc\delta_1} \qquad (6.18)$$

в точке 2

$$\tau_{xy} = \frac{Q_y}{2h(\delta_2 + \delta_3)} \pm \frac{M_к}{4hc\delta_2} \qquad (6.19)$$

в точке 3

$$\tau_{xy} = \frac{Q_y}{2h(\delta_2 + \delta_3)} \pm \frac{M_к}{4hc\delta_4} \qquad (6.20)$$

в точке 4 - по формуле (6.12).

При определении τ_{xy} следует учитывать ослабление сечений отверстиями.

6.7. Значения напряжений σ_y в стенках в зоне приложения местных нагрузок при наличии отверстия (черт. 6.5а точка 1) определяются по формуле:

$$\sigma_y = \frac{2P}{\pi r\delta} \cdot \cos\alpha, \qquad (6.21)$$

где P - сила, передающаяся на стенку;

r - радиус отверстия;

δ - толщина стенки, воспринимающей нагрузку P.

6.8. В местах приложения местной нагрузки к поясу (черт. 6.5б при отсутствии ребер жесткости) напряжения σ_y в стенке допускается определять по формуле:

$$\sigma_y = \frac{P\cos\alpha}{l_y\delta} + \frac{6M}{l_y^2\delta}; \quad M = P \cdot \sin\alpha \cdot h, \qquad (6.22)$$

где P и M – сила и изгибающий момент, приходящиеся на одну стенку, приведенные к центру прикрепления элемента, передающего местную нагрузку (точка 2 на черт. 6.5б);

l_y – условная длина распределения нагрузки; зависящая от условия опирания;

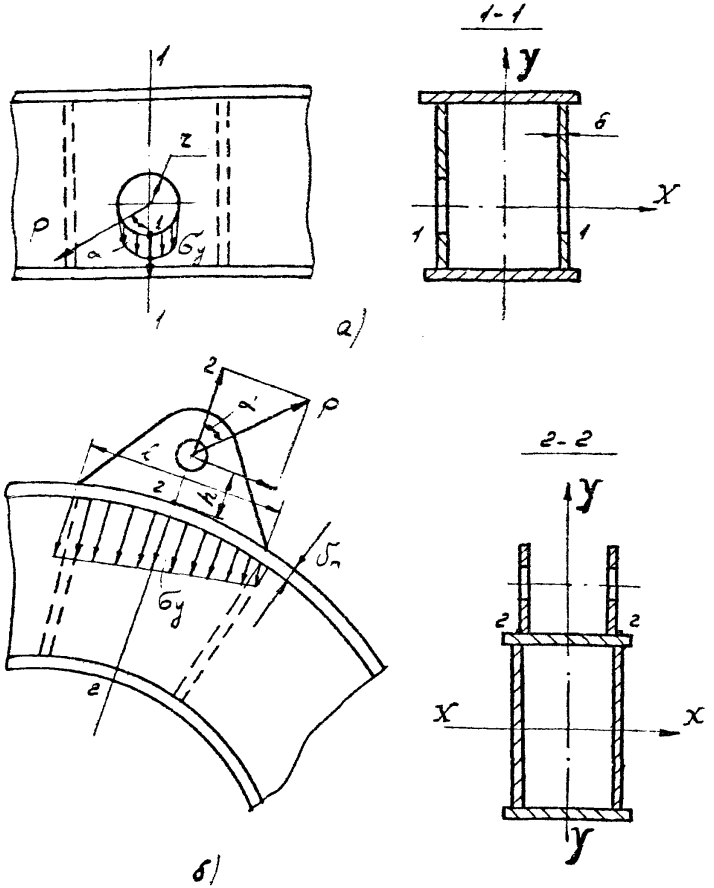
δ – толщина стенки;

h – расстояние от точки приложения силы до точки 2.

Для случая опирания по черт. 6.5

$$l_y = l + 2\delta_n \qquad (6.23)$$

В (6.23) обозначения по черт. 6.5.



Черт. 6.5.

Конструкции, в которых возникают местные напряжения

6.9. При проверке прочности поясов конструкций, имеющих криволинейное очертание (черт. 6.6), в расчете вместо ширины пояса b учитывается эффективная ширина пояса $b_0 = k_п \cdot b$, где $k_п$ определяется по формулам (6.24)

$$k_п = \begin{cases} 1 - \frac{\varphi}{2\varphi_0}\left(2 - \frac{\varphi}{2\varphi_0}\right)(1 - k_{по}) & \text{при } \varphi < 2\varphi_0 \\ k_{по} \text{ при } \varphi \geq 2\varphi_0 \end{cases}$$

$$\varphi_0 = 0{,}8\sqrt{T(T+35)} \quad (\varphi \text{ и } \varphi_0 - \text{в градусах})$$

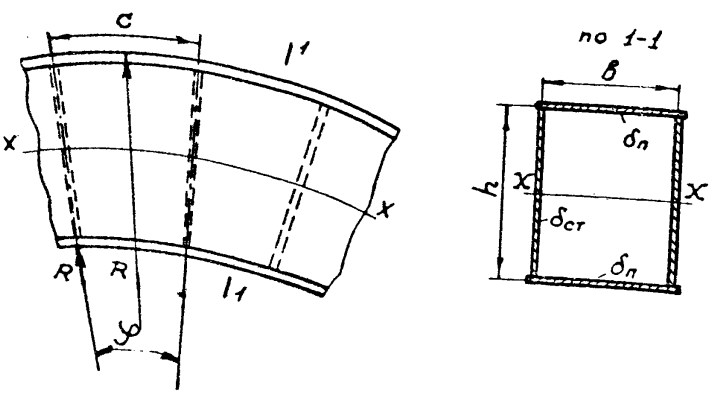
$$T = \frac{b^2}{4R\delta_п};$$

φ – угол между соседними ребрами

при $T > 2{,}4$ $\quad k_{по} = \frac{1 + n\lambda}{\lambda(1 + 2n\lambda)}$;

где $\quad n = \frac{h}{b}\left(\frac{\delta_п}{\delta_{ст}}\right)^3$; $\quad \lambda = 1{,}285\sqrt{T}$ (6.24)

при $T \leq 2{,}4$ $k_{по}$ определяется по табл. 6.2



Черт. 6.6. Схема криволинейного элемента

Таблица 6.2

n	τ									
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	I,0	I,2	I,6	2,0	2,4
	$K_{пс}$									
0	I	0,99	0,96	0,92	0,87	0,82	0,77	0,67	0,59	0,53
0,5	I	0,98	0,9I	0,82	0,73	0,64	0,57	0,46	0,36	0,34
I	I	0,97	0,88	0,78	0,68	0,59	0,52	0,4I	0,35	0,3I
2	I	0,96	0,86	0,74	0,63	0,54	0,47	0,38	0,32	0,28
∞	I	0,95	0,82	0,68	0,57	0,48	0,4I	0,33	0,28	0,25

После определения эффективной ширины пояса b_e ее сравнивают с расчетной шириной пояса b_p, определенной в п. 6.5. Из этих двух величин в расчет принимается меньшая.

6.I0. Устойчивость стенок конструкций не требуется проверять, если при выполнении условий (6.I)-(6.4) условная гибкость стенок

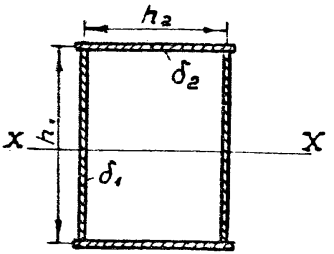
$$\lambda_c = \frac{h_i}{\delta_i}\sqrt{\frac{R_y}{E}},$$

где: h_i и δ_i – соответственно высота и толщина рассматриваемой стенки (черт. 6.7) (i = I,2) не превышает значений:

3,2 – при отсутствии местных напряжений

2,5 – при наличии местных напряжений и отсутствии подкрепления стенки

Если это условие не выполняется, следует провести расчет устойчивости стенок в соответствии с рекомендациями СНиП II-23-8I пункты 7.4; 7,6.



Черт. 6.7. Сечение при проверке устойчивости стенки

6.11. Устойчивость сжатых поясов изгибаемых элементов коробчатого сечения проверяется по формуле:

$$\sigma \leq \sigma_n , \tag{6.25}$$

где: σ - расчётное напряжение в поясе;

σ_n - напряжение, характеризующее несущую способность пояса.

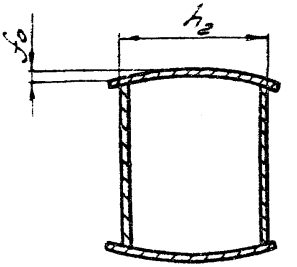
$$\sigma_n = R_y \frac{7{,}22 \cdot \gamma_f / \lambda_c^2}{A + \sqrt{A^2 - 14{,}44\, \gamma_f / \lambda_c^2}} \tag{6.26}$$

$$\gamma_f = \frac{\sigma_f}{R_y} \tag{6.27}$$

σ_p - предел пропорциональности.

$$A = \gamma_p + (3{,}61 + 4{,}5 f_c / c^2) / \lambda_c^2 \tag{6.28}$$

f_c – начальная выпуклость пояса по черт. 6.8



Черт. 6.8

f_0 выбирается из технических требований на изделие, при отсутствии технических требований принимается $\frac{f_c}{h_2} = \frac{1}{200}$

Для сталей с пределом текучести до 450 МПа $\gamma_p = 0,95$

7. РАСЧЕТ СВАРНЫХ ШВОВ

7.1. Расчёт сварных стыковых соединений на центральное растяжение или сжатие следует производить по формуле

$$\frac{N}{t l_w} \leq m R_{wy}, \qquad (7.1)$$

где t – наименьшая толщина соединяемых элементов;

l_w – расчетная длина шва, равная его полной длине, уменьшенной на $2t$ или полной его длине в случае вывода концов шва за пределы стыка;

N – полное усилие, воспринимаемое соединением.

При использовании сварочных материалов, рекомендуемых СНиП "Стальные конструкции" (Приложение 3), полном проваре соединяемых элементов и физическом контроле качества швов расчет стыкового соединения выполнять не требуется.

Сварные соединения с угловыми швами при действии продольной и поперечной сил следует рассчитывать на (условный) срез по двум сечениям (черт. 7.1):

– по металлу шва (сечение 1)

$$\tau_f = \frac{N}{\beta_f K_f l_w} = \frac{N_n}{\beta_f K_f} \leq R_{wf} m_{w1} m \qquad (7.2)$$

– по металлу границы сплавления (сечение 2)

$$\tau_z = \frac{N}{\beta_z K_f l_w} = \frac{N_n}{\beta_z K_f} \leq R_{wz} m_{w2} m \qquad (7.3)$$

В (7.2), (7.3) l_w – расчетная длина шва, принимаемая меньше его полной длины на 10 мм;

K_f – катет углового шва;

β_f, β_z – для сталей с $\sigma_т \leqslant 580$ МПа принимаются по указанию СНиП (приложение 5) для стали с $\sigma_т > 580$ МПа

$$\beta_f = 0{,}7, \quad \beta_z = 1{,}0$$

m_{wf}, m_{wz} – коэффициенты условий работы шва, равные I во всех случаях, кроме конструкций, предназначенных для работы в холодных климатических районах с минимальной температурой ниже -40°С (не менее I-го дня в году) по ГОСТ I6350-80 "Климат СССР". Для этих конструкций $m_{wf} = m_{wz} = 0{,}85$;

N – усилие, воспринимаемое швом;

N_n – усилие на единицу длины шва;

R_{wf}, R_{wz} – расчетные сопротивления срезу металла шва и металла границы сплавления (Приложение 4).

Для угловых швов, размеры которых устанавливаются в соответствии с расчетом, в элементах из стали $\sigma_т < 285$ МПа следует принимать такие (соответствующие указаниям СНиП Приложение 3) электроды или сварочную проволоку, для которых выполняется условие $I{,}I\, R_{wz} < R_{wf} \leqslant R_{wz} \frac{\beta_z}{\beta_f}$. В элементах из стали с $\sigma_т > 285$ МПа должны применяться электродные материалы, для которых выполняется условие

$$R_{wz} < R_{wf} \leqslant R_{wz} \frac{\beta_z}{\beta_f}$$

Для коэффициента условий работы m при расчете сварных соединений следует принимать те же значения, что и при расчете элементов, соединяемых сварным соединением.

7.2. При проверке швов, соединяющих пояса и стенки коробчатых сечений (черт. 6.I) усилие на единицу длины шва $N_n = \frac{N}{l_w}$ определяется по формуле:

$$N_n = \frac{Q_x S_y}{J_y c_y} + \frac{Q_y S_x}{J_x c_x} + \frac{M_к}{2 a_x a_y}, \qquad (7.4)$$

где Q_x, Q_y, S_y, S_x, J_x, J_y, $M_к$, a_x, a_y

имеют тот же смысл, что и в (6.6), (6.7);

C_x, C_y - количество швов, воспринимающих усилие при изгибе относительно осей соответственно X и Y.

Например, при расчете шва "а" (черт. 6.Iб) принимается $C_x = 6$, $C_y = 2$.

7.3. В двойном коробчатом сечении (черт. 6.2) усилия на единицу длины шва определяются по формулам:

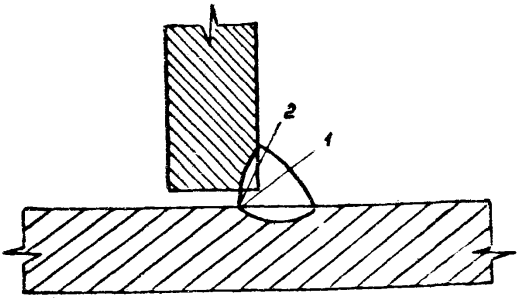
- для швов "а" (черт. 6.2)

$$N_n = \frac{Q_x S_y}{2 J_y} + \frac{Q_y S_x}{4 J_x} + \frac{M_к}{4 h c} \qquad (7.5)$$

- для швов "б" (черт. 6.2)

$$N_n = \frac{M_к}{4 h c} \qquad (7.6)$$

В (7.5) S_x, S_y - статические моменты части сечения Ш относительно осей X и Y.



Черт. 7.I. Схема расчетных сечений сварного соединения с угловыми швами

I - сечение по металлу шва;

2 - сечение по металлу границы сплавления

7.4. Прочность поясных швов, воспринимающих кроме напряжений от изгиба конструкции также и местные напряжения (например, в месте приложения сосредоточенной силы, на криволинейном участке и др.), проверяется по формулам:

$$\tau_{zf} = \sqrt{\tau_f^2 + \tau_{fM}^2} \leq R_{wf} m_{wf} m \qquad (7.7)$$

$$\tau_{zz} = \sqrt{\tau_z^2 + \tau_{zM}^2} \leq R_{wz} m_{wz} m, \qquad (7.8)$$

где τ_{fM}, τ_{zM} - напряжения от местной нагрузки.

В местах приложения местной нагрузки к поясу при отсутствии ребер жесткости (см. п. 6.6) напряжения τ_f, τ_z определяются по (7.2), (7.3), где N_n находится по формуле:

$$N_n = \sigma_y \delta^2, \qquad (7.9)$$

где σ_y, δ^2 принимаются по п. 6.7.

7.5. Если пояс балки имеет криволинейные участки (черт. 7.2), то местные напряжения τ_{fM}, τ_{zM} определяются по формуле

$$\tau_M = \sigma_m \cdot n_{wb}, \qquad (7.10)$$

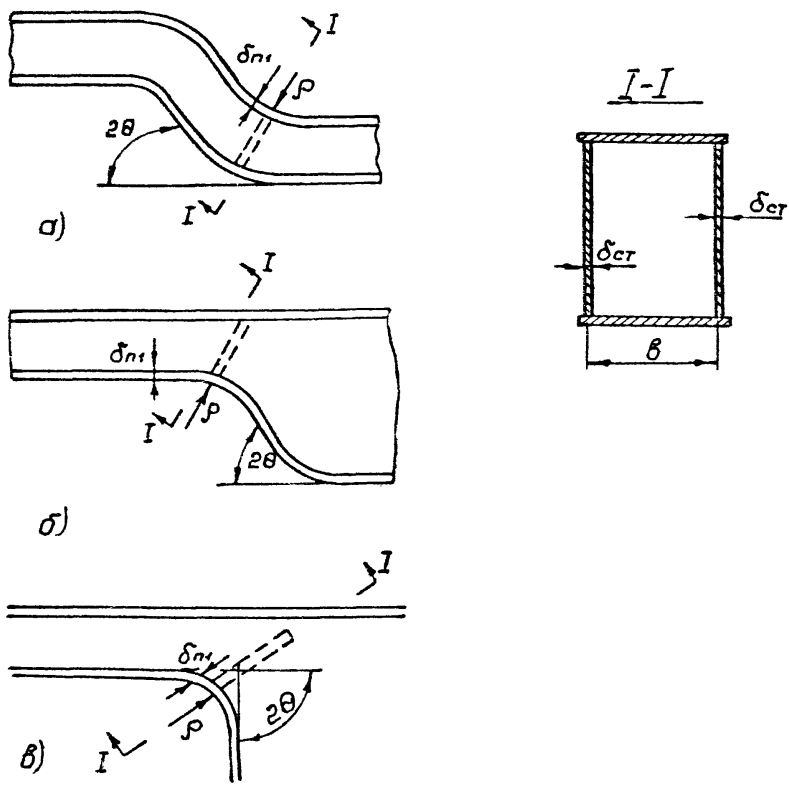
где $\sigma_m = \sigma \alpha_K$ - максимальное напряжение в поясе;

σ - нормальные напряжения в переходном сечении (сечение перехода прямолинейного участка балки в криволинейный);

α_K - коэффициент концентрации напряжений;

n_{wb} - коэффициент перехода к напряжениям сварного шва.

Для балок коробчатого сечения величина α_K определяется по таблицам 7.1 и 7.2 в зависимости от радиуса загиба ρ (черт. 7.2), толщины стенки δ_{cr} и ширины сечения "в".



Черт. 7.2. Схемы балок с криволинейными участками поясов

Коэффициент $n_{шв}$ определяется по формулам:

- для швов приварки пояса к стенке

$$n_{шв} = \frac{\delta_{n1}}{2n\rho} \cdot \frac{1}{c_ш \beta K_ш} \qquad (7.11)$$

- для швов приварки диафрагмы

$$n_{шв} = \frac{\delta_{n1}^3}{10{,}9} \cdot \frac{1}{c_ш \beta K_ш} \cdot \frac{1}{f} \qquad (7.12)$$

В (7.11)

$$n = \frac{1{,}285}{\sqrt{\rho}\,\delta_{n1}} \qquad (7.13)$$

$c_ш$ – число швов, соединяющих пояс со стенкой ($c_ш$ = 1 при односторонней, $c_ш$ = 2 при двусторонней приварке угловыми швами);

$\beta = \beta_f$ при определении τ_{fM} и $\beta = \beta_z$ при определении τ_{zM}.

Величина f в см^2 определяется по таблице 7.3 в зависимости от величины θ (2θ – угол загиба, черт. 7.2) и ρ.

Таблица 7.1

Коэффициент α_K для коробчатого сечения без диафрагм

b, см	$\delta_{ст}$, см	ρ, см					
		2	5	8	II	I4	I7
		α_K					
I0	0,4	6,0	3,40	2,64	2,30	2,08	I,94
	0,6	5,65	3,I7	2,46	2,I4	I,93	I,8I
	0,8	5,48	3,03	2,34	2,04	I,84	I,72
	I,0	5,32	2,92	2,26	I,96	I,77	I,66
	I,2	5,24	2,85	2,I9	I,90	I,72	I,6I
20	0,4		4,90	3,85	3,30	2,98	2,75
	0,6		4,45	3,49	2,99	2,7I	2,50
	0,8		4,I9	3,28	2,8I	2,53	2,34
	I,0		4,02	3,I3	2,68	2,42	2,24
	I,2		3,89	3,03	2,58	2,34	2,I6
30	0,4		6,20	4,85	4,I8	3,80	3,48
	0,6		5,5I	4,3I	3,72	3,38	3,09
	0,8		5,I3	4,00	3,44	3,I3	2,87
	I,0		4,87	3,79	3,26	2,96	2,7I
	I,2		4,69	3,63	3,I2	2,83	2,60

Продолжение таблицы 7.1.

δ, см	$\delta_{ст}$, см	ρ, см					
		2	5	8	II	I4	I7
		$\alpha_к$					
40	0,4		7,45	5,80	4,90	4,45	4,10
	0,6		6,59	5,12	4,32	3,92	3,61
	0,8		6,10	4,72	3,98	3,62	3,34
	I,0		5,79	4,47	3,76	3,42	3,15
	I,2		5,57	4,28	3,60	3,27	3,01
50	0,4			6,72	5,70	5,12	4,72
	0,6			5,86	4,97	4,46	4,12
	0,8			5,38	4,55	4,09	3,77
	I,0			5,05	4,28	3,83	3,54
	I,2			4,83	4,08	3,66	3,37
60	0,4			7,65	6,46	5,82	5,40
	0,6			6,60	5,58	5,03	4,41
	0,8			6,03	5,08	4,57	4,01
	I,0			5,65	4,75	4,28	3,75
	I,2			5,38	4,52	4,07	3,56
70	0,4			8,18	7,05	6,36	5,80
	0,6			7,06	6,07	5,48	5,00
	0,8			6,43	5,53	4,99	4,55
	I,0			6,02	5,17	4,66	4,25
	I,2			5,74	4,92	4,43	4,04

Таблица 7.2.

Коэффициент $\alpha_к$ для коробчатого сечения с диафрагмой

$2в$, см	$\delta_{ст}$, см	ρ, см					
		2	5	8	11	14	17
		$\alpha_к$					
10	0	2,61	1,90	1,66	1,55	1,47	1,41
	0	2,76	1,93	1,66	1,54	1,45	1,39
	0,8	2,86	1,95	1,66	1,53	1,44	1,37
	1,0	2,94	1,96	1,66	1,52	1,42	1,36
	1,2	3,01	1,96	1,65	1,51	1,41	1,34
20	0,4	2,50	1,93	1,73	1,62	1,54	1,48
	0,6	2,67	1,99	1,76	1,63	1,54	1,47
	0,8	2,79	2,02	1,77	1,63	1,54	1,47
	1,0	2,90	2,05	1,76	1,63	1,53	1,46
	1,2	2,99	2,07	1,78	1,63	1,52	1,44
30	0,4	2,31	1,86	1,68	1,59	1,53	1,48
	0,6	2,46	1,92	1,71	1,60	1,53	1,48
	0,8	2,57	1,95	1,72	1,61	1,53	1,47
	1,0	2,67	1,98	1,74	1,61	1,53	1,47
	1,2	2,75	2,01	1,74	1,61	1,53	1,46

Продолжение таблицы 7.2.

$2b$, см	$\delta_{ст}$, см	ρ, см					
		2	5	8	II	I4	I7
		$\alpha_к$					
40	0,4	2,33	I,90	I,72	I,63	I,56	I,53
	0,6	2,49	I,97	I,76	I,65	I,58	I,54
	0,8	2,6I	2,02	I,78	I,67	I,58	I,54
	I,0	2,72	2,05	I,80	I,68	I,58	I,54
	I,2	2,8I	2,07	I,8I	I,68	I,58	I,54
50	0,4	2,25	I,85	I,70	I,6I	I,55	I,50
	0,6	2,39	I,9I	I,74	I,63	I,56	I,5I
	0,8	2,5I	I,96	I,76	I,65	I,57	I,5I
	I,0	2,6I	2,00	I,78	I,66	I,57	I,5I
	I,2	2,70	2,03	I,80	I,67	I,58	I,5I
60	0,4	2,I5	I,80	I,66	I,58	I,54	I,50
	0,6	2,28	I,86	I,69	I,60	I,55	I,5I
	0,8	2,39	I,90	I,72	I,62	I,56	I,5I
	I,0	2,48	I,94	I,74	I,63	I,57	I,5I
	I,2	2,57	I,97	I,75	I,63	I,57	I,5I
70	0,4	2,05	I,75	I,63	I,56	I,54	I,50
	0,6	2,76	2,30	2,I2	2,0I	I,97	I,38
	0,8	2,90	2,37	2,I5	2,03	I,98	I,39
	I,0	3,02	2,42	2,I8	2,05	I,99	I,39
	I,2	3,I3	2,46	2,2I	2,06	2,00	I,40

Таблица 7.3.

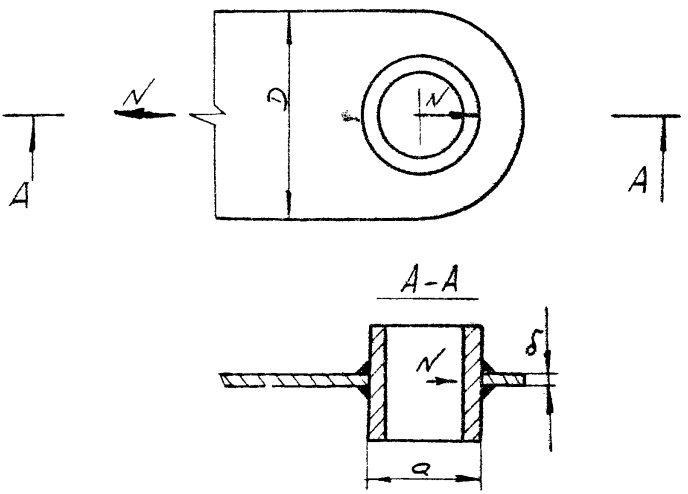
Значения коэффициента f

θ	δ, см					
	2	5	8	II	I4	I7
	f, $см^2$					
$I5^0$	0,I00	0,283	0,674	I,II	I,72	2,35
$22,5^0$	0,043	0,I52	0,348	0,652	I,04	I,43
30^0 и 45^0	0,022	0,050	0,I30	0,239	0,4I3	0,565

7.6. При расчете сварных соединений необходимо учитывать возможность разрушения по сечению, проходящему частично по сварке и частично по основному металлу. В таких случаях проверку прочности следует проводить дважды: по сечению сварных швов и по сечению минимальной площади, включающему некоторую площадь сварных швов и некоторую площадь основного металла. В последнем случае входящая в расчетное сечение площадь сварных швов берется с соответствующим коэффициентом $K_{св} = \frac{R_{св}}{R}$, где $R_{св}, R$ – расчетные сопротивления, соответственно, шва и основного металла, а площадь основного металла берется по её фактической величине. Вычисленные напряжения сравниваются с расчетными сопротивлениями для основного металла. При проверке сечения, включающего швы и основной металл, $m = 0,9$.

Пример: расчет сварных швов приварки втулки (черт. 7.3) проводится по сечению А–А (помимо расчета на срез кольцевых сварных швов). Расчетная площадь в этом случае определяется по формуле

$$F = \pi d \beta K_ш K_{св} + \delta^2 (2 - d) \qquad (7.I4)$$



Черт. 7.3. Сварные швы приварки втулки

8. РАСЧЕТ ШВОВ ПОД КРЕПЛЕНИЯМИ ПРОУШИН

8.I. Проушины приварены к стенке коробчатой конструкции (черт. 8.I, 8.2) угловыми швами.

Расчёт швов производится по формулам (7.I), (7.2), где максимальные напряжения τ_f равны

$$\tau_f = \sqrt{\tau_{fT}^2 + (\tau_{fQ} + \tau_{fM})^2} \qquad (8.I)$$

где τ_{fT}, τ_{fQ} и τ_{fM} – напряжения металла шва соответственно от усилий T, Q и M, полученных в результате приведения нагрузки в проушине P к центру тяжести швов O.

$$\tau_{fT} = \frac{T}{\beta_{f1} K_{f1} \ell_{w1} + \beta_{f2} K_{f2} \ell_{w2}} \qquad (8.2)$$

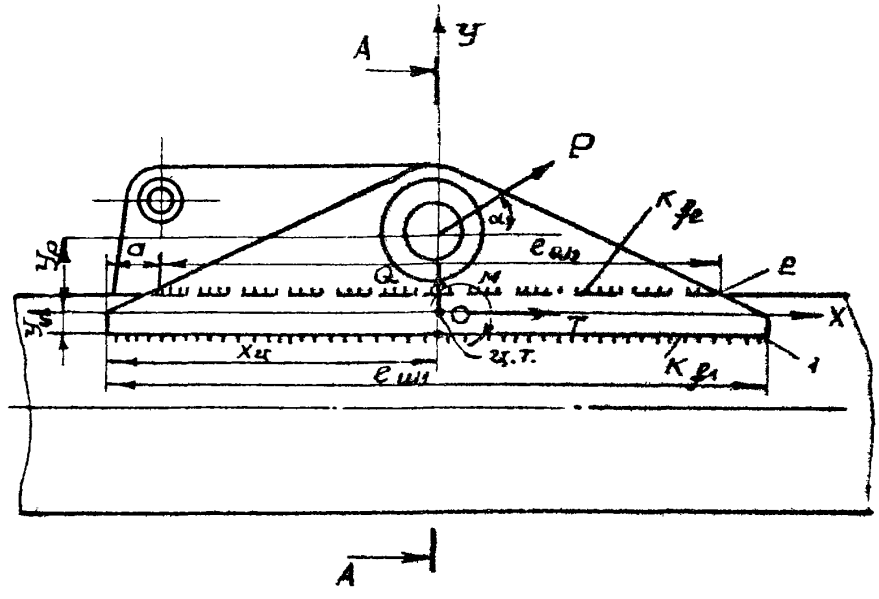
$$\tau_{fQ} = \frac{Q}{\beta_{f1} K_{f1} \ell_{w1} + \beta_{f2} K_{f2} \ell_{w2}} \qquad (8.3)$$

в шве I

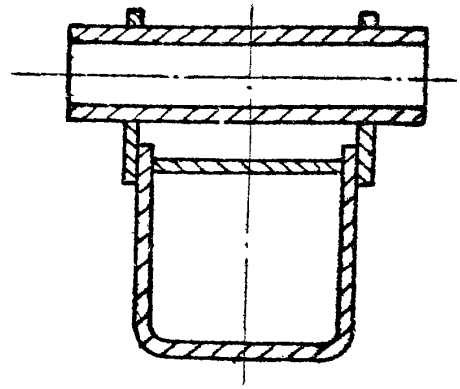
$$\tau_{fM} = \frac{M}{y_f} \cdot \frac{\ell_{w1}}{2} \qquad (8.4)$$

в шве 2

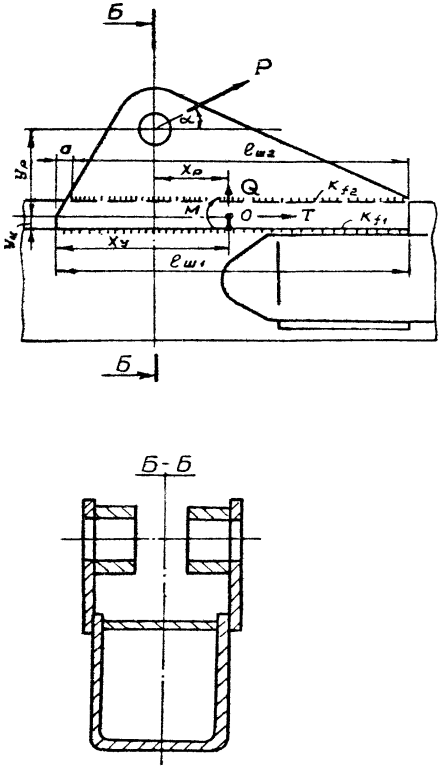
$$\tau_{fM} = \frac{M}{y_f} \cdot \frac{\ell_{w2}}{2} \qquad (8.5)$$



А-А



Черт. 8.I. Симметричная проушина.



Черт. 8.2. Несимметричная проушина

В формулах (8.4), (8.5) y_f – момент инерции швов относительно их центра тяжести, определяемый по формуле

$$y_f = \beta_{f1}\frac{K_{f1}\cdot l_{w1}^3}{12} + \beta_{f2}\frac{K_{f2}\cdot l_{w2}^3}{12} \qquad (8.6)$$

Центр тяжести швов определяется по формуле

$$x_{y.т.} = \frac{0{,}5\, l_{w1}^2 K_{f1} + K_{f2} l_{w2}(0{,}5 l_{w2} + a)}{K_{f1} l_{w1} + K_{f2} l_{w2}} \qquad (8.7)$$

В формулах (8.2)-(8.7) символами β_{f1}, β_{f2} обозначены коэффициенты β_f соответственно для швов I и 2, аналогично K_{f1}, K_{f2} – катет K_f для швов I и 2.

Напряжения τ_z определяются по формулам, полученным из (8.I)-(8.7) заменой индекса f на индекс z.

Приведение силы P к точке O осуществляется по формулам

$$\begin{aligned} T &= P\cdot\cos\alpha \\ Q &= P\cdot\sin\alpha \\ M &= P(\pm y_p\cos\alpha \pm x_p\cdot\sin\alpha) \end{aligned} \qquad (8.8)$$

Знаки в формуле для вычисления M берутся в соответствии с направлением действия моментов от составляющих силы P относительно точки „O".

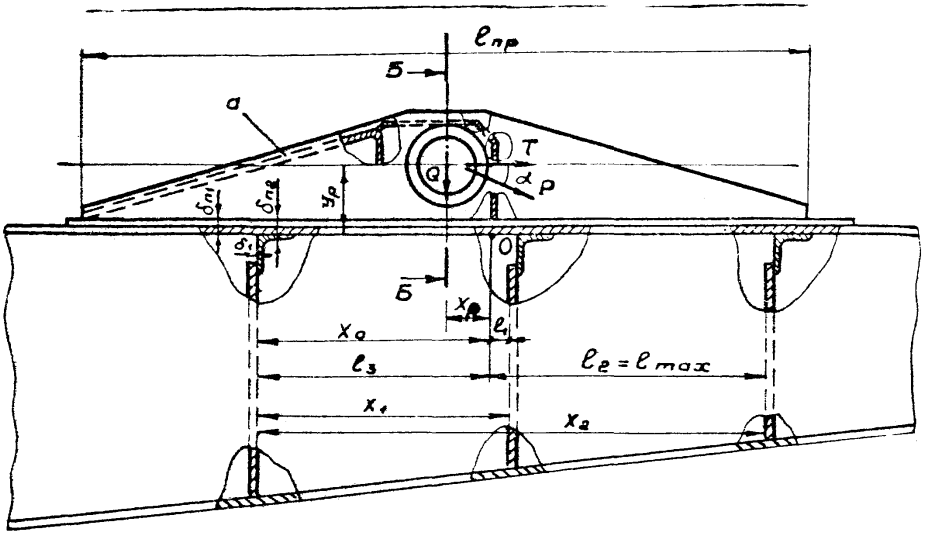
8.2. Проушина приварена к поясу коробчатой конструкции, подкрепленному несколькими ребрами (черт. 8.3, 8.4, 8.5).

8.2.I. При приварке проушины к поясу стыковыми швами расчёт производится по (7.I), и по формуле

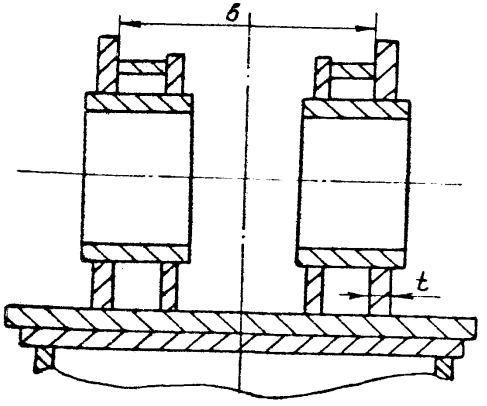
$$\tau_s \leqslant m R_{ws} \qquad (8.9)$$

При расчёте по (7.I) N определяется по формуле:

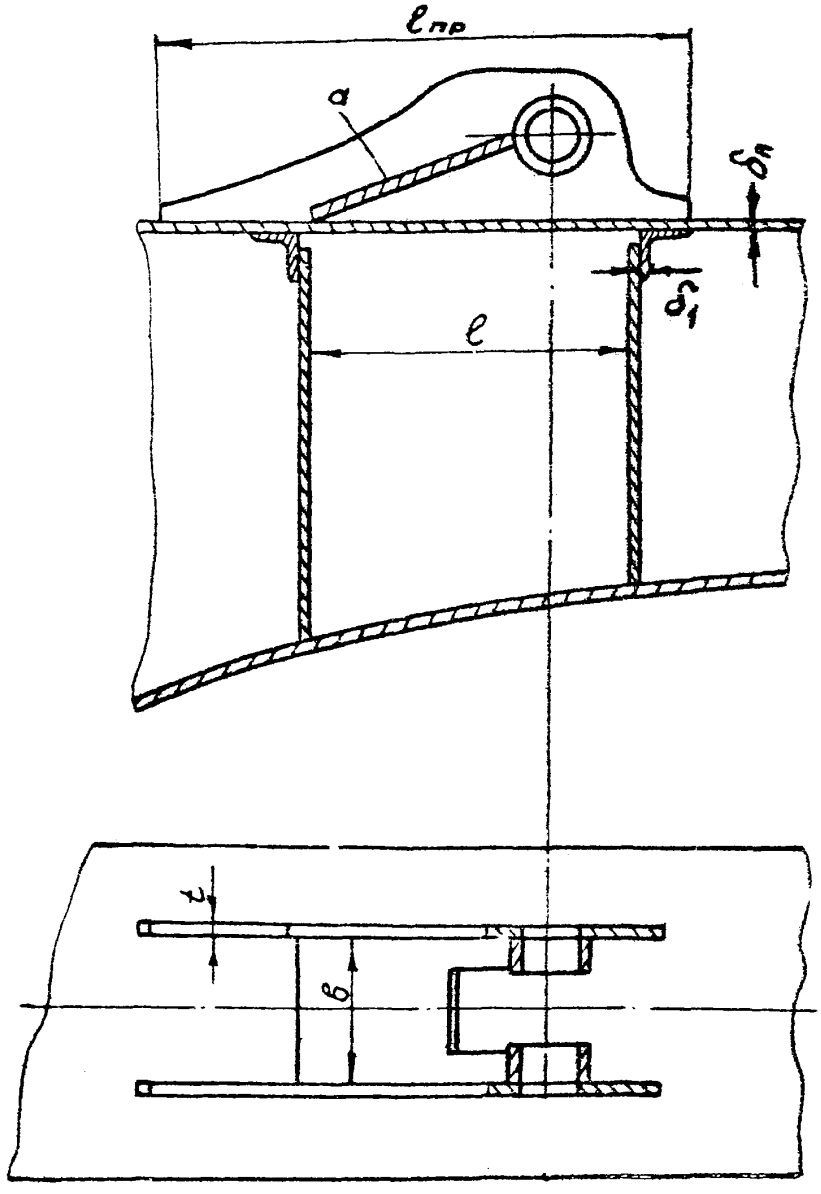
$$N = \frac{P\cdot\sin\alpha}{n} + \frac{M\cdot l_{max}}{\sum_{i=1}^{n} l_i^2}, \qquad (8.10)$$



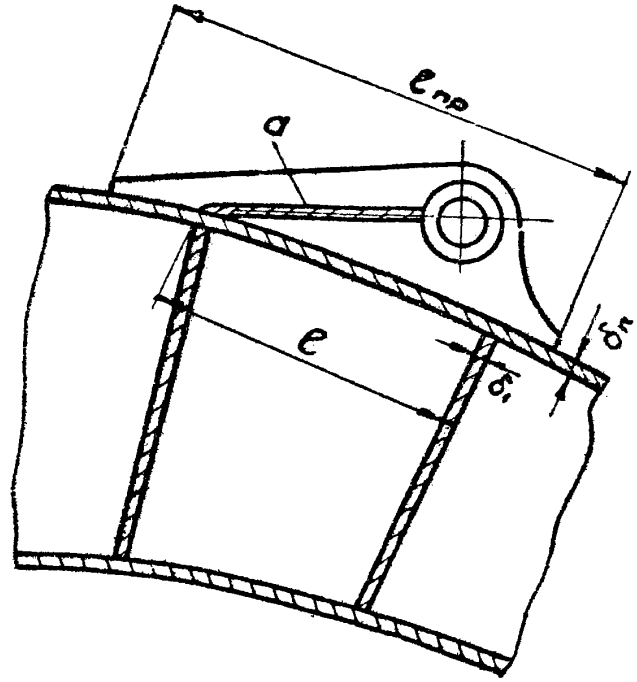
Б-Б

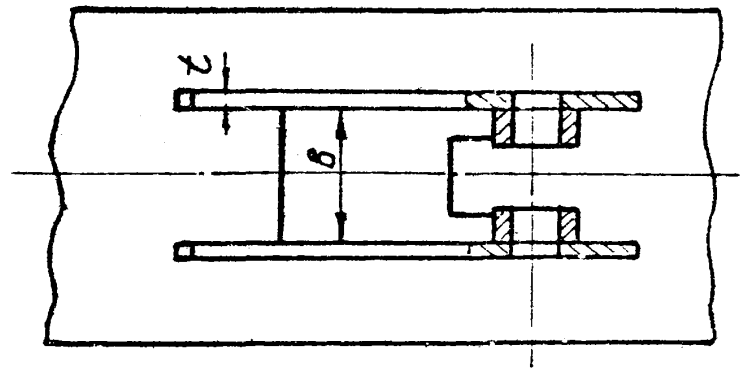


Черт. 8.3.



Черт. 8.4.





Черт. 8.5.

где n – число ребер;

ℓ_i – расстояние от центра размещения ребер до i-го ребра

ℓ_{max} – максимальное расстояние от центра размещения ребер до крайнего ребра

При двух ребрах (черт. 8.4, 8.5) формула (8.10) принимает вид

$$N = \frac{P \sin\alpha}{2} + \frac{M}{\ell}, \qquad (8.10а)$$

где ℓ – расстояние между ребрами.

Координата центра размещения ребер определяется по формуле (черт. 8.3)

$$x_0 = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} x_i}{n} \qquad (8.11)$$

Расчетные длины швов в (7.1) определяются по формулам:

– при конструкции подкрепления по черт. 8.3, 8.4

$$\ell_w = \delta_1 + \delta_{n1} + \delta_{n2} \qquad (8.12)$$

– при конструкции подкрепления по черт. 8.5

$$\ell_w = \delta_1 + 2\delta_n, \qquad (8.13)$$

где δ_1 – толщина ребра (или другого элемента, подкрепляющего пояс и расположенного перпендикулярно его плоскости);

$\delta_n, \delta_{n1}, \delta_{n2}$ – суммарные толщины элементов пояса.

В качестве толщины элемента t в (7.1) принимается толщина проушины

При расчете по (8.9) τ определяется по формуле:

$$\tau = \frac{T}{t \cdot \ell_w}, \qquad (8.14)$$

где $\ell_w = \ell_{пр.} - t$ (черт. 8.3, 8.4, 8.5) (8.14а)

При отсутствии ребра a (черт. 8.3, 8.4, 8.5) T определяется по (8.8). При наличии ребра a

$$T = P\cos\alpha \frac{l_{пр.} - t}{l_{пр.} + \frac{b}{2} - t} \qquad (8.15)$$

8.2.2. При приварке проушин угловыми швами расчет производится по формулам (7.2), (7.3), где максимальные напряжения τ_f равны

$$\tau_f = \sqrt{\tau_{fT}^2 + \tau_{fN}^2} \qquad (8.16)$$

Напряжения τ_{fT} равны

$$\tau_{fT} = \frac{T}{2\beta_f K_f l_w}, \qquad (8.17)$$

где $l_w = l_{пр.} - 1$ (l_w, $l_{пр.}$ в см), T определяется по указаниям п. 8.2.1.

Напряжения τ_{fN} равны

$$\tau_{fN} = \frac{N}{2\beta_f K_f l_w}, \qquad (8.18)$$

где N определяется по (8.10) (8.10а),
l_w - по (8.12) (8.13).

Напряжения τ_z определяются по формулам, полученным из (8.16) - (8.18) заменой индекса f на индекс z.

8.3. Проушина приварена к поясу коробчатой конструкции, подкрепленной ребрами в одной точке (черт. 8.6, 8.7).

8.3.1. При приварке проушины к поясу стыковыми швами проверка швов над ребром производится по (7.1), (8.9), а на конце, наиболее удаленном от ребра (точка „а" на черт. 8.6, 8.7) - по формулам (8.9) и

$$\sigma_s \leqslant m R_{wy} \qquad (8.19)$$

Для расчета швов сила Р по (8.8) приводится к точке „О" (черт. 8.6, 8.7, на которых величины, относящиеся к разным проушинам, условно обозначены одинаковыми символами $P, \alpha, x_p, y_p, a, b$ и др.).

Величина N при расчете швов над ребром определяется по формуле:

$$N = Q \pm \frac{3}{2} \cdot \frac{M(b^2 - a^2)}{a^3 + b^3}, \qquad (8.20)$$

где a, b – соответственно наименьшее и наибольшее расстояния от края ребра (черт. 8.6, 8.7) до точки „О".

Длина шва ℓ_w в (7.I) определяется по (8.I2), (8.I3). Если от действия момента M в шве в точке "а" возникают напряжения того же знака, что и от силы Q, в (8.20) принимается знак –, в других случаях – знак +.

При проверке швов по (8.9) τ_s определяется по (8.I4).

При проверке швов в наиболее удаленной точке проушины (точка "а" на черт. 8.6, 8.7) по (8.I9) σ_s определяется по формуле

$$\sigma_s = 4{,}2 \frac{M}{t} \cdot \frac{b}{a^3 + b^3} \qquad (8.2I)$$

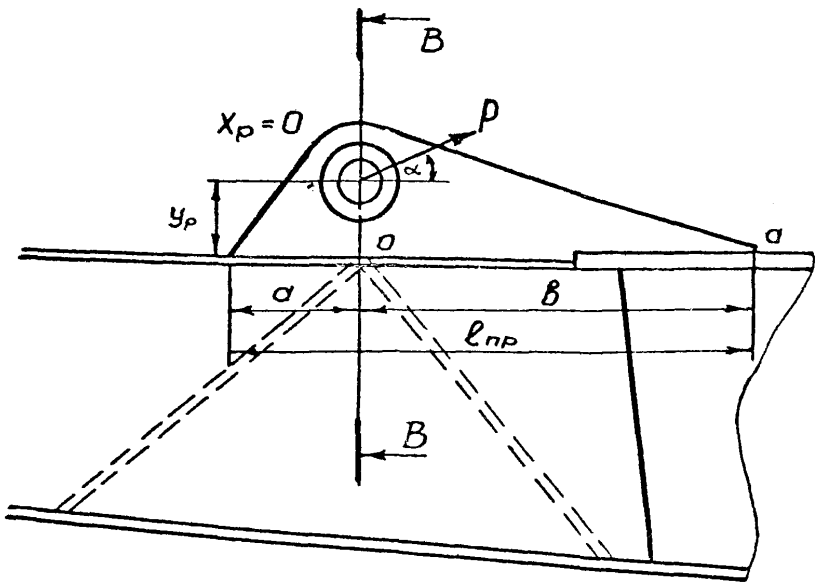
Напряжения τ_s в этой точке при проверке по (8.9) определяются по (8.I4).

8.3.2. При приварке проушины к поясу угловыми швами расчет производится по формулам (7.2), (7.3).

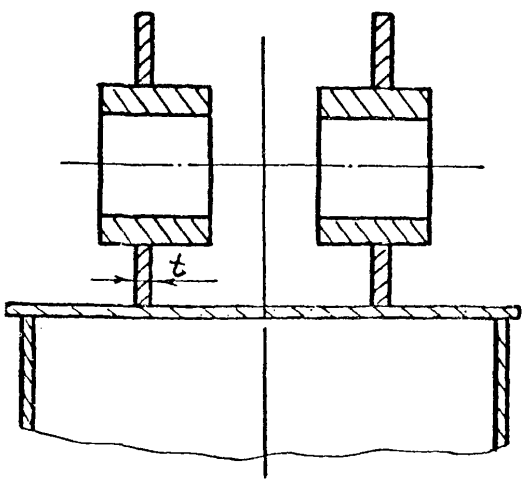
При проверке шва над ребром напряжения τ_f определяются по (8.I6) – (8.I8), где N определяется по (8.20).

При проверке шва в наиболее удаленной точке (точка "а" на черт. 8.6, 8.7) τ_f определяется по (8.I6), где τ_{fT} находится по (8.I7), а τ_{fN} – по формуле

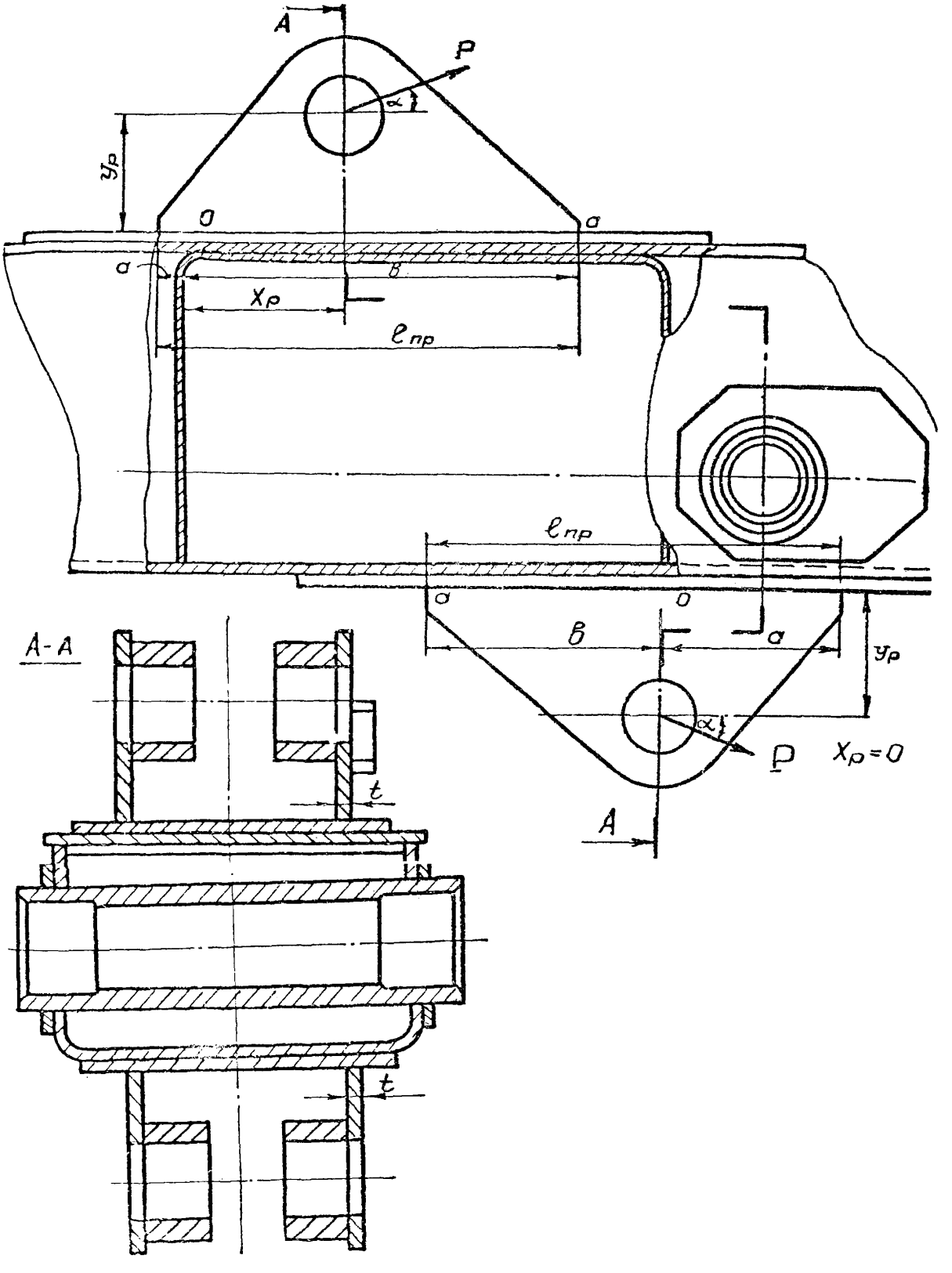
$$\tau_{fN} = 2{,}1 \frac{M}{\beta_f K_f} \cdot \frac{b}{a^3 + b^3} \qquad (8.22)$$



B-B



Черт. 8.6.



Фиг. 8.7.

Напряжения τ_z определяются по формулам, полученным из формул для определения τ_f заменой индекса f на индекс z

8.4. Проушина приварена к поясу, не подкрепленному ребрами (черт. 8.8).

8.4.I. При приварке проушины к поясу стыковыми швами проверка швов производится в крайней точке (точка „а" черт. 8.8) по формулам (8.9) и (8.I9).

Для расчета сила P приводится к середине проушины (точка „о" черт. 8.8) по (8.8).

Напряжения σ_s при проверке по (8.I9) определяются по формуле:

$$\sigma_s = \frac{1{,}4}{t \cdot l_w} \cdot \left(Q + \frac{6M}{l_{пр.}}\right), \qquad (8.23)$$

где l_w определяется по (8.I4а)
напряжения τ_s при проверке по (8.9) определяются по (8.I4).

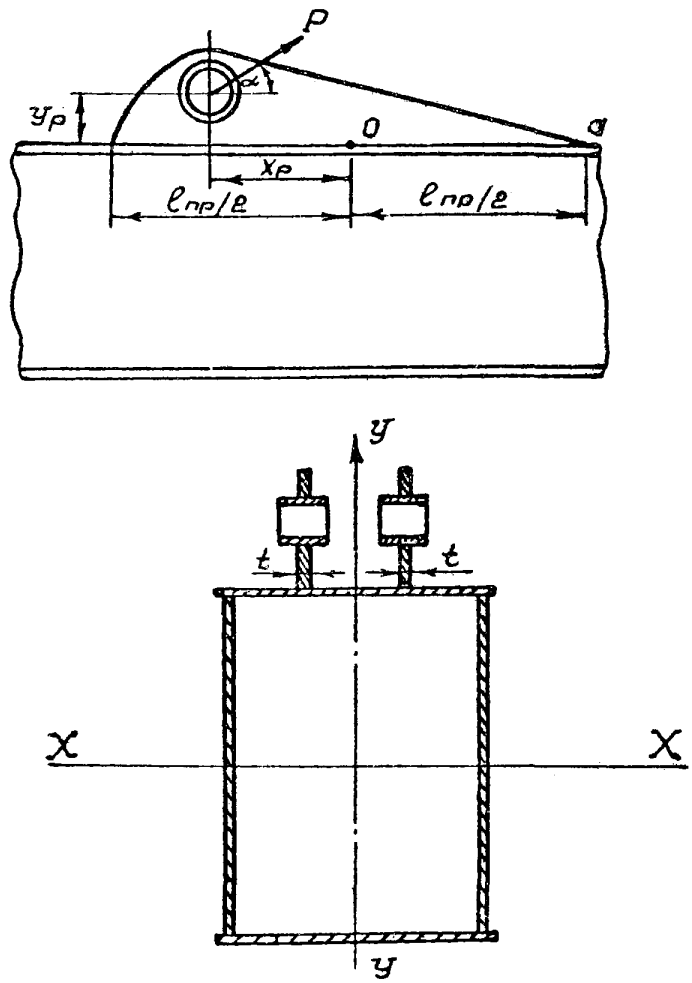
8.4.2. При приварке проушины угловыми швами их проверка производится по (7.2), (7.3). Напряжения τ_f определяются по (8.I6), где τ_{fT} находятся по (8.I7), а τ_{fN} – по формуле:

$$\tau_{fN} = \frac{0{,}7}{\beta_f \cdot K_f \cdot l_w} \cdot \left(Q + \frac{6M}{l_w}\right), \qquad (8.24)$$

где $l_w = l_{пр.} - I$ ($l_w, l_{пр.}$ в см)

Напряжения τ_z определяются по формулам, полученным из формул для определения τ_f заменой индекса f на индекс z

8.5. При расчётах по формулам раздела 8 следует применять коэффициент условий работы $m = 0{,}9$.



Черт. 8.8.

9. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЁТА

9.1. В соответствии с инструкцией к программе МЕСН подготавливаются исходные данные для расчета прочности стрелы и рукояти на ЭВМ: массы и координаты центра масс всех звеньев рабочего оборудования; координаты всех шарниров рабочего оборудования; емкость ковша и половина ширины ковша; момент механизма поворота; масса экскаватора без рабочего оборудования, координаты центра масс; координаты границ опорного контура; коэффициент сцепления с грунтом; минимальные и максимальные длины цилиндров стрелы, рукояти и ковша и число шагов разбиения хода цилиндров; максимальные активные усилия в цилиндрах стрелы, рукояти, ковша; максимальные реактивные усилия в штоковой и поршневой полостях цилиндров стрелы и рукояти; значения коэффициентов перегрузки.

9.2. По чертежам рабочего оборудования выбираются расчетные сечения на стреле и рукояти. Максимальное число сечений одновременно включаемых в расчет, – 20. Сечения следует назначать в тех местах, где передается усилие, имеются концентраторы напряжений в вилках и проушинах.

9.3. Выбранные для расчета сечения следует проверить на участие в работе всей ширины полки коробчатого сечения согласно пункту 6.5.

Кроме того, для поясов конструкции, имеющих криволинейное очертание (черт. 6.6), следует определить эффективную ширину пояса согласно пункту 6.9. Из этих двух величин в расчет принимается меньшая ширина полки и в случае необходимости расчетное сечение должно быть ослаблено отверстием в соответствии с черт. 6.4.

9.4. Геометрические характеристики сечений подсчитываются с учетом пункта 6.4 (черт. 6.3).

9.5. Результатом расчета по программе МЕСН являются максимальные значения приведенных напряжений в расчетных сечениях и максимальные значения усилий во всех шарнирах рабочего оборудования. Результаты расчета представлены в протоколе в двух таблицах.

9.5.1. Таблица "напряжения в расчетных сечениях".

№ сеч	Элемент рабочего оборудования	Длины гидроцилиндров, м			Координаты конца зуба, м		Акт. гидроцилиндр	Акт. ограничение	Сила резания			Напряжения, МПа				
		ковша	рук.	стр.	X	Y			ψ градус	α_A градус	P_0 кН	Изгиб в плоск.	Растяжение-сжатие	Изгиб из плоск.	Кручение	Приведенное напряж.
1	стр.	2,550	2,550	3,000	6,470	-0,726	рук.	проск.	89	70	281	118,55	19,92	36,49	9,04	175,65
7	рук.	2,550	2,550	2,400	3,526	-3,751	рук.	рук.	51	110	256	190,53	-4,29	45,86	52,54	293,23

Для каждого расчетного сечения в таблице представлено максимальное значение приведенного напряжения, полученное в результате выборки из всех расчетных положений рабочего оборудования. В таблице приведены также длины цилиндров ковша, рукояти, стрелы; координаты зуба ковша, относительно оси поворотной платформы и уровня стоянки; значение и направление усилия на зубьях ковша, т.е. все геометрические и силовые параметры, характеризующие положение рабочего оборудования при возникновении максимального приведенного напряжения. Кроме того, в таблице даны значения составляющих максимального приведенного напряжения: изгиб в плоскости и из плоскости рабочего оборудования, растяжение-сжатие и кручение.

9.5.2. Таблица "усилия в шарнирах".

№	Длины гидроцилиндров, м			Координата конца зуба, м		Акт. гидроцилиндр	Акт. ограничение	Сила резания			Максимальное усилие, кН	Направление относит. оси X, градус
шарн.	ковша	рук.	стр.	X	Y			ψ градус	λ_R градус	P_0 кН		
1	2,550	2,550	3,000	7,346	2,367	ковш.	стр.	79	110	149	1379,37	250
8	2,850	2,550	2,700	4,733	-1,679	рук.	рук.	56	110	305	904,22	208

В таблице для всех шарниров приведены максимальные значения и направления усилий, а также положение рабочего оборудования, значение и направление усилия на зубьях ковша, ограничения.

9.6. Для каждого расчетного сечения по таблице 6.1. определяется коэффициент условий работы

9.7. Из Приложения 1а выбирается расчетное сопротивление металла по пределу текучести и проверяется прочность каждого сечения по формуле 6.3.

9.8. Для сечений, где действуют только нормальные напряжения, параллельные оси элемента, в левую часть формулы 6.3 подставляется значение приведенного напряжения из таблицы протокола расчета.

9.9. В сечениях, проходящих через шарниры, возникают нормальные напряжения σ_y, перпендикулярные оси элемента.

В левую часть формулы 6.3. подставляются следующие значения: 1) нормальные напряжения σ_x, параллельные оси элемента, равные сумме трех напряжений из таблицы протокола-изгиба в плоскости, растяжения-сжатия и изгиба из плоскости; 2) нормальные напряжения σ_y, перпендикулярные оси элемента, которые подсчитываются по формулам 6.21, 6.22; 3) напряжения кручения из таблицы протокола расчета.

9.I0. Сварные швы металлоконструкций стрелы и рукояти проверяются в соответствии с разделом 7 по максимальным усилиям, значения которых берутся из таблицы " усилия в шарнирах" протокола расчета.

9.II. Сварные швы проушин крепления цилиндров к стреле и рукояти должны проверяться по формулам раздела 8.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Обязательное

Расчётные сопротивления проката

Напряженное состояние		Условное обозначение	Расчётные сопротивления проката
Растяжение, сжатие и изгиб	По пределу текучести	R_y	$R_y = \sigma_т / \gamma_m$
	По временному сопротивлению	R_u	$R_u = \sigma_в / \gamma_m$
Сдвиг		R_s	$R_s = 0{,}58\ \sigma_т / \gamma_m$

γ_m – коэффициент надёжности по материалу, определяемый по Приложению 2.

ПРИЛОЖЕНИЕ Iа
Обязательное

Нормативные и расчётные сопротивления проката

Марка стали	ГОСТ или ТУ	Вид проката	Толщина* проката, мм	Нормативное сопротивление**, МПа (кгс/мм^2)		Расчётное сопротивление*** МПа (кгс/см^2)	
				Предел текучести	Временное сопротивление	По пределу текучести	По временному сопротивлению
I	2	3	4	5	6	7	8
ВСт3сп5-I	ТУ-I4-I-3023-80	Лист	4-I0	245(25)	365(37)	240(2450)	355(3600)
ВСт3Гпс5-I	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-
ВСт3сп5-I	ТУ-I4-I-3023-80	-"-	II-20	235(24)	365(37)	230(2350)	355(3600)
ВСт3Гпс5-I	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-
ВСт3сп5-I	ТУ-I4-I-3023-80	Фасон	4-I0	255(26)	380(39)	250(2550)	370(3750)
ВСт3Гпс5-I	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-
ВСт3сп5-I	ТУ-I4-I-3023-80	-"-	II-20	245(25)	370(38)	240(2450)	360(3650)
ВСт3Гпс5-I	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-
ВСт3сп5-I	ТУ-I4-I-3023-80	-"-	2I-30	235(24)	365(37)	230(2350)	355(3600)
ВСт3Гпс5-I	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-
ВСт3сп5	ГОСТ 380-7I*	Лист	4-20	235(24)	370(38)	225(2300)	350(3550)
ВСт3Гпс5	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-
ВСт3сп	ГОСТ 380-7I*	Лист	2I-40	225(23)	370(38)	2I5(2200)	350(3550)
ВСт3ГПС	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-

1	2	3	4	5	6	7	8
ВСт3сп5	ГОСТ 380-71*	Фасон	4-20	245(25)	370(38)	235(2400)	350(3550)
ВСт3Гпс5	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-
ВСт3сп	ГОСТ 380-71*	-"-	21-40	225(23)	370(38)	215(2200)	350(3550)
ВСт3Гпс	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-
09Г2Сгр.I	ТУ14-1-3023-80	Лист	4-10	345(35)	490(50)	335(3400)	480(4900)
09Г2Сгр.I	ТУ14-1-3023-80	Фасон	4-10	345(35)	490(50)	335(3400)	480(4900)
09Г2Сгр.I	ТУ14-1-3023-80	Лист	11-20	325(33)	470(48)	315(3200)	460(4700)
09Г2Сгр.I	ТУ14-1-3023-80	Фасон	11-20	325(33)	470(48)	315(3200)	460(4700)
09Г2Сгр.I	ТУ14-1-3023-80	-"-	21-30	305(31)	460(47)	300(3050)	450(4600)
09Г2С	ГОСТ 19282-73	Лист	21-32	305(31)	460(47)	290(2950)	440(4500)
09Г2С	ГОСТ 19282-73	Лист	4-9	345(35)	490(50)	330(3350)	465(4750)
09Г2С	ГОСТ 19282-73	-"-	10-20	325(33)	470(48)	310(3150)	450(4600)
09Г2С	ГОСТ 1928I-73	Фасон	4-9	345(35)	490(50)	330(3350)	465(4750)
09Г2С	ГОСТ 1928I-73	-"-	10-20	325(33)	470(48)	310(3150)	450(4600)
09Г2С	ГОСТ 1928I-73	-"-	21-32	305(31)	460(47)	290(2950)	440(4500)
09Г2С	ТУ14-3-500-76	Труба	8-15	265(27)	470(48)	250(2550)	450(4600)
10Г2СI	ГОСТ 19282-73	Лист	4	355(36)	490(50)	340(3450)	465(4750)
10Г2СI	ГОСТ 1928I-73	Фасон	4	355(36)	490(50)	340(3450)	465(4750)
10Г2СI	ГОСТ 19282-73	Лист	5-9	345(35)	490(50)	330(3350)	465(4750)
10Г2СI	ГОСТ 1928I-73	Фасон	5-9	345(35)	490(50)	330(3350)	465(4750)
10Г2СI	ГОСТ 19282-73	Лист	10-20	335(34)	480(49)	320(3250)	455(4650)

1	2	3	4	5	6	7	8
10Г2С1	ГОСТ 19281-73	Фасон	10-20	335(34)	480(49)	320(3250)	455(4650)
10Г2С1	ГОСТ 19282-73	Лист	21-32	325(33)	470(48)	310(3150)	450(4600)
10Г2С1	ГОСТ 19281-73	Фасон	21-32	325(33)	470(48)	310(3150)	450(4600)
10Г2С1 термоупр.	ГОСТ 19282-73	-"-	10-40	390(40)	530(54)	355(3600)	480(4900)
10ХСНД	ГОСТ 19281-73	Фасон	4-15	390(40)	530(54)	355(3600)	480(4900)
10ХСНД	ГОСТ 19282-73	Лист	4-32	390(40)	530(54)	355(3600)	480(4900)
10ХСНД	ГОСТ 19282-73	-"-	33-40	390(40)	510(52)	355(3600)	465(4750)
15ХСНД	ГОСТ 19282-73	Лист	4-32	345(35)	490(50)	330(3350)	465(4750)
15ХСНД	ГОСТ 19281-73	Фасон	4-9	345(35)	490(50)	330(3350)	465(4750)
15ХСНД	ГОСТ 19281-73	-"-	10-32	325(33)	470(48)	310(3150)	450(4600)
14Г2АФ	ГОСТ 19282-73	Лист	4-50	390(40)	540(55)	370(3750)	515(5250)
15Г2АФДпс	ГОСТ 19282-73	-"-	4-32	390(40)	540(55)	355(3600)	490(5000)
15Г2СФ термоупрочненная	ГОСТ 19282-73	Лист	10-32	440(45)	590(60)	400(4100)	535(5450)
16Г2АФ	ТУ14-3-567-76	-"-	6-9	440(45)	590(60)	400(4100)	535(5450)
16Г2АФ	ТУ14-3-829-79	-"-	16-40	350(35,5)	410(42)	320(3250)	375(3800)
16Г2АФ	ГОСТ 19282-73	-"-	4-32	440(45)	590(60)	400(4100)	535(5450)
16Г2АФ	ГОСТ 19282-73	-"-	33-50	410(42)	570(58)	375(3800)	520(5300)
18Г2АФпс	ГОСТ 19282-73	-"-	4-32	440(45)	590(60)	400(4100)	535(5450)
14Х2ГМРБ	ТУ14-1-1156-74	Лист	10-50	585(60)	690(70)	510(5200)	600(6100)

1	2	3	4	5	6	7	8
12Х2Н2МФАЮ	ТУ14-1-1772-76	Лист	16-40	585(60)	690(70)	510(5200)	600(6100)
14Х2ГМ	ТУ14-1-2659-79	Лист	10-30	585(60)	690(70)	510(5200)	600(6100)
14ХГМНД	ТУ14-1-2659-79	Лист	3-30	690(70)	785(80)	600(6100)	680(6950)

ПРИМЕЧАНИЯ: * За толщину фасонного проката следует принимать толщину полки.

** За нормативные сопротивления приняты минимальные значения предела текучести и временного сопротивления, приводимые в государственных стандартах или технических условиях, МПа (кгс/мм^2). В тех случаях, когда эти значения в государственных стандартах или технических условиях приведены только в одной системе (кгс/мм^2), нормативные сопротивления, МПа, вычислены умножением соответствующих величин на множитель 9,80665 и округлением до 5 МПа.

*** Значения расчётных сопротивлений получены делением нормативных сопротивлений, МПа, на коэффициенты надёжности по материалу, определяемые в соответствии с таблицей 2 приложения и округлением до 5 МПа, значения расчётных сопротивлений, кгс/см^2, получены путем деления расчётных сопротивлений, МПа, на коэффициент 0,0980665.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Справочное

Коэффициенты надёжности по материалу проката и труб

Государственный стандарт или техническое условие на сталь	Коэффициент надёжности по материалу
ТУ 14-1-3023-80	1,025
ГОСТ 380-71*, ГОСТ 19281-73 и ГОСТ 19282-73 /с пределом текучести до 380 МПа (39 кгс/мм^2)/, ТУ 14-3-500-76	1,05
ГОСТ 19281-73 и ГОСТ 19282-73 /с пределом текучести свыше 380 МПа (39 кгс/мм^2)/[1], ТУ 14-3-567-76, ТУ 14-3-829-79	1,1
[1] Для стали марки 14Г2АФ	1,05

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Справочное

Материалы для сварки, соответствующие маркам стали

Марки стали	Материалы для сварки			
	под флюсом		в углекислом газе (по ГОСТ 8050-76)	покрытыми электродами
	Марки			Тип электродов (по ГОСТ 9467-75)
	Флюсов (по ГОСТ 9087-81)	Сварочной проволоки (по ГОСТ 2246-70*)		
ВСт3сп, ВСт3пс, ВСт3Гпс	АН-348-А	Св-08А, Св-08А		Э42А, Э46А
09Г2С, 10Г2С1, 15ХСНД, 10ХСНД	АН-47, АН-43, АН-348-А[1]		Св-08Г2С, Св-08Г2СЦ	Э46А, Э50А
18Г2АФпс, 16Г2АФ, 15Г2АФДпс, 14Г2АФ	АН-47, АН-17М, АН-348-А[1]	Св-08ХМ[3] Св-10НМА	Св-08Г2С, Св-08Г2СЦ, Св-08ХГСМА, Св-10ХГ2СМА	Э50А Э60

1. Применение флюса АН-348-А требует проведения дополнительного контроля механических свойств металла шва при сварке соединений элементов всех толщин для конструкций, работающих при температурах до -40°С.

2. При соответствующем технико-экономическом обосновании для сварки конструкций разрешается использовать сварочные материалы (проволоки, флюсы, защитные газы), не указанные в настоящей таблице. При этом механические свойства металла шва, выполняемого с их применением, должны быть не ниже свойств, обеспечиваемых применением материалов согласно настоящего Приложения.

3. Применять только в сочетании с флюсом АН-47.

Примечания: 1. Флюс марки АН-47 поставляется по ТУ 14-1-1353-75, марки АН-43 - по ТУ 14-1-753-73, марки АН-17М - - по 4МТУ 1-1017-70.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4
Справочное

Нормативные и расчётные сопротивления металла швов сварных соединений с угловыми швами

Сварочные материалы		R_{wu} МПа (кгс/см^2)	R_{wf} МПа (кгс/см^2)
Тип электрода по ГОСТ 9467-75	Марка проволоки		
342, 342А, 346, 346А, 350, 350А	Св-08, Св-08А, Св-08ГА, Св-10ГА, Св-08Г2С, Св-08Г2СЦ, Ш-АН8, Ш-АН3	410(4200) 450(4600) 490(5000)	I80(I850) 200(2050) 215(2200)
360	Св-08Г2С*, Св-08Г2СЦ*, Св-10НМА, Св-10Г2	590(6000)	240(2450)
370	Св-10ХГ2СМА, Св-08ХН2ГМЮ	685(7000)	280(2850)
385	—	835(8500)	340(3450)

* Только для швов с катетом $K_f \leq 8$ мм в конструкциях из стали с пределом текучести 440 МПа (4500 кгс/см^2) и более

Расчётное сопротивление металла границы сплавления определяется исходя из нормативного сопротивления основного металла по временному сопротивлению

$$R_{wz} = 0,45 R_u$$ (Приложение I)

ПРИЛОЖЕНИЕ 5
Справочное

Значения коэффициентов β_f, β_z.

Вид сварки при диаметре сварочной проволоки d, мм	Положение шва	Коэффициент	Значения коэффициентов β_f и β_z при катетах швов, мм			
			3–8	9–12	14–16	18 и более
Автоматическая при d = 3–5 мм	В лодочку	β_f		1,1		0,7
		β_z		1,15		1,0
	Нижнее	β_f	1,1	0,9		0,7
		β_z	1,15	1,05		1,0
Автоматическая и полуавтоматическая при d = 1,4–2	В лодочку	β_f	0,9	0,8		0,7
		β_z	1,05		1,0	
	Нижнее	β_f	0,9	0,8	0,7	
		β_z	1,05	1,0		
Ручная; полуавтоматическая проволокой сплошного сечения при $d < 1,4$ или порошковой проволокой	В лодочку, нижнее, горизонтальное, вертикальное, потолочное	β_f		0,7		
		β_z		1,0		

Примечание. Значения коэффициентов соответствуют нормальным режимам сварки.

ПРИЛОЖЕНИЕ 6
Справочное

I. Определение силы сопротивления копанию P_0.

На схеме экскаватора (черт. 3.3) показана общая система координат XY и локальные системы координат ξ_i, η_i, связанные с каждым элементом рабочего оборудования. K – номер звена, к которому приложено усилие копания; ξ_{KP_0}, η_{KP_0} – координаты точки приложения усилия в K -ой локальной системе координат; P_0 – неизвестное абсолютное значение усилия копания; φ – заданный угол между направлением усилия копания и осью X.

Уравнения статического равновесия рабочего оборудования, имеющего m звеньев, имеют вид:

$$\sum_{j\in y_i} \sigma_{ij} \cdot X_j = -F_{i_x}; \sum_{j\in y_i} \sigma_{ij} \cdot Y_j = -F_{iy}; (i=1,\dots,m) \quad (I)$$

$$\sum_{j\in y_i} \sigma_{ij} (a_{ij} X_j - b_{ij} Y_j) = -M,$$

где: X_j Y_j – составляющие усилия в j -м шарнире по осям общей системы координат;

y_i – совокупность номеров шарниров, принадлежащих i -му элементу;

a_{ij} и b_{ij} – плечи X_j и Y_j относительно i -го шарнира;

σ_{ij} – множитель, равный +I или –I, учитывающий тот факт, что усилие в данном шарнире входит в уравнение двух сочленяемых тел, причём с противоположными знаками.

Правые части в уравнениях (I) представляют внешние силы (вес элементов, и усилие копания) и их моменты. В матричной форме система уравнений имеет следующий вид:

$$[A]\{X\} = \{F\}, \quad (2)$$

где $\{X\}$ – вектор с компонентами $X_y, Y_y, \ldots, X_n, Y_n$ (n – число шарниров), а в векторе правых частей явным образом выделим усилие копания:

$$\{F_P\} = \{F_{1x}, F_{1y}, \ldots, F_{Kx} + P_o \cos\varphi, F_{Ky} + P_o \sin\varphi, \ldots F_{mx}, F_{my}, M_1, \ldots, M_K - \eta_K P_o \cos\varphi + \xi_K \cdot P_o \cdot \sin\varphi, \ldots, M_m \} \quad (3)$$

Усилие копания представим как сумму:

$$\{F_P\} = \{F\} + P_o \cos\varphi \{Y\} + P_o \sin\varphi \{J\} \quad (4)$$

Составляющая (2К-I) вектора $\{Y\}$ равна единице, составляющая (2 m + К) равна – η_{KP_o}, все остальные равны нулю. Аналогично составляющая 2К вектора $\{J\}$ равна I, составляющая (2m+К) равна ξ_{KP_o}, все остальные равны нулю. Таким образом система (2) приобретает вид

$$[A]\{X\} = -\{F\} - P_o \cos\varphi \{Y\} - P_o \sin\varphi \{J\} \quad (5)$$

В силу линейности системы её решение может быть представлено в виде

$$\{X\} = \{X^F\} + P_o \cos\varphi \{X^y\} + P_o \sin\varphi \{X^J\} \quad (6)$$

Здесь $\{X^F\}, \{X^y\}$ и $\{X^J\}$ – соответственно решения систем

$$[A]\{X\} = -\{F\}, \quad [A]\{X\} = -\{Y\}, \quad [A]\{X\} = -\{J\} \quad (7)$$

причём $\{X^F\}$ – вектор усилий в шарнирах от постоянно действующих нагрузок; $\{X^y\}$ и $\{X^J\}$ – соответственно реакции в шарнирах от горизонтальной и вертикальной единичных сил, приложенных к зубу ковша. Все три решения вычисляются сразу.

С учётом ограничения по усилию в рабочем цилиндре величина $P_{o(1)}$ определяется следующим образом.

Нормальное усилие в цилиндре:

$$N_i = X_i \cos\varphi + Y_i \sin\varphi, \qquad (8)$$

где i – номер начального шарнира этого цилиндра.

Максимальное по абсолютной величине значение этого усилия обозначим N_{io}.
Подставим в формулу (8) $N_i = N_{io}$ и заменим X_i и Y_i их выражениями согласно (6). Получим зависимость относительно $P_{o(I)}$

$$P_{o(I)} = \frac{N_{io} - (X_i^F \cdot \cos\varphi_i + Y_i^F \cdot \sin\varphi_i)}{(X_i^F \cdot \cos\varphi_i + Y_i^F \cdot \sin\varphi_i)\cdot\cos\varphi + (X_i^F \cdot \cos\varphi_i + Y_i^F \cdot \sin\varphi_i)\cdot\sin\varphi} \qquad (9)$$

Величина $P_{o(I)}$ представляет собой модуль усилия копания, т.е. $P_{o(I)} \geqslant 0$. Если результат вычисления по формуле (9) не удовлетворяет этому условию, то копание с положительным усилием в этом направлении невозможно.

2. Определение силы сопротивления копанию $P_{o(4)}$ с учётом ограничения по устойчивости.

Потеря устойчивости при копании состоит в "вывешивании" одной из крайних точек А или В опорного контура (черт. 3.3). При вывешивании точки В уравновешиваются момент M_{GA} веса машины относительно опоры А и момент M_{PA}, создаваемый усилием копания.

При этом

$$M_{GA} = [G(X'_A - X'_G) + \sum_{i=1}^{m} G_i (X'_A - X'_o - X'_i - \xi_{iCG}\cdot\cos\varphi_i + \eta_{iCG}\cdot\sin\varphi_i)]\cos\alpha$$

$$-[G\cdot y'_G + \sum_{i=1}^{m} G_i (y'_o + y_i + \xi_{iCG}\sin\varphi_i + \eta_{iCG}\cos\varphi_i)]\sin\alpha \qquad (10)$$

$$M_{PA} = -P_o\cos\varphi(y'_{P_o} + y'_o) + P_o\cdot\sin\varphi(X'_{P_o} - X'_A + X_o) \qquad (11)$$

Здесь и далее штрихом обозначены координаты, отнесенные к осям, связанным с машиной (черт. 3.3): ось y' совпадает, например, с осью поворотной платформы, ось x' проведена на уровне стоянки;

X'_G, Y'_G, X'_A , X'_B – координаты центра тяжести экскаватора и точек A, B; X'_0, Y'_0 – координаты пяты стрелы, X'_{po}, Y'_{po} – координаты точки приложения силы копания (т.е. координаты острия зуба), вычисляемые одновременно с вычислением положения механизма; ξ_{icG}, η_{icG}, G_i – локальные координаты центра масси i-го звена рабочего оборудования и его масса; G – масса экскаватора без рабочего оборудования.

φ_i – угол между осью ξ i-го звена рабочего оборудования и осью X , проведенной через начало локальных координат этого звена;

φ – угол между усилием P_0 и осью X , проведенной через зуб ковша (черт 3.3).

α – угол продольного уклона поверхности стоянки экскаватора.

$$P_{o(4)} = \frac{M_{GA}}{(y'_{po}+y'_o)\cos\varphi - (x'_{po}-x'_A+x'_o)\sin\varphi} \qquad (12)$$

При вывешивании опоры A уравновешиваются моменты

$$M_{GB}=[G(x'_B-x'_G)+\sum_{i=1}^{m} G_i(x'_B-x'_o-x'_i-\xi_{icG}\cos\varphi_i+\eta_{icG}\sin\varphi_i)]\cos\alpha-$$

$$-[G\cdot y'_G+\sum_{i=1}^{m} G_i(y'_o+y_i+\xi_{icG}\sin\varphi_i+\eta_{icG}\cos\varphi_i)]\sin\alpha \qquad (13)$$

$$M_{PB}=-P_o\cos\varphi(y'_{po}+y_o)+P_o\sin\varphi(x'_{po}-x'_B+x'_o) \qquad (14)$$

откуда

$$P_{o(4)} = \frac{M_{GB}}{(y'_{po}+y'_o)\cos\varphi-(x'_{po}-x'_B+x'_o)\sin\varphi} \qquad (15)$$

Если какое-либо из значений $P_{o(4)}$ оказывается отрицательным, то оно исключается из рассмотрения. В расчет принимается наименьшее по абсолютной величине положительное значение $P_{o(4)}$.

3. Определение усилий и моментов в сечениях рабочего оборудования.

Положение сечения, для которого вычисляется напряжение, задаётся номером K тела, координатами ξ_{st}, η_{st} центра инерции сечения в локальной системе координат, связанной с телом, и углом φ_{st} между осью ξ и нормалью к плоскости сечения (черт. П6.I). Вычисления ведутся по следующим формулам.

Нормальное усилие в сечении

$$N_{st} = \sum_{j \in \gamma_k}{}' \sigma_{kj} [X_j \cos(\varphi_k + \varphi_{st}) - Y_j \sin(\varphi_k + \varphi_{st})] \qquad (I6)$$

Изгибающий момент в плоскости схемы

$$M_{st_1} = \sum_{j \in \gamma_k}{}' \sigma_{kj} \{[X_j(\xi_{st} - \xi_{kj}) - Y_j(\eta_{st} - \eta_{kj})] \sin\varphi_k + [X_j(\eta_{st} - \eta_{kj}) - Y_j(\xi_{st} - \xi_{kj})] \cos\varphi_k\} \qquad (I7)$$

Изгибающий момент в плоскости, перпендикулярной к плоскости схемы

$$M_{st_2} = \frac{bP_0}{2} [\cos(\varphi_k + \varphi_{st} - \varphi)] \qquad (I8)$$

Крутящий момент

$$M_{st_3} = \frac{bP_0}{2} [\sin(\varphi_k + \varphi_{st} - \varphi)], \qquad (I9)$$

где φ_k – угол между осью ξ_k и осью X;

ξ_{kj}, η_{kj} – координаты j-го шарнира в локальной системе координат k-го звена.

Штрих γ знака суммы показывает, что суммирование производится только по шарнирам, лежащим слева от сечения, т.е. по тем шарнирам, для которых

$$(\xi_{kj} - \xi_{st})\cos\varphi_{st} + (\eta_{kj} - \eta_{st})\sin\varphi_{st} < 0 \qquad (20)$$

Вычисляются также напряжения от изгиба и кручения, вызванные усилием, приложенным к зубу ковша перпендикулярно к плоскости рабочего оборудования. Это усилие P_δ определяется моментом привода поворота $M_{пов.\,max}$

$$P_\delta = \frac{M_{пов.\,max}}{|X_{po} + X_o'|} \qquad (21)$$

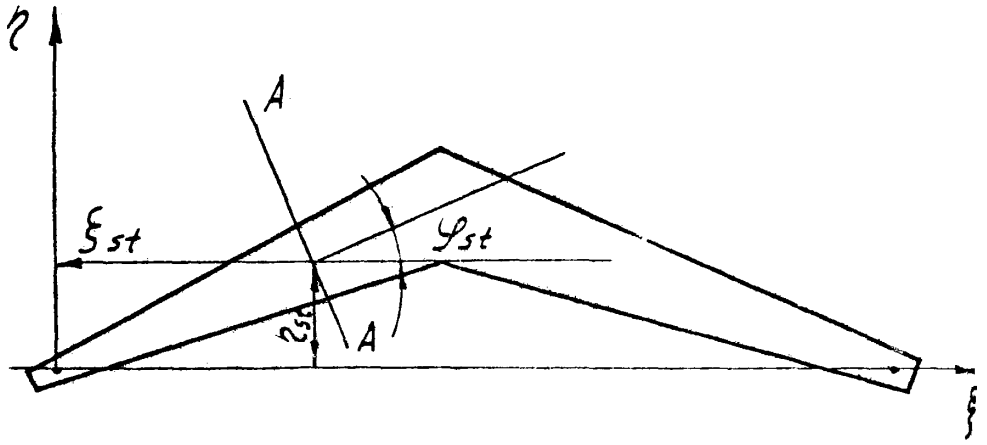
Изгибающий момент в плоскости, перпендикулярной к плоскости схемы

$$M'_{st_2} = P_\delta |(X_{po} - X_{st}) \cdot \cos(\varphi_к - \varphi_{st}) + (y_{po} - y_{st}) \cdot \sin(\varphi_к + \varphi_{st})| \qquad (22)$$

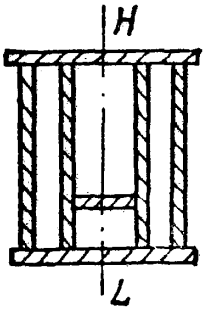
Крутящий момент

$$M'_{st_3} = P_\delta |(X_{po} - X_{st}) \cdot \sin(\varphi_к + \varphi_{st}) - (y_{po} - y_{st}) \cdot \cos(\varphi_к + \varphi_{st})| \qquad (23)$$

Здесь X_{st} и y_{st} – координаты центра инерции сечения в общей системе координат.



A-A



Черт. П.6.1.

ПРИЛОЖЕНИЕ 7
Справочное

Определение центра изгиба двойного коробчатого сечения

Для сечения, выполненного из двух элементов коробчатого сечения, соединенных одним плоским листом (черт. 6.2.6) центром приведения для боковой силы является центр изгиба. Обозначим центр изгиба точкой О, он расположен "выше" горизонтального листа. Обозначим расстояние от точки О до горизонтального листа – e. Обозначим касательные напряжения в местах сечения с толщиной $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ соответственно $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4$, результирующие силы от касательных напряжений соответственно N_1, N_2, N_3, N_4. Через Q обозначим силу, параллельную оси X и приложенную в точке О (центре изгиба).

$$\tau_2 \cong \tau_3 \cong \frac{\left[\frac{\delta_4 c(b-c)}{2} + \delta_2 \cdot \frac{b}{2} \cdot y + \delta_3\left(\frac{b}{2}-c\right)y\right]Q}{J_y\,(\delta_2+\delta_3)} \qquad (1)$$

$$N_2 = \delta_2 \int_0^h \tau_2\, dy \quad ; \quad N_3 = \delta_3 \int_0^h \tau_3\, dy \qquad (2)$$

$$\int_0^h \tau_2 dy = \int_0^h \tau_3\, dy = \frac{\left[\delta_4 c(b-c)h + 0{,}5(\delta_2 \cdot b + \delta_3 \cdot b - 2\delta_3 \cdot c)h^2\right]Q}{2J_y\,(\delta_2+\delta_3)} \qquad (3)$$

Очевидно, что $N_1 = \delta_1 \int_0^b \tau_1\, dx = Q$ (4)

$\sum M_o(N_i) = 0$, отсюда $N_2 \cdot b + N_3(b-2c) = N_1 \cdot e = Q \cdot e$ (5)

$$e = (\delta_2 \cdot b + \delta_3 b - 2\delta_3 c)\left[\frac{\delta_4 \cdot c(b-c)h + 0{,}5(\delta_2 \cdot b + \delta_3 \cdot b - 2\delta_3 \cdot c)\cdot h^2}{2J_y\,(\delta_2+\delta_3)}\right]. \qquad (6)$$

Вводим обозначение $b - 2c = a$ (таким образом a – это расстояние между внутренними стенками двух коробчатых сечений)

$$e = \frac{(\delta_2^2 \cdot b + \delta_3^2 \cdot a)[\delta_4^2 (b^2 - a^2) \cdot h + 2(\delta_2^2 b + \delta_3^2 \cdot a) h^2]}{8 J_y (\delta_2^3 + \delta_3^3)} = \tag{7}$$

$$= \frac{\delta_4^2 (b^2 - a^2)(\delta_2^2 b + \delta_3^2 a) h + 2(\delta_2^2 b + \delta_3^2 a)^2 h^2}{8 J_y (\delta_2^3 + \delta_3^3)}$$

Для сечения по черт. 6.2а применять ту же формулу, но в ней вместо δ_4^2 подставлять $\delta_4^2 + \delta_5^2$.

МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬНОГО, ДОРОЖНОГО И КОММУНАЛЬНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР

Приложение 8
ОБЯЗАТЕЛЬНОЕ

НПО ВНИИСТРОЙДОРМАШ

УТВЕРЖДЕН
589.0241158.20100-04 31 01-ЛУ

СИСТЕМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЯ

СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

САПР - КОНСТРУКЦИЯ

ПОДСИСТЕМА «МЕХАНИЗМ»

ПРОГРАММА РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ НА ПРОЧНОСТЬ

МЕСН1

ОПИСАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ

589.0241158.20100-04 31 01

ЛИСТОВ 35

МОСКВА 1987 Г.

А Н Н О Т А Ц И Я

ОПИСЫВАЕТСЯ ПРОГРАММА МЕСН1, ПРЕДНАЗНАЧЕННАЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО И СТАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ - ПРЯМОЙ И ОБРАТНОЙ ЛОПАТЫ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО И ГРЕЙФЕРНОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ.

ПРИВОДЯТСЯ СВЕДЕНИЯ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ И ВХОДНЫХ ДАННЫХ, ОПИСЫВАЕТСЯ ОРГАНИЗАЦИЯ ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ ДАННЫХ. ДАТА ВЫДАЧИ НАСТОЯЩЕЙ ВЕРСИИ ДОКУМЕНТА - 22.VII-87 Г.

С О Д Е Р Ж А Н И Е

1. НАЗНАЧЕНИЕ ПРОГРАММЫ 84
2. УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ 85
3. ОПИСАНИЕ ЗАДАЧИ 85
4. ВХОДНЫЕ И ВЫХОДНЫЕ ДАННЫЕ 100
4.1. ОПИСАНИЕ ВХОДНЫХ ДАННЫХ 100
4.2. ВЫХОДНЫЕ ДАННЫЕ 100
5. ИНСТРУКЦИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ. 102
5.1. ЗАПУСК ПРОГРАММЫ В ОС. 102
5.2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ В СВМ. 102
5.3. СООБЩЕНИЯ ОБ ОШИБКАХ 105
6. СОСТАВ И СТРУКТУРА ПРОГРАММЫ. 106
6.1. СОСТАВ ПОСТАВКИ ПРОГРАММЫ МЕСН1 108

1. НАЗНАЧЕНИЕ ПРОГРАММЫ

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ И СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ - ПРЯМОЙ И ОБРАТНОЙ ЛОПАТЫ, ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО И ГРЕЙФЕРНОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ. МЕХАНИЗМ РАССМАТРИВАЕТСЯ КАК ПЛОСКИЙ И СОСТОЯЩИЙ ИЗ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ ЗВЕНЬЕВ. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТСЯ ДЛЯ ВСЕВОЗМОЖНЫХ ЗАДАННЫХ СОЧЕТАНИЙ ДЛИН ГИДРОЦИЛИНДРОВ. ВЫЧИСЛЯЮТСЯ МАКСИМАЛЬНОЕ РЕАЛИЗУЕМОЕ УСИЛИЕ КОПАНИЯ, РЕАКЦИИ В ШАРНИРАХ И НАПРЯЖЕНИЯ В РАСЧЕТНЫХ СЕЧЕНИЯХ.

ОГРАНИЧЕНИЯ:

МАКСИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА	20
МАКСИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО ИЗМЕНЯЕМЫХ ЗВЕНЬЕВ (ГИДРОЦИЛИНДРОВ)	3
МАКСИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО РАСЧЕТНЫХ СЕЧЕНИЙ	20

2. УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ

ПРОГРАММА НАПИСАНА НА ЯЗЫКЕ ФОРТРАН И ПРЕДНАЗНАЧЕНА ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ЭВМ ЕС. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПРОГРАММЫ ВОЗМОЖНА ПОД УПРАВЛЕНИЕМ ОС ЕС (НАЧИНАЯ С ВЕРСИИ 4.1 И ВЫШЕ) ИЛИ ПОД УПРАВЛЕНИЕМ ПОДСИСТЕМЫ ДИАЛОГОВОЙ ОБРАБОТКИ (ПДО) СИСТЕМЫ ВИРТУАЛЬНЫХ МАШИН (СВМ).

В НАСТОЯЩЕЙ РЕДАКЦИИ СИСТЕМНЫЕ ПРОГРАММНЫЕ СРЕДСТВА ПДО НЕ ИСПОЛЬЗУЮТСЯ, И ДЛЯ ЕЕ ПЕРЕВОДА В ДРУГУЮ СРЕДУ ДОСТАТОЧНО ПЕРЕТРАНСЛЯЦИИ.

3. ОПИСАНИЕ ЗАДАЧИ

МЕХАНИЗМ РАССМАТРИВАЕТСЯ КАК ПЛОСКАЯ КОНСТРУКЦИЯ ИЗ 'M' НЕДЕФОРМИРУЕМЫХ ТЕЛ (ЗВЕНЬЕВ), СОЧЛЕНЕННЫХ 'N' ВРАЩАТЕЛЬНЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ (ШАРНИРАМИ), ПРИЧЕМ '3M=2N'. НЕКОТОРЫЕ ИЗ ЗВЕНЬЕВ (ГИДРОЦИЛИНДРЫ) ИМЕЮТ ИЗМЕНЯЕМУЮ ДЛИНУ. ЕСЛИ ДЛИНЫ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ЗАДАНЫ, ТО МЕХАНИЗМ ИМЕЕТ ОДНОЗНАЧНО ОПРЕДЕЛЯЕМУЮ КОНФИГУРАЦИЮ И ПРЕДСТАВЛЯЕТ СОБОЙ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМУЮ КОНСТРУКЦИЮ.

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА СВОДИТСЯ К АВТОМАТИЧЕСКОМУ ПЕРЕБОРУ ВСЕВОЗМОЖНЫХ СОЧЕТАНИЙ ДЛИН ГИДРОЦИЛИНДРОВ ИЗ РАБОЧИХ ДИАПАЗОНОВ, ПРОХОДИМЫХ С ЗАДАННЫМ ШАГОМ, И ВЫЧИСЛЕНИЮ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА ПРИ КАЖДОМ СОЧЕТАНИИ. ДЛЯ ВЫЧИСЛЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМ «РАЗМЫКАЕТСЯ» В ШАРНИРАХ С НОМЕРАМИ ОТ 'M+1' ДО 'N', ЧТО ПРЕВРАЩАЕТ ЕГО В СТРУКТУРУ ТИПА ДЕРЕВА. ДАЛЕЕ

формируется функция, выражающая зависимость суммы квадратов расстояний между разомкнутыми точками от углового положения звеньев. Минимизация этой функции, т.е. сведение к нулю расстояний между разомкнутыми шарнирами, определяет положение механизма при заданных длинах гидроцилиндров. Для каждого вычисленного положения проводится статический расчет на единичные нагрузки, приложенные к концу зуба, и на нагрузки от собственного веса. На основании результатов этого расчета определяется максимальное усилие копания, которое может быть реализовано в заданном направлении исходя из заданного максимального давления в гидросистеме, настройки предохранительных клапанов, устойчивости экскаватора при копании. Рассматривается несколько возможных направлений усилия копания, которые отсчитываются от направления радиуса копания, т.е. прямой, проведенной из конца режущей кромки в шарнир ковша (при копании ковшом) или шарнир рукояти (при копании рукоятью). По наименьшему усилию копания вычисляются реакции в шарнирах механизма и далее - напряжения в расчетных сечениях. Подробное описание алгоритма см. в работе [1].

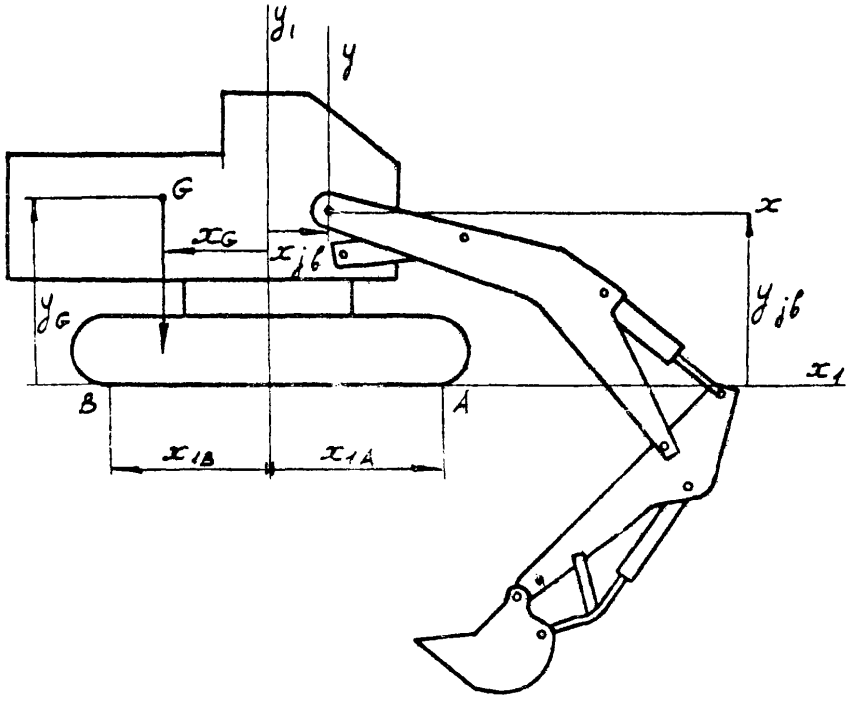
Подготовка исходных данных для расчета выполняется следующим образом:

- на чертеже механизма в произвольной последовательности числами от 1 до 'N' нумеруются его звенья (черт.п8,1)

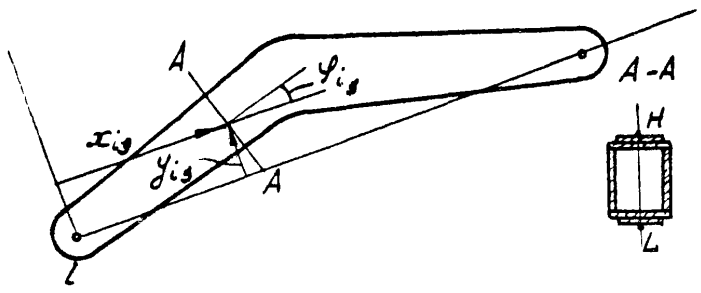
- на каждом звене выбирается шарнир, именуемый начальным. Ему присваивается номер, совпадающий с номером звена. В качестве начального шарнира звена, примыкающего к неподвижному основанию, выбирается опорный шарнир. Для ковша начальным является шарнир его крепления к рукояти, для рукояти -

Черт. П8.1. Расчетная схема рабочего оборудования

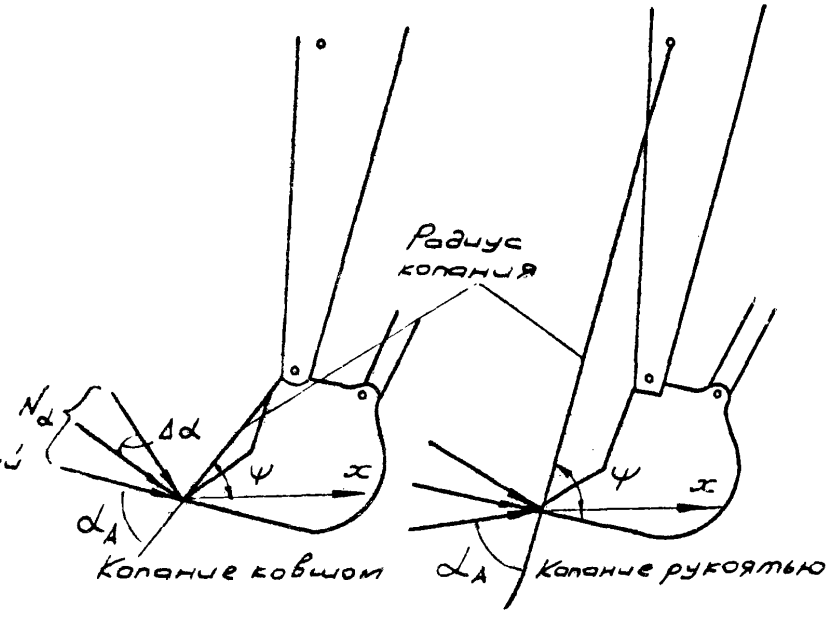
РД22-158-86 стр.97



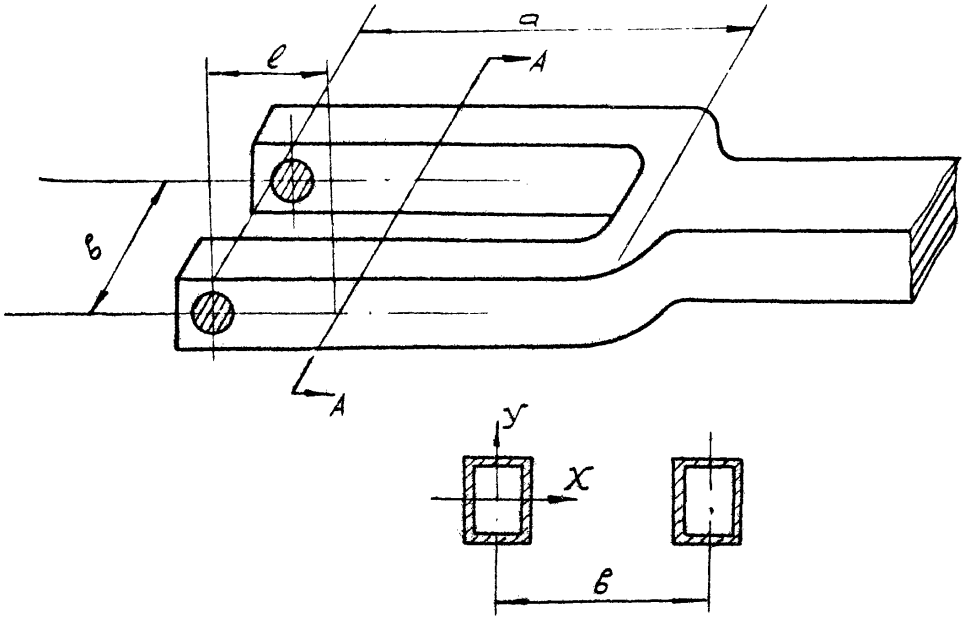
Черт. П.8.2. Координаты опорных точек и центра масс машины



Черт. П.8.3 Координаты сечения



Черт. П.8.4. Задание направлений усилия копания



Черт ПВ.3а. Вилка на конце элемента

Черт. П 8.5. Расчетная схема рабочего оборудования с телескопической стрелой

шарнир крепления рукояти к стреле. При расчете телескопического рабочего оборудования наружная и внутренняя стрелы рассматриваются как единое звено.

- прочие шарниры нумеруются произвольным образом от 'M + 1' до 'N'

- число звеньев 'M' и число шарниров 'N' должны удовлетворять условию '3M = 2N'. При этом необходимо иметь в виду, что конструктивно шарниры могут быть совмещены. В этом случае каждому из совмещенных шарниров присваивается отдельный номер.

- вводится общая декартова правая система координат 'X' 'Y' начало которой рекомендуется выбирать в шарнире пяты стрелы.

- для каждого звена вводится собственная декартова правая система координат 'XL' 'YL'. Начало локальной системы желательно (но не обязательно) выбирать в начальном шарнире. Определяются (по чертежу или расчетом) координаты всех шарниров, лежащих на звене, и координаты центра масс звена.

- по схеме рабочего оборудования, изображенной в масштабе в том положении, с которого начинается расчет, определяются углы 'FI' между осями 'XL' местных систем координат звеньев и осью 'X'. Углы отсчитываются от оси 'X' против часовой стрелки.

- вводится система координат 'X1 Y1' . Ось 'X1' проходит горизонтально на уровне стоянки, ось 'Y1' совпадает с

осью поворотной платформы (черт.п8.2). Принимается, что продольный уклон поверхности стоянки составляет 5 градусов.

- Выбираются расчетные сечения звеньев и задаются их характеристики, положение сечения в звене задается координатами 'xs , ys' центра сечения и углом 'fs' между нормалью к сечению и осью 'xl' (черт. п8.3) для каждого сечения должны быть заданы: площадь 'f', моменты сопротивления изгибу в плоскости схемы 'wn' и 'w' для крайних верхней и нижней точек сечения, момент сопротивления изгибу из плоскости 'wz' и момент сопротивления кручению 'wt'.

Если концевой участок звена выполнен в виде "вилки" (черт. п8.3а) то расчет напряжения может быть проведен в предположении, что этот участок работает не как сплошной, а как состоящий из двух параллельных балок. В этом случае должны быть заданы моменты сопротивления 'wy' и 'wy' ,а также ширина вилки 'b'.

МЕСН1 РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

ТАБЛ. 1

НАИМЕНОВАНИЕ МАШИНЫ

Ф.И.О. РАСЧЕТЧИКА

K1 =
- 00 - ПРЯМАЯ ЛОПАТА
- 01 - ОБРАТНАЯ ЛОПАТА
- 02 - ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
- 03 - ГРЕЙФЕР

K2 =
- 00 - ПОЛНЫЙ ПРОТОКОЛ
- 01 - СОКРАЩЕННЫЙ ПРОТОКОЛ

K1	K2

NB - ЧИСЛО ЗВЕНЬЕВ
JNT - ЧИСЛО ШАРНИРОВ
NGR - ЧИСЛО ОПОРНЫХ ШАРНИРОВ
JL - МАКСИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО ШАРНИРОВ НА ЗВЕНЕ

NB	JNT	NGR	JL

ОПОРНЫЕ ШАРНИРЫ

NG - НОМЕР ШАРНИРА
X,Y - КООРДИНАТЫ В ОБЩЕЙ СИСТЕМЕ ОТСЧЕТА, М

NG	X	Y

ОПИСАНИЕ ЗВЕНА

ЧИСЛО ШАРНИРОВ НА ЗВЕНЕ

NJ	XL	YL

NJ - НОМЕР ШАРНИРА

XL,YL - КООРДИНАТЫ ШАРНИРА В МЕСТНОЙ СИСТЕМЕ ОТСЧЕТА, М

XCG,YCG - КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА В МЕСТНОЙ СИСТЕМЕ ОТСЧЕТА, М

P - МАССА ЗВЕНА, КГ

XCG	YCG	P

ПРИМЕЧАНИЕ. ТАБЛ.2 ЗАПОЛНЯЕТСЯ ДЛЯ КАЖДОГО ЗВЕНА.

МЕСН1 РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

ТАБЛ. 3

НАЧАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ УГЛОВ МЕЖДУ МЕСТНЫМИ ОСЯМИ XL ЗВЕНЬЕВ И ОСЬЮ X ОБЩЕЙ СИСТЕМЫ ОТСЧЕТА

ОПИСАНИЕ ЦИЛИНДРОВ

NN - НОМЕР ЗВЕНА, СООТВЕТСТВУЮЩЕГО ЦИЛИНДРУ

AMX - КОНЕЧНАЯ ДЛИНА ЦИЛИНДРА, М

AMN - НАЧАЛЬНАЯ ДЛИНА ЦИЛИНДРА, М

IT - ЧИСЛО ШАГОВ РАЗБИЕНИЯ ИНТЕРВАЛА ДЛИН

FK - РАБОЧЕЕ УСИЛИЕ ГИДРОЦИЛИНДРА, КН

FKP - МАКСИМАЛЬНОЕ РЕАКТИВНОЕ УСИЛИЕ В ПОРШНЕВОЙ ПОЛОСТИ, КН

FKN - МАКСИМАЛЬНОЕ РЕАКТИВНОЕ УСИЛИЕ В ШТОКОВОЙ ПОЛОСТИ, КН

ЦИЛИНДР ПОВОРОТА КОВША

NN	AMX	AMN	IT

FK	FKP	FKN

ЦИЛИНДР ПОВОРОТА РУКОЯТИ

NN	AMX	AMN	IT

FK	FKP	FKN

ЦИЛИНДР ПОДЪЕМА-ОПУСКАНИЯ СТРЕЛЫ

NN	AMX	AMN	IT

FK	FKP	FKN

ПРИМЕЧАНИЕ. ПРИ РАСЧЕТЕ ГРЕЙФЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ВВОДЯТСЯ ОПИСАНИЯ ЦИЛИНДРОВ СКЛАДЫВАНИЯ СТРЕЛЫ, ПОВОРОТА РУКОЯТИ И ПОДЪЕМА-ОПУСКАНИЯ СТРЕЛЫ. ЕСЛИ ЦИЛИНДР СКЛАДЫВАНИЯ ОТСУТСТВУЕТ, ТО СООТВЕТСТВУЮЩИЕ ДВЕ ЗАПИСИ ДОЛЖНЫ БЫТЬ ПУСТЫМИ.

МЕСН1 РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

ТАБЛ.4

NPF - НОМЕР КОВША В ОБЩЕЙ НУМЕРАЦИИ ЗВЕНЬЕВ
XF,YF - МЕСТНЫЕ КООРДИНАТЫ КОНЦА ЗУБА, М
VF - ЕМКОСТЬ КОВША, КУБ. М
BCKT - ПОЛОВИНА ШИРИНЫ КОВША, М

BJ	XF	YF	VF	BCKT

XJB,YJB - КООРДИНАТЫ ПЯТЫ СТРЕЛЫ В СИСТЕМЕ X1, Y1, М
AMR - МОМЕНТ ДВИГАТЕЛЯ ПОВОРОТА, КН*М

XJB	YJB	AMR

G - МАССА МАШИНЫ (БЕЗ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ), КГ
XG,YG - КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА МАСС В СИСТЕМЕ X1, Y1, М
XA,YA - КООРДИНАТЫ СООТВЕТСТВЕННО ПЕРЕДНЕЙ И ЗАДНЕЙ ГРАНИЦ ОПОРНОГО КОНТУРА, М

G	XG	YG	XA	XB

KP - НОМЕР НАЧАЛЬНОГО ШАРНИРА РУКОЯТИ
KP1 - НОМЕР НАЧАЛЬНОГО ШАРНИРА СТРЕЛЫ

KP	KP1

BJ - РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ОПОРНЫМИ ПРОУШИНАМИ СТРЕЛЫ, М

BJ

FCT - КОЭФФИЦИЕНТ СЦЕПЛЕНИЯ ДВИЖИТЕЛЯ С ГРУНТОМ
F - МАКСИМАЛЬНАЯ ДЛИНА ЦИЛИНДРА КОВША, ПРИ КОТОРОЙ ПРОИЗВОДИТСЯ РАСЧЕТ КОПАНИЯ РУКОЯТЬЮ, М

FCT	F

ALF - НАЧАЛО ИНТЕРВАЛА НАПРАВЛЕНИЙ УСИЛИЯ КОПАНИЯ, ГРАД
DALF - ШАГ ИЗМЕНЕНИЯ НАПРАВЛЕНИЙ, ГРАД
NAL - КОЛИЧЕСТВО РАСЧЕТНЫХ НАПРВЛЕНИЙ

ALF	DALF	NAL

КОЭФФИЦИЕНТЫ ПЕРЕГРУЗКИ

AK1 - ВЕС МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ
AK2 - ВЕС ГРУНТА
AK3 - АКТИВНЫЕ УСИЛИЯ В ГИДРОЦИЛИНДРАХ
AK4 - РЕАКТИВНЫЕ УСИЛИЯ В ГИДРОЦИЛИНДРАХ
AK5 - МОМЕНТ ПРИВОДА ПОВОРОТА

AK1	AK2	AK3	AK4	AK5

ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕЧЕНИЙ

ОБЩЕЕ ЧИСЛО СЕЧЕНИЙ

NBU - НОМЕР ЗВЕНА

XS,YS - КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА СЕЧЕНИЯ В МЕСТНОЙ СИСТЕМЕ КООРДИНАТ, М

FS - УГОЛ МЕЖДУ НОРМАЛЬЮ К СЕЧЕНИЮ И МЕСТНОЙ ОСЬЮ X, М

Q - ПЛОЩАДЬ СЕЧЕНИЯ, КВ. СМ

WH,WL - МОМЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗГИБУ В ПЛОСКОСТИ СХЕМЫ ДЛЯ ВЕРХНЕЙ И НИЖНЕЙ ТОЧЕК СЕЧЕНИЯ, КУБ. СМ

WZ - МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗГИБУ ИЗ ПЛОСКОСТИ, КУБ. СМ

WT - МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ КРУЧЕНИЮ, КУБ. СМ

NBU	XS	YS	FS	Q	WH	WL	WZ	WT

ДЛЯ СЕЧЕНИЙ ТИПА ВИЛКИ:

WU - МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗГИБУ В ПЛОСКОСТИ, КУБ. СМ

WV - МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗГИБУ ИЗ ПЛОСКОСТИ, КУБ. СМ

A - ДЛИНА ВИЛКИ, М

B - ШИРИНА ВИЛКИ, М

NEND - НОМЕР ШАРНИРА, К КОТОРОМУ ПРИМЫКАЕТ ВИЛКА

NBU	XS	YS	FS	Q	WU	WV	A	B	NEND

ПРИМЕЧАНИЯ. 1. ДЛЯ СЕЧЕНИЙ ТИПА ВИЛКИ Q,WH И WL ОТНОСЯТСЯ К ПОЛОВИНЕ СЕЧЕНИЯ.

2. ПОРЯДОК СЛЕДОВАНИЯ СЕЧЕНИЙ В ТАБЛИЦЕ ПРОИЗВОЛЕН.

ЧИСЛО ШАРНИРОВ НА ВНУТРЕННЕЙ СТРЕЛЕ

НОМЕРА ШАРНИРОВ ВНУТРЕННЕЙ СТРЕЛЫ

NST1 - ЧИСЛО СЕЧЕНИЙ ВНУТРЕННЕЙ СТРЕЛЫ

XK1, XK2, XK4, Y0 - КООРДИНАТЫ КАТКОВ В МЕСТНОЙ СИСТЕМЕ КООРДИНАТ СТРЕЛЫ, М (СМ. РИС.5)

NST1	XK1	XK2	XK4	Y0

ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕЧЕНИЙ ВНУТРЕННЕЙ СТРЕЛЫ (СМ. ТАБЛ.5)								

ПРИМЕЧАНИЕ. ЗАПОЛНЯЕТСЯ ТОЛЬКО ДЛЯ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.

- определяются минимальное и максимальное значения длин каждого из изменяемых гидроцилиндров и число шагов, на которое разбивается интервал длин. В программе допускается максимальное число изменяемых элементов, равное трем. Если их фактическое число меньше, то оно должно быть дополнено до трех элементами, изменяемыми фиктивно. В качестве такого берется произвольное неизменяемое звено (желательно с двумя шарнирами), его максимальная и минимальная длины задаются одинаковыми, а число шагов равным нулю.

- определяются максимальные активные и реактивные усилия в гидроцилиндрах. Активное усилие определяется рабочим давлением в гидросистеме, реактивные - настройкой предохранительных клапанов. Если в какой-либо из полостей предохранительный клапан отсутствует, то для полости задается максимальное усилие, допускаемое форматом входных данных(для формата F6.0 это 999999).

4. ВХОДНЫЕ И ВЫХОДНЫЕ ДАННЫЕ

4.1. ОПИСАНИЕ ВХОДНЫХ ДАННЫХ

ФОРМАТЫ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ЗАПИСЕЙ ВХОДНЫХ ДАННЫХ ПРЕДСТАВЛЕНЫ В ТАБЛ. 1 - 6.

ДЛЯ ЦЕЛЫХ ЧИСЕЛ ПРИНЯТ ФОРМАТ I2. ДЛЯ ВСЕХ ВЕЩЕСТВЕННЫХ - F6.0. ПРИМЕР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ПРИВЕДЕН В ПРИЛОЖЕНИИ 1.

4.2. ВЫХОДНЫЕ ДАННЫЕ

ВЫПОЛНЕННЫЙ РАСЧЕТ ОФОРМЛЯЕТОЯ ПРОТОКОЛОМ, СОДЕРЖАЩИМ ТАБЛИЦЫ ВХОДНЫХ ДАННЫХ И ТАБЛИЦЫ РЕЗУЛЬТАТОВ. ОСНОВНОЙ ПРОТОКОЛ СОДЕРЖИТ ТАБЛИЦЫ МАКСИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ УСИЛИЙ В ШАРНИРАХ, ПРИВЕДЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РАСЧЕТНЫХ СЕЧЕНИЯХ И НАГРУЗОК НА ПОВОРОТНУЮ ПЛАТФОРМУ, С УКАЗАНИЕМ СООТВЕТСТВУЮЩИХ ПОЛОЖЕНИЙ МЕХАНИЗМА И ВНЕШНИХ НАГРУЗОК (ПРИЛОЖЕНИЕ 9, СТР.). ПРИ НЕОБХОДИМОСТИ МОЖЕТ БЫТЬ ПОЛУЧЕН ПОДРОБНЫЙ ПРОТОКОЛ (К2=1, СМ. ТАБЛ.1 ИСХОДНЫХ ДАННЫХ). ДЛЯ КАЖДОГО ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА ОН СОДЕРЖИТ:

А) ЗНАЧЕНИЯ ДЛИН ЦИЛИНДРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩЕЕ ПОЛОЖЕНИЕ МЕХАНИЗМА, И КООРДИНАТЫ КОНЦА ЗУБА В СИСТЕМЕ ОТСЧЕТА, СВЯЗАННОЙ С МАШИНОЙ; УГОЛ МЕЖДУ ОСЬЮ 'X', ПРОВЕДЕННОЙ ЧЕРЕЗ КОНЕЦ ЗУБА И РАДИУСОМ КОПАНИЯ,

б) УГОЛ 'PSI' МЕЖДУ РАДИУСОМ КОВША И ОСЬЮ 'X', УГОЛ 'ALFA' МЕЖДУ СИЛОЙ РЕЗАНИЯ И РАДИУСОМ КОВША, ВЕЛИЧИНУ СИЛЫ РЕЗАНИЯ;

в) УГЛЫ МЕЖДУ ОСЯМИ 'XL' МЕСТНЫХ СИСТЕМ ОТСЧЕТА ЗВЕНЬЕВ И ОСЬЮ 'X';

г) КООРДИНАТЫ ШАРНИРОВ В СИСТЕМЕ 'X Y';

д) ВЕЛИЧИНЫ И НАПРАВЛЕНИЯ УСИЛИЙ ВО ВСЕХ ШАРНИРАХ. НАПРАВЛЕНИЕ УСИЛИЯ ЗАДАЕТСЯ УГЛОМ, ОБРАЗУЕМЫМ ВЕКТОРОМ УСИЛИЯ С ОСЬЮ 'X'. ДЛЯ ШАРНИРА С НОМЕРОМ ОТ 1 ДО 'M' БЕРЕТСЯ РЕАКЦИЯ В ШАРНИРЕ, ДЕЙСТВУЮЩАЯ НА ЗВЕНО С ТЕМ ЖЕ НОМЕРОМ; ДЛЯ ШАРНИРОВ С НОМЕРАМИ ОТ 'M+1' ДО 'N' - РЕАКЦИЯ, ДЕЙСТВУЮЩАЯ НА ВТОРОЕ ПО ПОРЯДКУ ЗВЕНО, СОДЕРЖАЩЕЕ ЭТОТ ШАРНИР.

е) СОСТАВЛЯЮЩИЕ НАПРЯЖЕНИЙ И ПРИВЕДЕННЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ЗАДАННЫХ РАСЧЕТНЫХ СЕЧЕНИЯХ. (СМ. ПРИЛОЖЕНИЕ 9, СТР.)

5. ИНСТРУКЦИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ.

НАСТОЯЩАЯ РЕДАКЦИЯ ПРОГРАММЫ ПРЕДПОЛАГАЕТ ПОДГОТОВКУ ВХОДНЫХ ДАННЫХ В ФАЙЛЕ ПЕРФОКАРТОЧНОГО ФОРМАТА (ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ ФАЙЛЕ С НЕСБЛОКИРОВАННЫМИ ЗАПИСЯМИ ДЛИНОЙ 80 БАЙТ) ЛЮБЫМ ДОСТУПНЫМ ДЛЯ ПОЛЬЗОВАТЕЛЯ СПОСОБОМ.

ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРОГРАММЫ В ОС ПОЛЬЗОВАТЕЛЬ ДОЛЖЕН БЫТЬ ЗНАКОМ С ПРАВИЛАМИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕКСТОВОГО РЕДАКТОРА И ЗАПУСКА ЗАДАНИЙ. ПРИ РАБОТЕ В СВМ ПОД УПРАВЛЕНИЕМ ПДО СЛЕДУЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО ОЗНАКОМИТЬСЯ С ПРАВИЛАМИ СОЗДАНИЯ И РЕДАКТИРОВАНИЯ ФАЙЛОВ НА ДИСКАХ ПДО (?).

NF

5.1. ЗАПУСК ПРОГРАММЫ В ОС.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ МОДУЛЯ В ОС ИМЕЕТ ВИД: //MECHJOB JOB //JOBLIB DD DSN=BBBBB,UNIT=SYSDA, // VOL=SER=AAAAA,DISP=SHR // EXEC PGM=MECH1,REGION=122K //FT05F001 DD DDNAME=SYSIN //FT06F001 DD SYSOUT=A

---------- : ВХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ МЕСН1

:

---------- // ГДЕ AAAAA - ИМЯ ДИСКА, НА КОТОРОМ ХРАНИТСЯ БИБЛИОТЕКА BBBBB, СОДЕРЖАЩАЯ МОДУЛЬ МЕСН1.

5.2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ В СВМ.

1. ДЛЯ ПУСКА ВИРТУАЛЬНОЙ МАШИНЫ (ВМ) НАЖАТЬ КЛАВИШУ »ВВОД», ЗАТЕМ ВВЕСТИ КОМАНДУ :

LOGON ИВМ ИВМ

ГДЕ »ИВМ» -ИДЕНТИФИКАТОР ВМ.

2. ДЛЯ РАБОТЫ С ПРОГРАММОЙ ВВЕСТИ КОМАНДУ:

MECM ИМЯ

ГДЕ »ИМЯ» - ПРОИЗВОЛЬНЫЙ НАБОР ДЛИНОЙ ОТ 1 ДО 6 СИМВОЛОВ ЛАТИНСКОГО АЛФАВИТА И ЦИФР.

3. ПО ЭТОЙ КОМАНДЕ АВТОМАТИЧЕСКИ ВЫЗЫВАЕТСЯ ТЕКСТОВЫЙ РЕДАКТОР XEDIT И ЭКРАН ДИСПЛЕЯ ПОДГОТАВЛИВАЕТСЯ ДЛЯ СОЗДАНИЯ НОВОГО ФАЙЛА »ИМЯ» DATA A. ЕСЛИ ФАЙЛ С ТАКИМ ИДЕНТИФИКАТОРОМ УЖЕ СУЩЕСТВУЕТ, ТО НА ЭКРАНЕ ПОЯВЛЯЕТСЯ ЕГО ТЕКСТ, КОТОРЫЙ МОЖНО ПОСМОТРЕТЬ И ОТКОРРЕКТИРОВАТЬ. ПРИМЕНЯЯ ОПИСАННЫЕ В (2) ПРАВИЛА РАБОТЫ С ТЕКСТОВЫМ РЕДАКТОРОМ, ПОЛЬЗОВАТЕЛЬ СОЗДАЕТ НОВЫЙ ФАЙЛ С ИСХОДНЫМИ ДАННЫМИ ИЛИ,ПРИ НЕОБХОДИМОСТИ, КОРРЕКТИРУЕТ УЖЕ СУЩЕСТВУЮЩИЙ.

4. ПОСЛЕ ЗАВЕРШЕНИЯ РЕДАКТИРОВАНИЯ ФАЙЛА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ НА ЭКРАНЕ ДИСПЛЕЯ ПОЯВЛЯЕТСЯ СООБЩЕНИЕ О ВОЗМОЖНЫХ ПРОДОЛЖЕНИЯХ РАБОТЫ:

```
* * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *
*     ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ     *
*              НАЖМИТЕ КЛАВИШУ »ВВОД».                  *
*                                                       *
*   ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ДРУГИХ ДЕЙСТВИЙ ВВЕДИТЕ           *
*   СООТВЕТСТВУЮЩИЙ НОМЕР:                              *
*                                                       *
*   1 - КОРРЕКТИРОВКА ИЛИ ДОПОЛНЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ   *
*   2 - ОКОНЧАНИЕ РАБОТЫ ПРОГРАММЫ.                     *
```

ПРИ НАЖАТИИ КЛАВИШИ »ВВОД» ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ И ПЕРЕХОД К П.5

ПРИ ВВОДЕ ЧИСЛА »1» - ВОЗВРАТ К ВЫЗОВУ ТЕКСТОВОГО РЕДАКТОРА (П.3).

ПРИ ВВОДЕ ЧИСЛА »2» РАБОТА ПРОГРАММЫ ПРЕКРАЩАЕТСЯ.

5. ПО ЗАВЕРШЕНИИ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ЭКРАНЕ ВНОВЬ ПОЯВЛЯЕТСЯ СООБЩЕНИЕ О ВОЗМОЖНЫХ ДАЛЬНЕЙШИХ ДЕЙСТВИЯХ:

```
* * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *
*       ОПРЕДЕЛИТЕ ДАЛЬНЕЙШИЕ ДЕЙСТВИЯ:                  *
*       1 - ПРОСМОТР РЕЗУЛЬТАТОВ.                        *
*       2 - ПЕЧАТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ.                          *
*       3 - ПОВТОРНОЕ РЕДАКТИРОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ     *
*       4 - ОКОНЧАНИЕ РАБОТЫ ПРОГРАММЫ.                  *
* * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *
```

ПРИ ВВОДЕ ЧИСЛА »1» НА ДИСПЛЕЙ ВЫВОДЯТСЯ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА. ПРИ ПОМОЩИ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ КЛАВИШ ОБЕСПЕЧИВАЕТСЯ ПРОСМОТР ТЕКСТА НА ЭКРАНЕ: КЛАВИШЕЙ П#8 ОКНО ЭКРАНА СДВИГАЕТСЯ ВПЕРЕД, П#7 - НАЗАД, П#9 - ВЛЕВО, П#10 - ВПРАВО. ДЛЯ ЗАВЕРШЕНИЯ ПРОСМОТРА ВХОДНЫХ ДАННЫХ СЛЕДУЕТ НАЖАТЬ НА КЛАВИШУ П#3, ПОСЛЕ ЧЕГО НА ЭКРАНЕ ВОССТАНАВЛИВАЕТСЯ ПЕРЕЧЕНЬ ВОЗМОЖНЫХ ДАЛЬНЕЙШИХ ДЕЙСТВИЙ.

ПРИ ВВОДЕ ЧИСЛА »2» РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ВЫВОДЯТСЯ НА ПЕЧАТЬ И СНОВА ВОССТАНАВЛИВАЕТСЯ ПЕРЕЧЕНЬ ВОЗМОЖНЫХ ДАЛЬНЕЙШИХ ДЕЙСТВИЙ.

ПРИ ВВОДЕ ЧИСЛА »3» - ВОЗВРАТ К П.3 (ВЫЗОВ ТЕКСТОВОГО РЕДАКТОРА).

РАБОТА ПРОГРАММЫ ПРЕКРАЩАЕТСЯ ВВОДОМ ЧИСЛА »4». ЕСЛИ ОШИБКА В ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ПРИВОДИТ К СБОЮ В РАБОТЕ ПРОГРАММЫ, ТО ПОЛЬЗОВАТЕЛЮ АВТОМАТИЧЕСКИ ПРЕДЛАГАЕТСЯ СОСТОЯНИЕ ПРОСМОТРА РЕЗУЛЬТАТОВ.

ПОСЛЕ ОКОНЧАНИЯ РАБОТЫ ПРОГРАММЫ ФАЙЛ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ »ИМЯ» DATA А СОХРАНЯЕТСЯ, ФАЙЛ С РЕЗУЛЬТАТАМИ РАБОТЫ (»ИМЯ» LISTING A) УНИЧТОЖАЕТСЯ.

6. ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ СЛЕДУЮЩЕГО РАСЧЕТА НУЖНО ВЕРНУТЬСЯ К П.2.

7. ПО КОМАНДЕ:

HECHI ?

МОЖНО ПОЛУЧИТЬ КРАТКУЮ СПРАВКУ О ПРОГРАММЕ.

8. РАБОТА ВИРТУАЛЬНОЙ МАШИНЫ ЗАВЕРШАЕТСЯ КОМАНДОЙ

LOGOFF

И НАЖАТИЕМ КЛАВИШИ »ВВОД».

5.3. СООБЩЕНИЯ ОБ ОШИБКАХ

ПРИ ОБНАРУЖЕНИИ ОШИБКИ В ИСХОДНЫХ ДАННЫХ В ВЫХОДНОЙ ФАЙЛ ВЫВОДИТСЯ СООБЩЕНИЕ, А ПОЛЬЗОВАТЕЛЮ АВТОМАТИЧЕСКИ ПРЕДЛАГАЕТСЯ СОСТОЯНИЕ ПРОСМОТРА РЕЗУЛЬТАТОВ (СМ. 5.1., П.5).

ТЕКСТЫ СООБЩЕНИЙ:

- ШАРНИР N PP ВСТРЕЧАЕТСЯ В ОПИСАНИИ НЕ 2 РАЗА, А XX.

КАЖДЫЙ ШАРНИР ДОЛЖЕН ВХОДИТЬ В ОПИСАНИЕ МЕХАНИЗМА ТОЧНО 2 РАЗА. ПРИ НАРУШЕНИИ ЭТОГО УСЛОВИЯ ПЕЧАТАЮТСЯ ТАБЛИЦЫ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И УКАЗАННОЕ СООБЩЕНИЕ, ПОСЛЕ ЧЕГО РАБОТА ПРОГРАММЫ ПРЕКРАЩАЕТСЯ.

• В НАЧАЛЬНОМ ПОЛОЖЕНИИ МЕХАНИЗМ НЕ СОБИРАЕТСЯ. ПРОВЕРИТЬ РАЗМЕРЫ ИЛИ ИЗМЕНИТЬ НАЧАЛЬНЫЕ УГЛЫ.

ПЕЧАТАЮТСЯ ТАБЛИЦЫ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И КООРДИНАТЫ ШАРНИРОВ В ОБЩЕЙ СИСТЕМЕ ОТСЧЕТА В ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТИ 'X(1),Y(1),... X(M), Y(M), X(M+1), Y(M+1),...,X(N), Y(N)' .
ЗАТЕМ ПЕЧАТАЮТСЯ КООРДИНАТЫ 'X(M+1), Y(M+1),...,X(N), Y(N)', ПОСЛЕ ЧЕГО РАБОТА ПРОГРАММЫ ПРЕКРАЩАЕТСЯ. СРАВНЕНИЕ КООРДИНАТ 'X' ,'Y' , И 'X' ,'Y' «РАЗМЫКАЕМЫХ» ШАРНИРОВ ПОМОГАЕТ УСТАНОВИТЬ ПРИЧИНУ ПРЕКРАЩЕНИЯ СЧЕТА.

• ПОСЛЕ ОЧЕРЕДНОГО ИЗМЕНЕНИЯ ДЛИН МЕХАНИЗМ НЕ СОБИРАЕТСЯ. ПРОВЕРИТЬ ДИАПАЗОНЫ ДЛИН ЦИЛИНДРОВ.

НА ПЕЧАТЬ ВЫВОДЯТСЯ ТЕ ЖЕ ДАННЫЕ, ЧТО И ПОСЛЕ ПРЕДЫДУЩЕГО СООБЩЕНИЯ. В ЭТОМ СЛУЧАЕ ИСТОЧНИКОМ ОШИБКИ МОЖЕТ БЫТЬ ТОЛЬКО СЛИШКОМ БОЛЬШОЕ (ИЛИ СЛИШКОМ МАЛОЕ) ПРЕДЕЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ДЛИНЫ КАКОГО-ЛИБО ЦИЛИНДРА; КАКОГО ИМЕННО - ЛЕГКО ОПРЕДЕЛИТЬ ПО КООРДИНАТАМ РАЗМЫКАЕМЫХ ШАРНИРОВ.

6. СОСТАВ И СТРУКТУРА ПРОГРАММЫ.

ПРОГРАММА НАПИСАНА НА ЯЗЫКЕ ФОРТРАН И СОСТОИТ ИЗ ОДНОГО ЗАГРУЗОЧНОГО МОДУЛЯ MECH1 MODULE .

ПРОЦЕДУРЫ, ВХОДЯЩИЕ В СОСТАВ ПРОГРАММЫ, ИМЕЮТ СЛЕДУЮЩЕЕ НАЗНАЧЕНИЕ:

MECH1 ВЫЗОВ ПРОЦЕДУР INOUT, TRENUM, COREX, EARTH, STEQV, SULAN. ПЕРЕБОР ЗАДАННЫХ ПОЛОЖЕНИЙ МЕХАНИЗМА.

INOUT ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ, ВЫВОД ТАБЛИЦ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ НА ПЕЧАТЬ.

TRENUM АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ МЕХАНИЗМА, ВЫЗОВ ПРЦЕДУРЫ TREE1. ПЕРЕНУМЕРАЦИЯ ШАРНИРОВ.

TREE1 ФОРМИРОВАНИЕ МАТРИЦЫ СВЯЗЕЙ.

COREX ВЫЗОВ ПРОЦЕДУРЫ ACONN, ВЫЧИСЛЕНИЕ КООРДИНАТ УЗЛОВ И НАПРАВЛЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА ПРИ ЗАДАННЫХ ДЛИНАХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ, ВЫВОД РЕЗУЛЬТАТОВ ВЫЧИСЛЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА НА ПЕЧАТЬ.

EARTH ВЫЧИСЛЕНИЕ МАССЫ ГРУНТА В КОВШЕ.

STEQV ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В ШАРНИРАХ МЕХАНИЗМА ОТ ВЕСА КОНСТРУКЦИЙ И ОТ ВЕРТИКАЛЬНОЙ И ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ЕДИНИЧНЫХ НАГРУЗОК, ПРИЛОЖЕННЫХ К КРОМКЕ КОВША.

SULAN ВЫЗОВ ПРОЦЕДУР CNSTR, TELES, SIGMA, INTAR, EXTAB; ВЫЧИСЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО РЕАЛИЗУЕМОГО УСИЛИЯ РЕЗАНИЯ ГРУНТА, ВЫЧИСЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ШАРНИРАХ И НАПРЯЖЕНИЙ В ЗАДАННЫХ СЕЧЕНИЯХ, ВЫВОД НА ПЕЧАТЬ ПОЛНОГО ПРОТОКОЛА РАСЧЕТА; НАХОЖДЕНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ УСИЛИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ

ACONN ВЫЗОВ ПРОЦЕДУР COMFO, MCNB; МИНИМИЗАЦИЯ ФУНКЦИИ МЕ-

ТОДОМ НЬЮТОНА ВТОРОГО ПОРЯДКА.

CNSTR ВЫЧИСЛЕНИЕ УСИЛИЯ КОПАНИЯ, СООТВЕТСТВУЮЩЕГО МАКСИМАЛЬНОМУ УСИЛИЮ В ЦИЛИНДРЕ ВЫДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЙ СТРЕЛЫ.

TELES ВЫЧИСЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО УСИЛИЯ КОПАНИЯ ДЛЯ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ.

SIGMA ВЫЧИСЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В СЕЧЕНИЯХ ЭЛЕМЕНТОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ.

INTAR ВЫЧИСЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В СЕЧЕНИЯХ ВНУТРЕННЕЙ СЕКЦИИ СТРЕЛЫ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ И РЕАКЦИЙ В ОПОРАХ ВНУТРЕННЕЙ СЕКЦИИ.

EXTAB ПЕЧАТЬ ТАБЛИЦ СОКРАЩЕННОГО ПРОТОКОЛА, СОДЕРЖАЩИХ МАКСИМУМЫ УСИЛИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ.

COMFD ВЫЧИСЛЕНИЕ ФУНКЦИИ (СУММЫ КВАДРАТОВ РАССТОЯНИЙ МЕЖДУ РАЗОМКНУТЫМИ ШАРНИРАМИ) И ЕЕ ПЕРВЫХ И ВТОРЫХ ПРОИЗВОДНЫХ.

MCHB СТАНДАРТНАЯ ПРОЦЕДУРА ОБРАЩЕНИЯ ПОЛОЖИТЕЛЬНО ОПРЕДЕЛЕННОЙ МАТРИЦЫ.

6.1. СОСТАВ ПОСТАВКИ ПРОГРАММЫ MECH1

ФАЙЛЫ:

MECH1 MODULE - ЗАГРУЗОЧНЫЙ МОДУЛЬ;

MECH1 FORTRAN- ТЕКСТ ПРОГРАММЫ;

E85124 DATA - ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ КОНТРОЛЬНОГО ПРИМЕРА.

ДОКУМЕНТАЦИЯ:

MCH00 LISTING - СПЕЦИФИКАЦИЯ

MCH12 LISTING - ОПИСАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ

MCH31 LISTING - ТЕКСТ ПРОГРАММЫ

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОЧНЫХ ДОКУМЕНТОВ

1. МАЛИНОВСКИЙ Е.Ф., ЗАРЕЦКИЙ Л.Б., БЕРЕНГАРД Ю.Г. И ДР. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН НА ЭВМ. М.,"МАШИНОСТРОЕНИЕ", 1980. С.216.

2. ЕС ЭВМ. СВМ. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАБОТЕ В ПДО. РУКОВОДСТВО ПРОГРАММИСТА. 0241150,60002-01 33 01.

Прилижение 9
обязательное

ПРИМЕР РАСЧЕТА

ПРОВОДИТСЯ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОБРАТНОЙ ЛОПАТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА ЭО-5124 (ЧЕРТ. П9.1)

МЕХАНИЗМ СОСТОИТ ИЗ 8 ЗВЕНЬЕВ, СОЧЛЕНЕННЫХ 12 ШАРНИРАМИ. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ПРОИЗВОДИТСЯ ПО 9 СЕЧЕНИЯМ СТРЕЛЫ И РУКОЯТИ, ОДНО ИЗ КОТОРЫХ (9-Е) ЯВЛЯЕТСЯ СЕЧЕНИЕМ ВИЛКИ. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ЗАПИСАНЫ В ФАЙЛ EO5124 DATA A1. РАСПЕЧАТКА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ПРИВЕДЕНА НА СТР. . РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА СОДЕРЖАТСЯ В ПРИЛОЖЕНИИ 9.

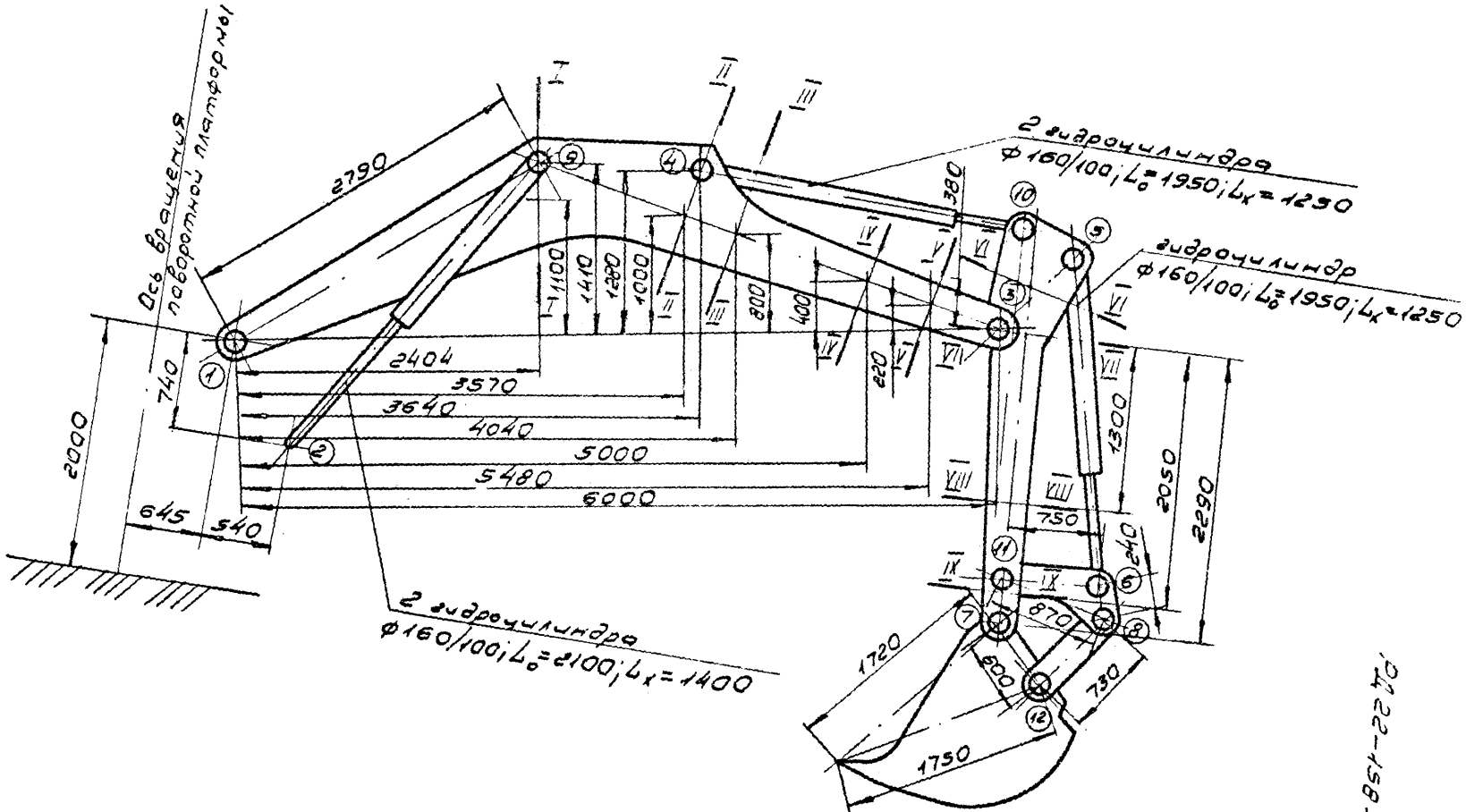

Ось вращения поворотной платформы
2790
2 гидроцилиндра
Ф160/100; L_0=1950; L_x=1250
гидроцилиндр
Ф160/100; L_0=1950; L_x=1250
2 гидроцилиндра
Ф160/100; L_0=2100; L_x=1400
2404
3570
3640
4040
5000
5480
6000
2000
740
645
540
1100
1410
1280
1000
800
400
220
380
1300
2050
2290
750
240
870
600
730
1720
1750

Рис. П 9. 1

```
 80-5124
О.И. ГРИЦЕВЕЦ
1 0  ОБР, ЛОПАТА; ПРОТОКОЛ(0-ПОЛНЫЙ)
812 2 5
1      0      0          ОПОРНЫЕ ШАРНИРЫ
2    .54   -.74
4                         ЗВЕНО 1
1      0      0
3      6      0
4   3.64   1.28
9    2.4   1.41
  2.94     .8   3210
2                         ЗВЕНО 2
2      0      0
9    2.1      0
  1.05       0    770
5                         ЗВЕНО 3
3      0      0
5  -.645   .498
7   2.29    .22
10   -.79   .128
11   1.95   .242
     .7     .2   1250
2                         ЗВЕНО 4
4      0      0
10   1.95     0
  .975       0    600
2                         ЗВЕНО 5
5      0      0
6    1.95     0
  .975       0    300
```

```
 3                        ЗВЕНО 6
 6      0      0
 8    .24      0
11 -.295 -.693
  -.00   -.2   100
 2                        ЗВЕНО 7
 7      0      0
12     .6      0
    .6   -.6  1900
 2                        ЗВЕНО 8
 8      0      0
12    .73      0
  .365      0     70
   -50     -5    -86    -70    -84     -4  25.6    -92
 5  2.40  1.95 1   ЦИЛИНДР КОВША
551.6 99999 99999
 4  3.15  1.95 0   ЦИЛИНДР РУКОЯТИ
1183.31260.9 76*.4
 2   3.3   2.1 0   ЦИЛИНДР СТРЕЛЫ
1183.31260.9 76*.3
 7    .2  -1.7   1.6  .772          КОВШ
  .645      2     90        КООРД. ПЯТЫ СТРЕЛЫ. МОМЕНТ
 30375     -1  1.29  2.03 -2.03        БАЗОВАЯ МАШИНА
 3 1                    ЧН ШАРНИРОВ РУКОЯТИ И СТРЕЛЫ
     1            РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ПРОУШИНАМИ СТРЕЛЫ
   .66   2.9 КОЭФ. СЦЕПЛЕНИЯ; МАКС ДЛИНА ЦИЛ. КОВША
7020 2      НАЧ. УГОЛ СИЛЫ РЕЗАНИЯ. ШАГ, ЧИСЛО ШАГОВ
   1.1   1.2   1.1   1.2   1.1   КОЭФ-ТЫ ПЕРЕГРУЗКИ
 9                      РАСЧЕТНЫЕ СЕЧЕНИЯ
 1 2.424   1.1      0 329.8 11527 12582  6270 14923
 1  3.57      1 -21.3 455.5  9957  8603  8641  8731
```

1	4.04	.8	-21.3	333.6	5211	6346	6609	8078
1	5	.4	-21.3	421.5	6126	5003	7914	6707
1	5.48	.22	-21.3	579.9	5052	3777	11932	5352
3	-.38	.17	-25.0	363.3	2970	3217999999999999		
3	0	.12	0	222.2	3776	3199	3012	5171
3	1.3	.15	0	195.7	2286	2477	2611	3688

ВЫХОДНОЙ ПРОТОКОЛ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

В НАСТОЯЩЕМ ПРИЛОЖЕНИИ СОДЕРЖИТСЯ ПРОТОКОЛ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОБРАТНОЙ ЛОПАТЫ ЭКСКАВАТОРА ЭО-5124, ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ КОТОРОГО ПРИВЕДЕНЫ НА СТР.106-107. НА СТР.108 СОКРАЩЕННЫЙ ПРОТОКОЛ, В КОТОРЫЙ ВКЛЮЧЕНЫ ТОЛЬКО ТАБЛИЦЫ МАКСИМУМОВ УСИЛИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ. НА СТР.111 ПРИВЕДЕН ФРАГМЕНТ ПОЛНОГО ПРОТОКОЛА.

НАИМЕНОВАНИЕ И МАРКА МАШИНЫ ЭО-5124
ТИП ОБОРУДОВАНИЯ ОБРАТНАЯ ЛОПАТА
РАСЧЕТ ПРОВЕЛ О.И. ГРИЦЕВЕЦ

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА

N ЗВЕНА	НАЧАЛЬН. УГОЛ, ГРАД.	ИЗМЕНЯЕМЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ: МАКС. ДЛИНА, М	МИН. ДЛИНА, М	ЧИСЛО ШАГОВ	ЧИСЛО ШАРНИРОВ НА ЗВЕНЕ	N УЗЛА	МЕСТНЫЕ КООРДИНАТЫ, М: X	Y	МЕСТНЫЕ КООРД. ЦЕНТРА МАСС, М: XMC	YMC	МАССА, КГ	МАКСИМАЛЬНЫЕ УСИЛИЯ В ЦИЛИНДРАХ, КН: АКТИВНОЕ	РЕАКТИВНОЕ: В ПОРШНЕВОЙ ПОЛОСТИ	В ШТОКОВОЙ ПОЛОСТИ
0					2	1	0.0	0.0						
						2	0.540	-0.740						
1	-50.0				4	1	0.0	0.0	2.940	0.800	321			
						3	6.000	0.0						
						4	3.640	1.280						
						9	2.400	1.410						
2	-5.0	3.300	2.100	3	2	2	0.0	0.0	1.850	0.0	77	1103	1269	768
						9	2.100	0.0						
3	-86.0				5	3	0.0	0.0	0.700	0.200	125			
						5	-0.645	0.498						
						7	2.290	0.220						
						10	-0.790	0.128						
						11	1.950	0.242						
4	-70.0	3.150	1.950	4	2	4	0.0	0.0	0.975	0.0	60	1103	1269	768
						10	1.950	0.0						
5	-84.0	2.850	1.950	4	2	5	0.0	0.0	0.975	0.0	30	551	99999	99999
						6	1.950	0.0						
6	-4.0				3	6	0.0	0.0	-0.050	-0.200	10			
						8	0.240	0.0						
						11	-0.285	-0.693						
7	25.6				2	7	0.0	0.0	0.600	-0.600	190			
						12	0.600	0.0						
8	-92.0				2	8	0.0	0.0	0.365	0.0	7			
						12	0.730	0.0						

НОМЕР ШАРНИРА КРЕПЛЕНИЯ КОВША 7
ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ КООРДИНАТЫ КОНЦА ЗУБА XF, YF, М 0.200
-1.700
ЕМКОСТЬ КОВША, М**3 1.600
ПОЛОВИНА ШИРИНЫ КОВША, М 0.772

РД 22-158-86 стр. 115

КООРДИНАТЫ ПЯТЫ СТРЕЛЫ (ОСЬ X - НА УРОВНЕ СТОЯНКИ, ОСЬ Y - ОСЬ ПОВОРОТНОЙ ПЛАТФОРМЫ), М	0.645
	2.000
МАССА МАШИНЫ, КГ	30375.
КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА МАСС МАШИНЫ X, Y, М	-1.200
	1.290
РАССТОЯНИЕ ОТ ПЕРЕДНЕЙ ОПОРНОЙ ТОЧКИ ДО ОСИ Y, М	2.030
РАССТОЯНИЕ ОТ ЗАДНЕЙ ОПОРНОЙ ТОЧКИ ДО ОСИ Y, М	-2.030
НОМЕР ШАРНИРА КРЕПЛЕНИЯ РУКОЯТИ	3
НОМЕР ШАРНИРА КРЕПЛЕНИЯ СТРЕЛЫ	1
ШИРИНА ПЯТЫ СТРЕЛЫ, М	1.000
КОЭФФИЦИЕНТ СЦЕПЛЕНИЯ С ГРУНТОМ	0.660
МАКС. ДЛИНА ЦИЛИНДРА КОВША ПРИ КОПАНИИ РУКОЯТЬЮ	2.900
МОМЕНТ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА, КНМ	90.000
НАЧАЛО ИНТЕРВАЛА УГЛОВ МЕЖДУ РАДИУСОМ КОПАНИЯ И НАПРАВЛЕНИЕМ УСИЛИЯ РЕЗАНИЯ, ГРАД	70
ШАГ УГЛА, ГРАД	20
ЧИСЛО ШАГОВ	2

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПЕРЕГРУЗКИ

N	НАГРУЗКА	K
1.	ВЕС МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ	1.10
2.	ВЕС ГРУНТА В КОВШЕ	1.20
3.	АКТИВНЫЕ УСИЛИЯ В ГИДРОЦИЛИНДРАХ	1.10
4.	РЕАКТИВНЫЕ УСИЛИЯ В ГИДРОЦИЛИНДРАХ	1.20
5.	МОМЕНТ ПРИВОДА ПОВОРОТА	1.10

ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕЧЕНИЯ

N СЕЧЕНИЯ	N ТЕЛА	X, М	Y, М	FI ГРАД.	F СМ**2	JH ИЛИ JU СМ**3	JL ИЛИ JV СМ**3	JZ, СМ**3 ИЛИ A, М	WI, SM**3 ИЛИ P, М	KEND
1	1	2.484	1.180	0.0	329.	11527.	17582.	6270.	14923.	0
2	1	3.570	1.000	-21.300	457.	9957.	86@3.	8641.	8731.	0
3	1	4.040	0.800	-21.300	334.	5211.	6346.	6609.	8@78.	0
4	1	5.000	0.400	-21.300	422.	5 26.	5@03.	7914.	6707.	0
5	1	5.450	0.220	-21.300	580.	5@52.	5777.	11932.	5352.	0
6	3	-0.380	0.170	-25.200	363.	2970.	3217.	999999.	999999.	0
7	3	0.0	0.120	0.0	222.	3776.	3199.	3@12.	5171.	0
8	3	1.300	0.150	0.0	196.	2206.	2477.	2611.	3600.	0
9	3	2.050	0.165	0.0	116.	775.	979.	0.	1.	7

Р Е З У Л Ь Т А Т Ы Р А С Ч Е Т А
НАПРЯЖЕНИЯ В РАСЧЕТНЫХ СЕЧЕНИЯХ

N	ЭЛЕМЕНТ РАБОЧ. ОБОРУД.	Длины Гидроцилиндров, м: КОВША	РУКОЯТИ	СТРЕЛЫ	КООРДИНАТЫ КОНЦА ЗУБА, М: X	Y	АКТ. ЦИЛИНДР	АКТ. ОГР.	Сила резания: PSI, ГРАД	ALFA, ГРАД	PR, КН	Напряжения МПа: ИЗГИБ В ПЛОСК.	РАСТЯЖ.-СЖАТИЕ	ИЗГИБ ИЗ ПЛОСК.	КРУЧЕНИЕ	ПРИВЕД. НАПРЯЖ.
1	СТР.	2.850	2.250	2.500	4.870	-3.213	РУК	ПРСК	66.	70.	272.	104.79	-9.05	43.08	10.17	149.17
2	СТР.	2.400	2.550	2.500	4.440	-3.713	РУК	СТР	63.	70.	243.	100.51	-30.05	27.15	29.39	162.41
3	СТР.	2.625	2.550	2.500	4.03	-3.201	РУК	РУК	54.	70.	266.	125.56	-44.29	37.24	29.72	188.79
4	СТР.	2.625	2.550	2.500	4.031	-3.201	РУК	РУК	54.	70.	266.	64.31	-35.06	27.87	27.27	135.73
5	СТР.	2.850	2.250	2.500	4.870	-3.213	РУК	ПРСК	66.	70.	272.	37.26	-24.20	16.48	36.78	96.63
6	РУК.	2.400	3.150	2.900	3.674	-0.284	КОВШ	РУК	20.	70.	218.	114.89	-48.15	8.18	8.18	154.41
7	РУК.	2.850	2.550	2.500	3.837	-2.482	РУК	РУК	44.	90.	277.	186.98	-44.43	54.51	49.12	296.41
8	РУК.	1.950	2.850	2.500	4.328	-3.647	РУК	РУК	61.	70.	235.	71.06	-43.43	62.29	45.46	188.67
9	РУК.	2.850	2.550	2.900	5.444	-0.688	РУК	ПРСК	69.	90.	290.	151.04	43.42	0.0	0.0	194.46

УСИЛИЯ В ШАРНИРАХ

N	Длины Гидроцилиндров, м: КОВША	РУКОЯТИ	СТРЕЛЫ	КООРДИНАТЫ КОНЦА ЗУБА, М: X	Y	АКТ. ЦИЛИНДР	АКТ. ОГР.	Сила резания: PSI, ГРАД	ALFA, ГРАД	PR, КН	МАКСИМ. УСИЛИЕ, КН	НАПРАВЛ. ОТНОСИТ. ОСИ X, ГР
1	2.850	2.550	3.300	6.147	1.959	КОВШ	КОВШ	57.	90.	167.	1226.94	248.95
2	2.850	2.850	3.300	4.895	2.031	КОВШ	КОВШ	35.	90.	160.	1399.14	77.35
3	2.525	1.950	2.100	3.792	-6.180	КОВШ	РУК	52.	90.	174.	1718.87	112.55
4	2.400	3.150	3.300	4.361	1.530	КОВШ	РУК	57.	70.	229.	1515.32	17.07
5	1.950	2.850	2.900	6.387	-1.533	РУК	СТР	86.	70.	236.	961.15	254.24
6	1.950	2.850	2.900	6.387	-1.533	РУК	СТР	86.	70.	236.	964.26	254.30
7	1.950	2.850	3.300	7.579	1.674	РУК	РУК	115.	90.	242.	781.23	111.78
8	1.950	2.850	2.900	6.387	-1.533	РУК	СТР	86.	70.	236.	740.28	244.36
9	2.850	2.850	3.300	4.895	2.031	КОВШ	КОВШ	35.	90.	160.	1391.04	257.70
10	2.625	1.950	2.100	3.792	-6.180	КОВШ	РУК	52.	90.	174.	1517.06	110.12
11	2.850	2.550	2.900	5.444	-0.688	РУК	ПРСК	69.	90.	290.	786.36	152.10
12	1.950	2.850	2.900	6.387	-1.533	РУК	СТР	86.	70.	236.	740.97	64.38

НАГРУЗКИ НА ПОВОРОТНУЮ ПЛАТФОРМУ

1 - МАКСИМУМ МОДУЛЯ УСИЛИЯ В ПРОУШИНЕ
2 - МАКСИМУМ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ
3 - МАКСИМУМ ВЕРТИКАЛЬНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ

N	Длины Гидроцилиндров, м: КОВША	РУКОЯТИ	СТРЕЛЫ	КООРДИНАТЫ КОНЦА ЗУБА, М: X	Y	Сила резания: PSI, ГРАД	ALFA, ГРАД	PR, КН	Боковая сила, КН	Реакции в опорах стрелы, кН: Левая проушина X	Y	Правая проушина X	Y	Реакция механизма поворота стрелы, кН: RX	RY
1	2.850	2.550	3.300	6.147	1.959	57.	90.	167.	16.11	310.65	740.05	130.94	404.67	-301.49	-1342.04
2	2.850	2.550	2.500	3.837	-2.482	3.	90.	149.	25.00	636.59	308.72	229.92	-102.80	-859.90	-459.02
3	2.850	2.550	3.300	6.147	1.959	57.	90.	167.	16.11	310.65	740.05	130.94	404.67	-301.49	-1342.04

МЕСМ1

РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

ВНИИСТРОЙДОРМАШ

ДЛИНЫ ЦИЛИНДРОВ: L1= 1.950 L2= 1.950 L3= 2.100 КООРДИНАТЫ ЗУБА: X= 5.732 Y= -6.297

НАПРАВЛЕНИЯ ОПЕР ЗВЕНЬЕВ											
АБС. КООРД. X ШАРНИРОВ	-49.3	-4.4	-88.3	-59.8	-84.8	-5.9	24.4	-94.6			
	0.0	0.540	3.912	3.344	4.390	4.565	4.207	4.887	2.634	4.016	
	4.213	4.748									
АБС. КООРД. Y ШАРНИРОВ	0.0	-0.740	-4.549	-1.925	-3.890	-5.831	-6.832	-5.856	-0.900	-3.756	
	-6.491	-6.583									

АКТИВНЫЙ ЭЛЕМЕНТ	АКТИВНОЕ ОГРАНИЧЕНИЕ	УСИЛИЕ РЕЗАНИЯ PSI,ГРАД	ALFA,ГРАД	PA, КН	МАССА ГРУНТА,КГ	ОПОРНЫЕ РЕАКЦИИ RA,КН	RB,КН
КОВШ	УСТ	121.1	70	86.65	2	0.00	327.44

УСИЛИЯ В ШАРНИРАХ (НОМЕР; МОДУЛЬ СИЛЫ, КН; УГОЛ МЕЖДУ НАПРАВЛЕНИЕМ СИЛЫ И ОСЬЮ X, ГРАД)

1	649.71	-3.3	2	705.41	175.3	3	683.17	115.2	4	682.40	-69.7	5	301.91	-84.7	6	308.13	-84.8
7	190.27	100.7	8	233.91	265.4	9	704.78	-4.0	10	688.48	110.1	11	85.60	123.0	12	234.66	85.4

НАПРЯЖЕНИЯ

N СЕЧЕНИЯ	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ИЗГ. ВЕРХН	40	21	32	13	9	-14	33	16	25
ИЗГ. НИЖН	-37	-24	-26	-16	-8	13	-39	-15	25
КРУЧЕНИЕ	7	6	7	8	11	0	11	16	0
ИЗГ. ИЗ ПЛ.	21	17	21	15	9	0	38	35	0
РАСТ.-СЖ	-1	-14	-20	-16	-11	6	-12	-13	21
ПРИВ. НАПР	62	58	69	50	35	19	92	70	46

КОВШ	СТР	121.1	90	97.18	2	0.27	368.44

УСИЛИЯ В ШАРНИРАХ (НОМЕР; МОДУЛЬ СИЛЫ, КН; УГОЛ МЕЖДУ НАПРАВЛЕНИЕМ СИЛЫ И ОСЬЮ X, ГРАД)

1	837.45	-2.5	2	927.86	175.4	3	946.49	115.1	4	918.78	-69.9	5	369.07	-84.7	6	372.38	-84.8
7	262.37	103.3	8	285.31	265.4	9	922.22	-4.1	10	924.86	112.1	11	104.32	123.0	12	286.07	85.4

НАПРЯЖЕНИЯ

N СЕЧЕНИЯ	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ИЗГ. ВЕРХН	54	29	44	17	13	-14	49	26	33
ИЗГ. НИЖН	-53	-33	-36	-21	-11	13	-58	-24	33
КРУЧЕНИЕ	8	9	9	11	14	0	15	21	0
ИЗГ. ИЗ ПЛ.	21	14	18	12	7	0	33	30	0
РАСТ.-СЖ	-2	-28	-28	-27	-16	9	-16	-17	22
ПРИВ. НАПР	75	71	84	60	43	23	112	82	55

При подготовке исходных данных расчетные сечения стрелы и рукояти были проверены на участие в работе всей ширины полки в соответствии с пунктом 6.5 настоящего РД.

На стреле в сечениях I-I, II-II, III-III, IУ-IУ (черт. П9.2, П9.3) для верхней полки $в_р = I,4 \cdot I,4 \cdot \sqrt{\frac{2,06 \cdot 10^5}{310}} = 50,53$ см, следовательно сечение должно быть ослаблено отверстием шириной 16см.

Для нижней полки $в_р = I,4 \cdot I,6 \cdot \sqrt{\frac{2,06 \cdot 10^5}{310}} = 57,74$ см, ширина отверстия - 9 см.

В сечении у-у (черт. П9.3) для верхней полки $в_р =$ $= I,4 \cdot I,2 \cdot \sqrt{\frac{2,06 \cdot 10^5}{310}} = 43,3$ см, ширина отверстия - 13 см.

Для всех сечений рукояти (черт. П9.4, П9.5) $в_р = 43,3$ см, т.е. $в_р > в$, вся ширина полки участвует в работе.

В соответствии с пунктом 6.7 настоящего РД, в шарнирах 9,4 и 3 (черт. П9.I) были определены приведенные напряжения с учетом местных напряжений в стенках сечений.

Шарнир 9 крепления гидроцилиндров стрелы к стреле, сечение I-I (черт. П9.6).

Из таблицы максимальных усилий в шарнирах выбираем усилие в шарнире 9, равное I5II,4 кН.

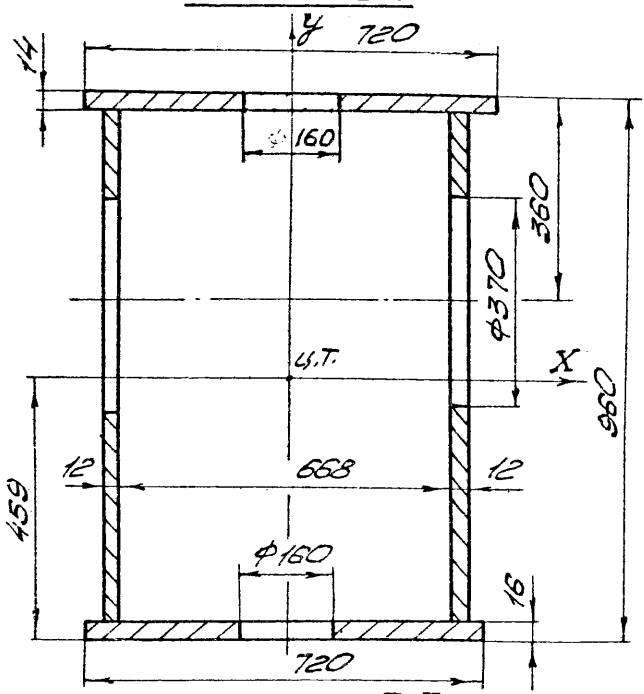
По формуле (6.2I) определяем нормальное напряжение, перпендикулярное оси конструкции

$$\sigma_y = \frac{2 \cdot 755,7 \cdot Cos\ 27^\circ}{3,14 \cdot 18,5 \cdot I,2} = 193\ МПа$$

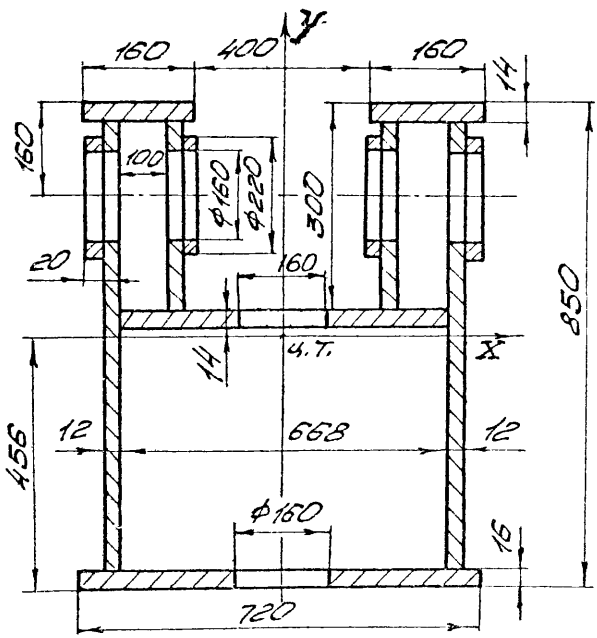
Приведенные напряжения с учетом σ_y следует считать в точке "а", где действуют местные напряжения.

Сечения стрелы

Сечение I-I

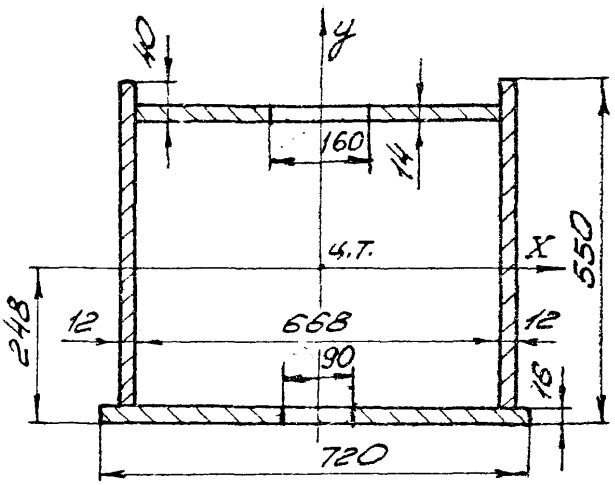


Сечение II-II

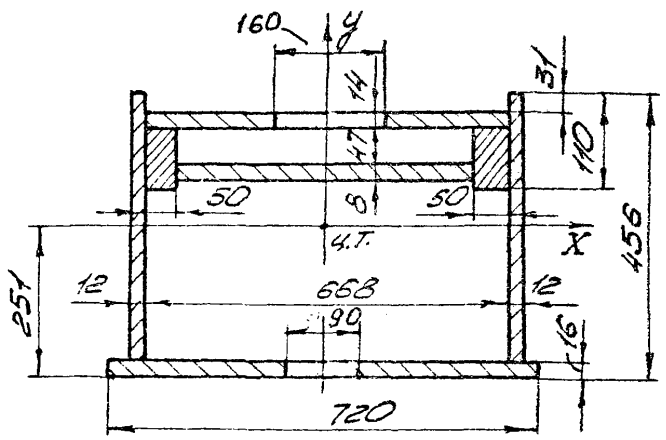


Черт. П.9.2.

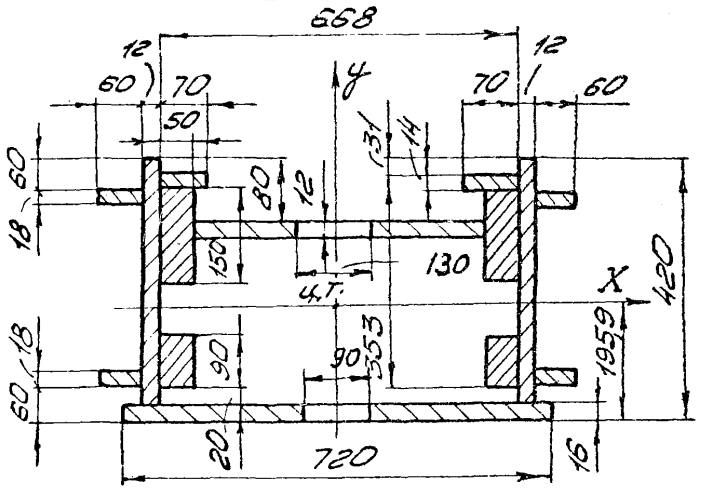
Сечение III-III



Сечение IV-IV



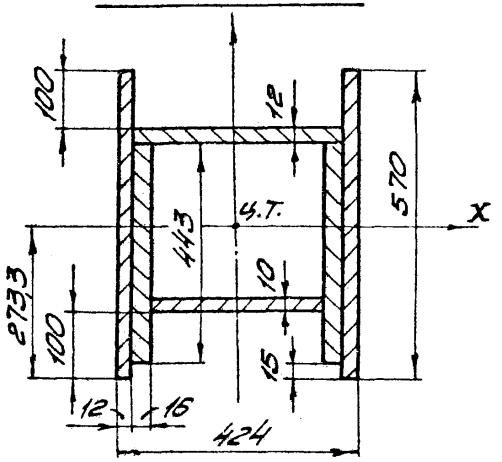
Сечение V-V



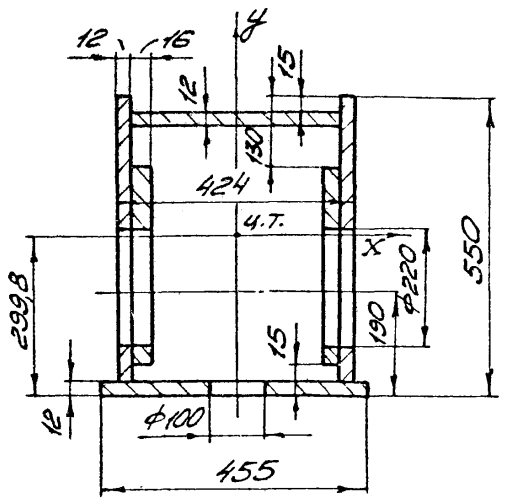
Черт. П9.3.

Сечения рукояти

Сечение VI-VI

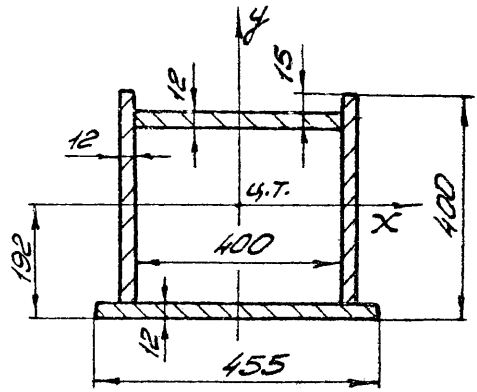


Сечение VII-VII



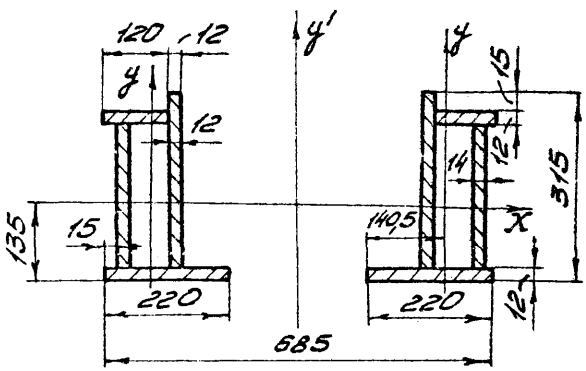
Черт. П.9.4.

Сечение VIII - VIII



Сечение IX - IX

Сечение IX' - IX'



Черт.П.9.5.

Значения напряжений: изгиба в плоскости, растяжения-сжатия, изгиба из плоскости и кручения выбираются из протокола расчета для того же положения рабочего оборудования, в котором появилось максимальное усилие в шарнире 9.

Нормальное напряжение параллельное оси конструкции в точке "а" определяется, исходя из эпюры напряжений (черт. П9.6)

$$\sigma_{x(a)} = 10,0 - 39,8 - 5,0 = -34,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{пр(a)} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau^2} =$$

$$= \sqrt{(-34,8)^2 - (-34,8) \cdot 193 + 193^2 + 3 \cdot 10,3^2} = 213 \text{ МПа}$$

Шарнир 3 крепления рукояти к стреле, сечение УП-УП (черт. П9.7)

Максимальное усилие в шарнире 3 - 1720,71 МПа, $\alpha = 25^\circ$.

Определяем нормальное напряжение, перпендикулярное оси конструкции по формуле (6.21)

$$\sigma_y = \frac{2 \cdot 860,35 \cdot \cos 25^\circ}{3,14 \cdot 11 \cdot 2,8} = 159,8 \text{ МПа}$$

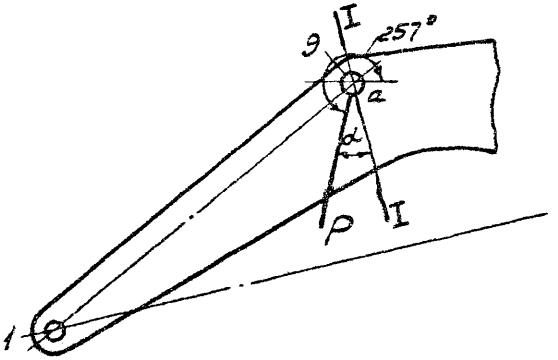
Приведенные напряжения с учетом σ_y следует определять в точке "а", где действуют местные напряжения, и в точке "δ", где кончается накладка и толщина стенки становится равной 1,2 см.

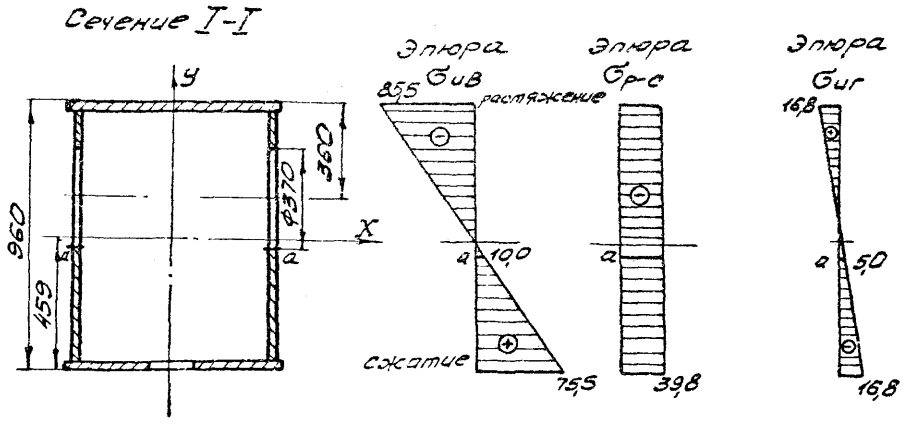
$$\sigma_{x(a)} = -70,0 - 35,6 - 32,0 = -137,6 \text{ МПа}$$

$$\tau = 21,5 \text{ МПа (выборка из протокола)}$$

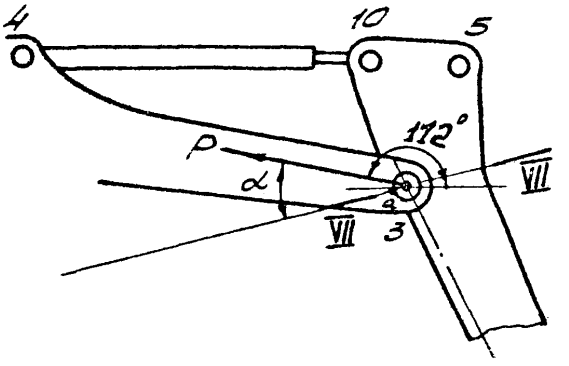
$$\sigma_{пр(a)} = \sqrt{-137,6^2 - (-137,6) \cdot 159,8 + 159,8^2 + 3 \cdot 21,5^2} =$$

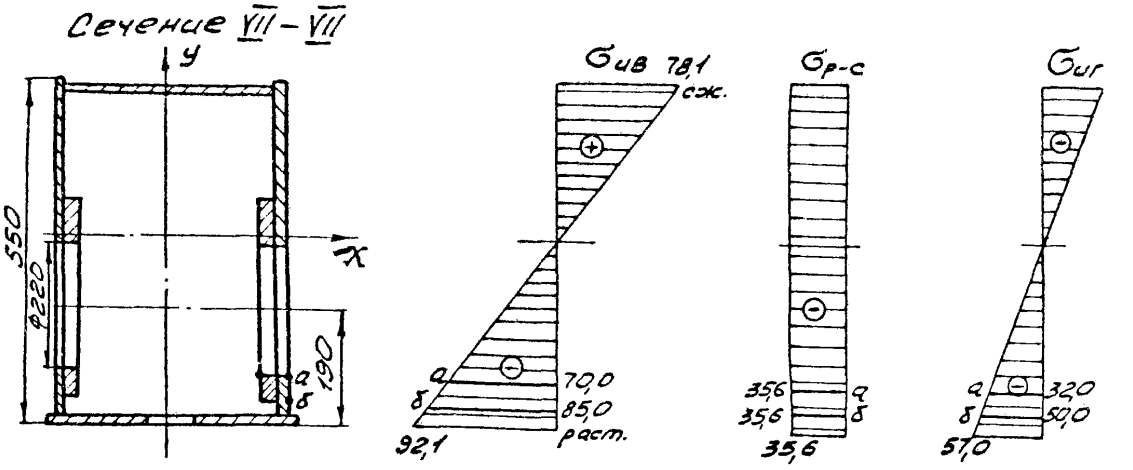
$$= 173,6 \text{ МПа}$$


I
257°
9
a
α
P
I
1


Сечение I-I
y
x
960
459
360
Ф370
a
a
Эпюра
σив
85,5
растяжение
a
10,0
сжатие
75,5
Эпюра
σр-с
a
39,8
Эпюра
σиг
16,8
a
5,0
16,8

Черт. П.9.6.


4
10
5
112°
P
α
VII
VII
3


Сечение VII – VII
y
x
550
Ø220
190
а
б
σив 78,1
сж.
70,0
85,0
92,1
раст.
σр-с
35,6
35,6
35,6
σиг
32,0
50,0
51,0

Черт. П.9.7.

$$\sigma_{x(б)} = -85,0 - 35,6 - 50 = -176,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{y(б)} = \frac{2 \cdot 860,35 \cdot \quad 26^0}{3,14 \cdot 16,3 \cdot 1,2} = 251 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{пр(б)} = \sqrt{-176,6^2 - (-176,6) \cdot 251 + 251^2 + 3 \cdot 21,5^2} =$$

$$= 373,8 \text{ МПа}$$

Условия прочности по формуле (6.3)

$$\sigma_{пр} \leq 1,15 \cdot m \cdot R_y$$

Для стали 09Г2С $R_y = 310$ МПа

$m = 0,9$ коэффициент условий работы

$$\sigma_{пр} \leq 1,15 \cdot 0,9 \cdot 310 = 321 \text{ МПа}$$

В точке "б" сечения УП-УП условие прочности не выполняется.

Шарнир 4 крепления цилиндров рукояти к стреле, сечение П-П (черт. П9.8).

Максимальное усилие в шарнире 4-1515,3 МПа, $\alpha = 20^0$.

Нормальное напряжение перпендикулярное оси конструкции в точке "а" равно:

$$\sigma_{y(а)} = \frac{2 \cdot 757,6 \cdot Cos\ 20^0}{3,14 \cdot 8 \cdot 3,2} = 73,75 \text{ МПа}$$

Приведенные напряжения определяются в точках "а" и "б" (черт. П9.8).

$\tau = 16,5$ МПа (выборка из протокола)

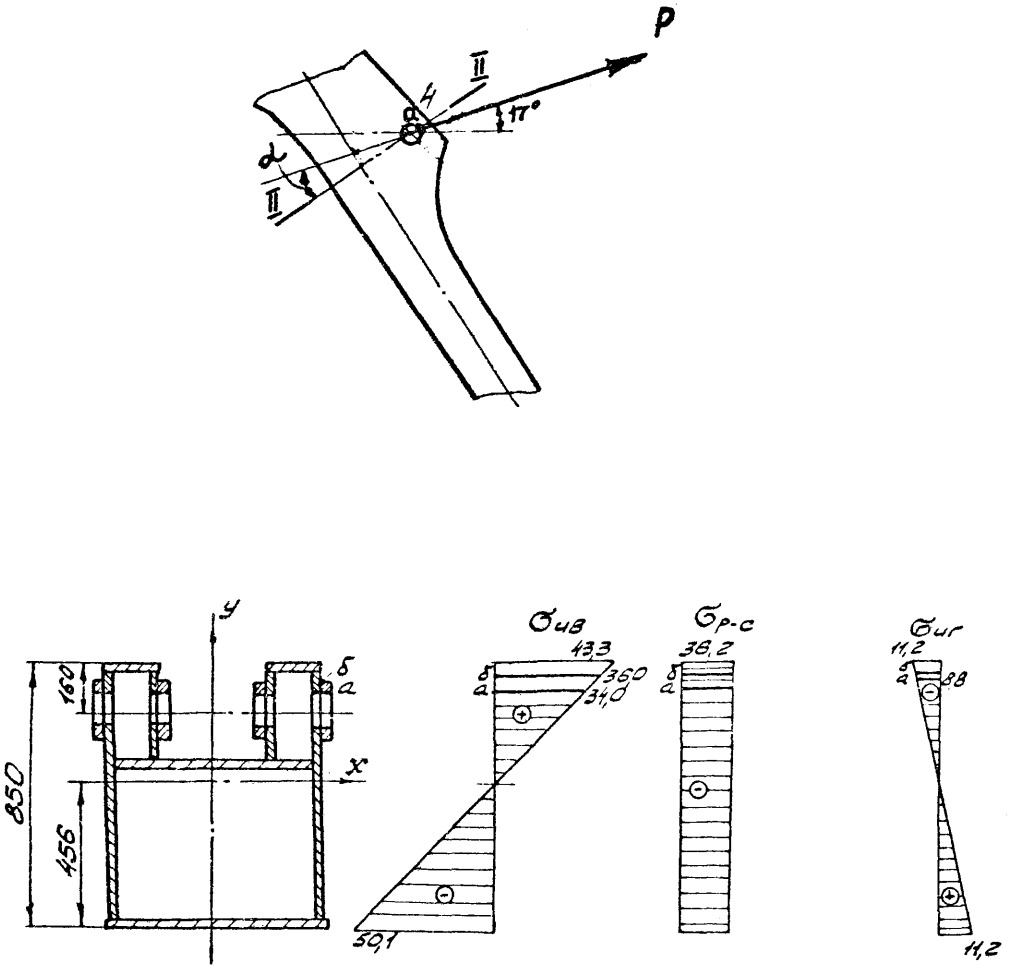
$$\sigma_{x(а)} = 34 - 36,2 - 8,8 = 11 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{пр(а)} = \sqrt{(-11)^2 - (-11)\ (73,75) + 73,75^2 + 3 \cdot 16,5^2} =$$

$$= 84,8 \text{ МПа}$$

в точке "б"

$$\sigma_{y(б)} = \frac{2 \cdot 757,6 \cdot \quad Cos\ 20^0}{3,14 \cdot 11 \cdot 1,2} = 142,6 \text{ МПа}$$


P
II
4
a
17°
α
II
y
x
160
850
456
б
а
σив
43,3
36,0
34,0
50,1
σр-с
38,2
σиг
11,2
8,8
11,2

Черт. П.9.8.

$\sigma_{x(б)} = 36-36,\ 2-9,2 = -9,4$ МПа

$\sigma_{пр(б)} = \sqrt{(-9,4)^2-(-9,4)\cdot I42,6+I42,6^2 + 3\cdot I6,5^2} = I50,3$ МПа

Проверка устойчивости стенок расчетных сечений.

В соответствии с пунктом 6.I0 настоящего РД проверена устойчивость стенок расчетных сечений:

сечение I-I $\lambda_c = \frac{93}{I,2} \cdot \sqrt{\frac{3I0}{2,06 \cdot I0^5}} = 3,I$

сечение II-II $\lambda_c = \frac{52,7}{I,2} \cdot \sqrt{\frac{3I0}{2,06 \cdot I0^5}} = I,73$

сечение III-III $\lambda_c = \frac{48,7}{I,2} \cdot \sqrt{\frac{3I0}{2,06 \cdot I0^5}} = I,65$

сечение IУ-IУ $\lambda_c = \frac{40,2}{I,2} \cdot \sqrt{\frac{3I0}{2,06 \cdot I0^5}} = I,37$

сечение У-У $\lambda_c = \frac{3I,8}{I,2} \cdot \sqrt{\frac{3I0}{2,06 \cdot I0^5}} = I,35$

сечение УI-УI $\lambda_c = \frac{25,9}{I,2} \cdot \sqrt{\frac{3I0}{2,06 \cdot I0^5}} = 0,84$

сечение УII-УII $\lambda_c = \frac{5I,7}{I,2} \cdot \sqrt{\frac{3I0}{2,06 \cdot I0^5}} = I,79$

сечение УIII-УIII $\lambda_c = \frac{36,7}{I,2} \cdot \sqrt{\frac{3I0}{2,06 \cdot I0^5}} = I,24$

В сечении I-I величина $\lambda_c > 2,5$, поэтому необходима проверка гибкости стенок сечения I-I по уточненной формуле:

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_{сч}} + \frac{\sigma_{loc}}{\sigma_{loc,сч}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{сч}}\right)^2} \le \gamma_c \qquad \gamma_c = I,I$$

(таблица 6 СНиП II-23-8I)

см. п. 7.6 СНиП II-23-8I

$$\sqrt{\left(\frac{I78,2}{3I00,0} + \frac{I30,0}{I960,0}\right)^2 + \left(\frac{9,I}{6I0,0}\right)^2} = 0,I24 < \gamma_c = I,I$$

Устойчивость стенок в сечении I-I достаточная.

Литература.

1. Афанасьева Ю.Д., Елизарова В.Б., Зарецкий Л.Б., Иоффе А.С. Оценка напряжений в элементах рабочего оборудования гидравлических экскаваторов. Труды ВНИИстройдормаша вып. 83 "Повышение эффективности работы и качества одноковшовых универсальных экскаваторов", 1979.

2. СНиП II-6-74. Нагрузки и воздействия. М., 1976.

3. СНиП II-23-81. Стальные конструкции. Нормы проектирования. М., 1982.

4. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. М., 1977.

5. ОСТ. 92-8767-76. Системы стержневые металлоконструкций агрегатов специального назначения. Расчет и конструирование. М., 1977.

6. ОСТ 92-8581-74. Элементы стержневые металлоконструкций агрегатов специального назначения. Расчет и конструирование. М., 1974.

7. ОСТ 92-0994-75. Соединения и соединительные элементы металлоконструкций агрегатов специального назначения. Расчет и конструирование. М., 1975.

8. Справочник проектировщика. Расчетно-теоретический. М., 1960.

С О Д Е Р Ж А Н И Е

	Стр.
I. Общие требования к расчёту	I
2. Принятые основные обозначения	3
3. Основные теоретические предпосылки и допущения . .	6
4. Расчетные нагрузки и ограничения	I0
5. Определение напряжений в сечениях элементов рабочего оборудования	I5
6. Проверка прочности	I8
7. Расчет сварных швов	34
8. Расчет швов под креплениями проушин	46
9. Рекомендуемая последовательность расчета	60
Приложение I. Обязательное. Расчетные сопротивления проката	63
Приложение Ia. Обязательное. Нормативные и расчетные сопротивления проката	64
Приложение 2. Справочное. Коэффициенты надёжности по материалу проката и труб	68
Приложение 3. Справочное. Материалы для сварки, соответствующие маркам стали	69
Приложение 4. Справочное. Нормативные и расчетные сопротивления металла швов сварных соединений с угловыми швами	70
Приложение 5. Справочное. Значения коэффициентов β_f, β_z	7I
Приложение 6. Справочное. Определение силы сопротивления копанию P_0	72
Приложение 7. Справочное. Определение центра изгиба двойного коробчатого сечения.	79
Приложение 8. Обязательное. Программа расчета рабочего оборудования гидравлических экскаваторов на прочность	8I
Приложение 9. Обязательное. Пример расчета	110
Литература	130

Подписано в печать 7.08.87 Формат 60х90 I/8
Печать плоская Учл.-печ.л. I6,5 Уч.-изд.л. 5,46
Тираж 400 Изд.№ 290-87 Зак. 1040

ЦНИИТЭстроймаш, II9I46, Москва, Г-I48,2-я Фрунзенская, 8
Отдел опытного полиграфического производства
Москва, 2-й проезд Перова поля, 5

gost.e-ecolog.ru