

4 СПРАВОЧНАЯ ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ ПЕРВОЙ ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ И РАСЧЁТА ПОВОРОТНОГО КРАНА

В таблице 4.1 приведены геометрические параметры сечений швеллеров, часто применяемых в металлоконструкциях консольных поворотных кранов.

Таблица 4.1 - Швеллеры. Сортамент прокатной стали по ГОСТ 8240-72

Номер	8	10	12	14	14а	16	16а	18	18а	20	20а
h,мм	80	100	120	140	140	160	160	180	180	200	200
b,мм	40	46	52	58	62	64	68	70	74	76	80
s,мм	4,5	4,5	4,8	4,9	4,9	5,0	5,0	5,1	5,1	5,2	5,2
t,мм	7,4	7,6	7,8	8,1	8,7	8,4	9,0	8,7	9,3	9,0	9,7
A,см ²	8,98	10,9	13,3	15,6	17,0	18,1	19,5	20,7	22,2	23,4	25,5
m,кг	7,05	8,59	10,4	12,3	13,3	14,2	15,3	16,3	17,4	18,4	19,8
J _x ,см ⁴	89,4	174	304	491	545	747	823	1090	1190	1520	1670
W _x ,см ⁴	22,4	34,8	50,6	70,2	77,8	93,4	103	121	132	152	167
i _x ,см	3,16	3,99	4,78	5,60	5,66	6,42	6,49	7,24	7,32	8,07	8,15
J _y ,см ⁴	12,8	20,4	31,2	45,4	57,5	63,3	78,8	86,0	105	113	139
W _y ,см ³	4,75	6,46	8,52	11,0	13,3	13,8	16,4	17,0	20,0	20,5	24,2
I _x ,см	1,19	1,37	1,53	1,70	1,84	1,87	2,01	2,04	2,18	2,20	2,35
z _o ,см	1,31	1,44	1,54	1,67	1,87	1,80	2,00	1,94	2,13	2,07	2,28

Примечание - h,b,s,t - размеры сечения; A - площадь сечения; m - масса;

J_x, W_x - осевые, момент инерции и момент сопротивления изгибу;

i_x - радиус инерции сечения; z_o - координата центра тяжести.

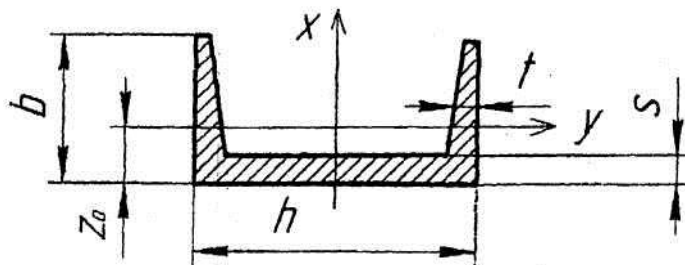


Таблица 4.2 - Коэффициент продольного изгиба φ для швеллеров из сталей Ст1, Ст2, Ст3, Ст4

Гибкость	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
φ	0,99	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	0,81	0,75	0,69	0,60
Гибкость	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
φ	0,52	0,45	0,40	0,36	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19

5 ПРИМЕР РАСЧЁТА МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА КРАНА

Рассчитать механизм подъема груза при следующих исходных данных:

- грузоподъемность крана $Q = 1800$ кг (вес груза $G = Q \cdot g = 17640$ Н);
- скорость подъема груза $V_{гр} = 0,22$ м/с;
- высота подъема крюка $H = 2$ м;
- режим работы механизма «С» (группа режима работы 4м);
- продолжительность включения ПВ = 25 %;
- привод машинный.

5.1 Разработка схемы механизма подъёма груза

Необходимая кратность полиспаста

$$a = \frac{G/n}{10...20kH} = \frac{17,64/1}{10...20} = 1,764 \approx 2,$$

n - число канатов, набегающих на барабан ($n = 1$ для одинарного кратного полиспаста, $n = 2$ для сдвоенного кратного полиспаста).

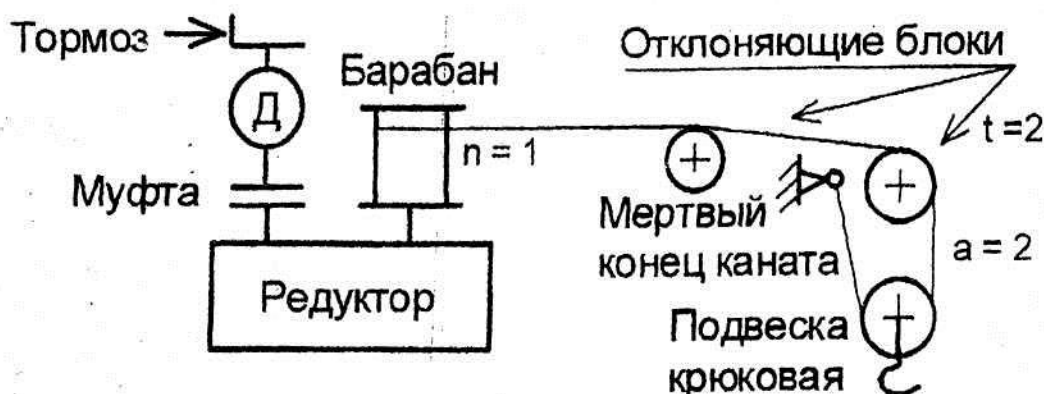


Рисунок 5.1

5.2 Выбор каната (цепи)

Максимальное натяжение каната, набегающего на барабан,

$$F_{\max} = \frac{G/n}{a \cdot \eta_{TC}} = \frac{17,64/1}{2 \cdot 0,94} = 9,383 \text{ кН},$$

где η_{TC} - КПД талевой системы .

$$\eta_{TC} = \eta_{ПОЛ} - \eta^t = 0,99 \cdot 0,98^2 = 0,94 ,$$

где $\eta_{ПОЛ}$ - КПД полиспаста;

t - количество отклоняющих блоков .

$$\eta_{ПОЛ} = \frac{1 - \eta^a}{(1 - \eta)a} = \frac{1 - 0,98^2}{(1 - 0,98)2} = 0,99,$$

где $\eta = 0,98$ - КПД одного блока на подшипниках качения [1, с.54].

Разрывное усилие каната

$$F_{PA3} = F_{\max} \cdot K = 9,383 \cdot 5,5 = 51,6 \text{ кН},$$

где $K = 5,5$ [1, с.55] -коэффициент запаса прочности по нормам Ростехнадзора (при машинном приводе, среднем режиме работы); $K = 8$ для цепей на звездочке: при машинном приводе [1, с.59].

По разрывному усилию $F_{PA3} = 51,6$ кН выбираем канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 по ГОСТ 2688-80 [1, с.277] по условию $[F_{PA3}] = 53,45 \text{ кН} > F_{PA3} = 51,6 \text{ кН}$.

Канат 9,9 - Г -1 - И - 1764 ГОСТ 2688-80 ,

где 9,9 - диаметр каната d к, мм [1, с.57];

Г - грузовой канат;

I-1 марки ;

Н - нераскручивающийся;

1764 - маркировочная группа, МПа.

Если по заданию назначена цепь, то выбираем грузовую сварную калиброванную цепь (А1) по условию $[P_{PA3}] = 64,7 \text{ кН} > F_{PA3} = 51,6 \text{ кН}$ [1, с.283].

Цепь А1 - 13 -36 ГОСТ2319-81 , где 13 - калибр (диаметр d) проволоки, мм; 36 - шаг звена цепи p, мм.

5.3 Выбор крюковой подвески (крюка)

При $a \sim 1$ полиспаст для выигрыша в силе не нужен, поэтому крюк специальным образом прикрепляется к концу единственной ветви каната. Крюки чалочные грузоподъемностью 1000, 1600, 2500 кг можно подобрать по [3, с.22 -23].

При $a > 1$ подбираем крюковую подвеску с наибольшей грузоподъемностью 3 т, с одним рабочим блоком диаметром 200 мм [3, с.25]. Масса крюковой подвески $m_{кп}$ - 58 кг. Основные размеры крюковой подвески приведены на рисунке 5.2

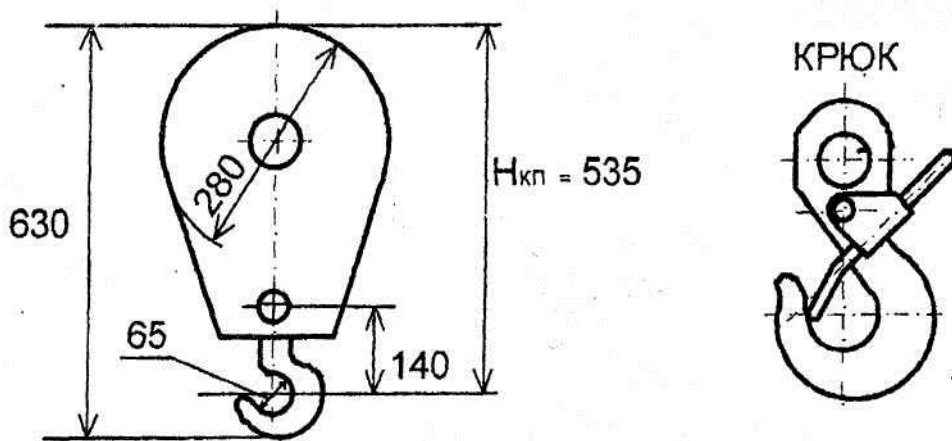


Рисунок 5.2

5.4 Выбор электродвигателя

Статическая мощность сил сопротивления вращению вала двигателя при подъёме максимального груза без ускорения

$$N_{\text{сопр стат}} = \frac{G \cdot V_{\text{гр}}}{\eta_{\text{мп}}} = \frac{17640 \cdot 0,22}{0,83} = 4,677 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{мп}}$ - КПД механизма подъема груза.

$$\eta_{\text{мп}} = \eta_{\text{тс}} \cdot \eta_{\text{бар}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{тш}} \cdot \eta_{\text{ред}} = 0,94 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,93 = 0,83,$$

где $\eta_{\text{бар}}$ - КПД барабана ;

$\eta_{\text{м}}$ -КПД муфты;

$\eta_{\text{тш}}$ - КПД тормозного шкива;

$\eta_{\text{ред}}$ - КПД цилиндрического двухступенчатого редуктора.

Выбираем ближайший по мощности крановый электродвигатель, можно в меньшую сторону до $(0,7 \dots 0,8) \cdot N_{\text{сопр стат}}$ [1, с.315].

Двигатель МТКФ 112-6У с $N_{\text{ДВ}}^{\text{ГОСТ}} = 5,8 \text{ кВт}$ (при ПВ = 25 %), с $n_{\text{ДВ}} = 870 \text{ об / мин}$.

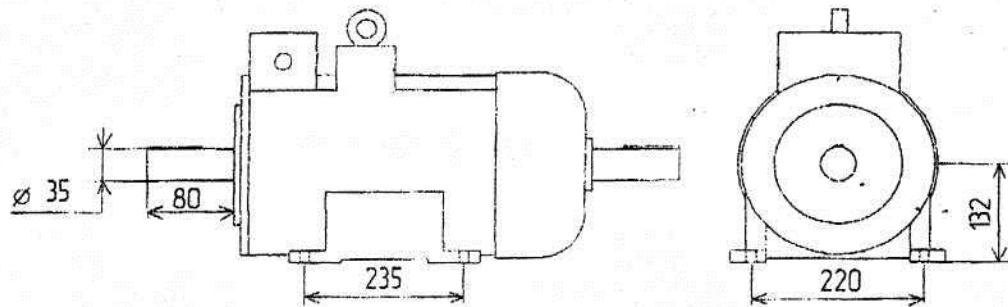


Рисунок 5.3

Максимальный момент, развиваемый двигателем при перегрузках, $T_{\text{ДВ МАХ}} = 175 \text{ Н} \cdot \text{м}$; момент инерции ротора двигателя $J_p = 0,065 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; масса двигателя $m_{\text{ДВ}} = 80 \text{ кг}$; диаметр вала двигателя $d_{\text{ВАЛА}} = 35 \text{ мм}$; длина выходного конца вала $l_{\text{ВАЛА}} = 80 \text{ мм}$; расстояние от опорной поверхности до оси вала двигателя $h = 132 \text{ мм}$; диаметр отверстия для болта 17 мм,

Угловая скорость вращения вала двигателя

$$\omega_{\text{ДВ}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{9,55} = \frac{870}{9,55} = 91,1 \text{ рад / с}.$$

Номинальный момент, развиваемый двигателем,

$$T_{\text{ДВНОМ}} = \frac{N_{\text{ДВ}}^{\text{ГОСТ}}}{\omega_{\text{ДВ}}} = \frac{5800}{91,1} = 63,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.5 Определение основных размеров барабана (звездочки), блоков

Предварительный диаметр барабана и отклоняющего блока по оси стального каната можно принять одинаковыми, вычислив по формуле

$$D_{\text{БПР}} \geq d_k \cdot e = 9,9 \cdot 18 = 178,2 \text{ мм, принимаем } 179 \text{ мм},$$

где e - коэффициент, регламентируемый нормами Ростехнадзора для стального напряжения изгиба в канате (при среднем режиме работы, для стреловых кранов, $e = 18$ [1, с. 59]).

Остальные размеры барабана определяются при уточнении диаметра барабана, после подбора стандартного редуктора.

Диаметр гладкого барабана для некалиброванных сварных цепей при машинном приводе можно принять $D_B > 30 \cdot d$ и $D_B > 20 \cdot d$ - при ручном приводе. Если по заданию назначена грузовая сварная калиброванная цепь, то начальный диаметр звездочки вычисляют по формуле

$$D_{ЗВН} = \frac{p}{\sin \frac{90}{z}}; \quad \text{если пластинчатая, то} \quad D_{ЗВН} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}};$$

где p - шаг цепи, мм;

z - число зубьев звездочки (можно принять $z > 5$ для сварных и $z > 8$ для пластинчатых цепей).

Ширину звена сварной цепи можно принять $B \approx 3,5 \cdot d$.

5.6 Выбор редуктора и проверка его прочности

$$i_{ред}^{тр} = \frac{\omega_{ДВ}}{\omega_{БАР}^{тр}} = \frac{91,1}{4,92} = 18,53,$$

Требуемое передаточное отношение редуктора ТР

где $\omega_{БАР}$ - требуемая угловая скорость вращения, барабана.

$$\omega_{БАР}^{тр} = \frac{V_{БАР}}{0,5D_{БПР}} = \frac{0,44}{0,5 \cdot 0,179} = 4,92 \text{ рад/с},$$

где $V_{БАР}$ - окружная скорость барабана, равная скорости набегающей ветви каната V_K , м/с.

$$V_{БАР} = V_K = V_{тр} \cdot a = 0,22 \cdot 2 = 0,44 \text{ м/с}.$$

Выбираем горизонтальный, двухступенчатый цилиндрический редуктор типа Ц2-250 с передаточным отношением $i_{ред} = 19,8 > i_{ред}^{тр} = 18,53$.

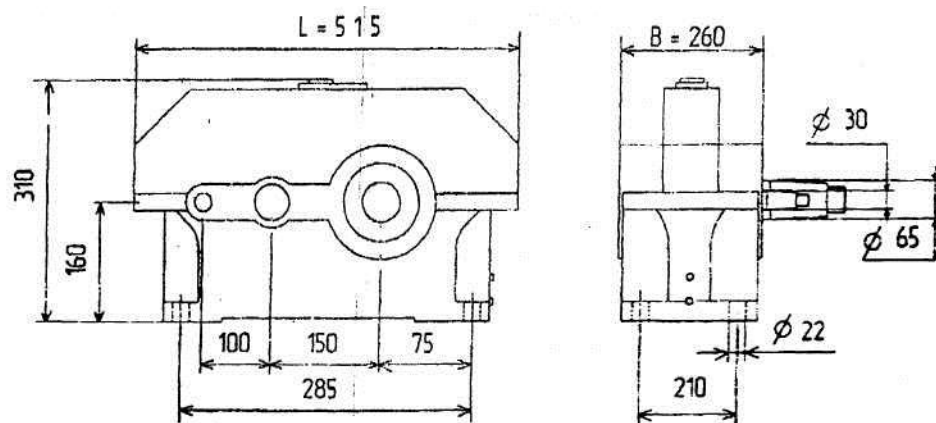


Рисунок 5.4

При среднем режиме работы передаваемая входным валом редуктора номинальная мощность $N_{ред\ вх}=14$ кВт при $n_{ред\ вх}=1000$ об / мин [1, С.319]. Диаметр конического конца входного вала ($d_{вх} = 30$ мм; диаметр цилиндрического конца выходного вала $d_{вых}=65$ мм; масса редуктора $m_{ред} = 86$ кг .

Номинальный момент, передаваемый входным валом редуктора,

$$T_{ред\ вх} = \frac{N_{ред\ вх}}{n_{ред\ вх} / 9,55} = \frac{1400}{1000 / 9,55} = 134 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Так как $T_{ред\ вх} = 134 \text{ Н} \cdot \text{м} > T_{дв\ ном} = 63,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - прочности редуктора достаточно.

5.7 Уточнение размеров барабана (звездочки) и проверка его прочности

Уточняем угловую скорость барабана:

$$\omega_{бар} = \frac{\omega_{дв}}{i_{ред}} = \frac{91,1}{19,8} = 4,60 \text{ рад / с.}$$

Уточняем диаметр барабана по дну нарезки:

$$D_B = (D_{БПР} - d_K) \frac{\omega_{бар}^{ТР}}{\omega_{бар}} = (179 - 9,9) \frac{4,92}{4,60} = 180,9 \text{ мм} \approx 181 \text{ мм.}$$

Шаг винтовой нарезки на барабане $p = d_K + 2 \dots 3 \text{ мм} = 9,9 + (2 \dots 3) = 12 \text{ мм}$,
Тогда рабочая длина барабана при использовании одинарного кратного полиспаста $L_P = z \cdot p = 13 \cdot 12 = 156 \text{ мм}$,
где z - число витков каната на барабане при однослойной навивке .

$$z = \frac{H_I \cdot \dot{a}}{\pi \cdot (D_A + d_E)} + z_0 + z_{кр} = \frac{2300}{3,14 \cdot (181 + 9,9)} + (1,5 \dots 2) + (3 \dots 4) = 13,$$

где z_0 - количество неприкосновенных витков, требуемых Правилами Ростехнадзора, для разгрузки деталей крепления каната ; $z_{кр}$ - количество витков, необходимых для крепления конца каната.

$$H_{II} = H + A + B = 2000 + 100 + 200 = 2300 \text{ мм},$$

где H - высота подъема крюка;

A - ход грузозахватного устройства от начала его взаимодействия с ограничителем подъема крюка до остановки этим ограничителем ;

B - страховочное расстояние, требуемое Правилами Ростехнадзора от остановленной ограничителем крюковой подвески до неподвижного блока.

Из условия технологии изготовления чугунного барабана толщину стенки задаем по эмпирической формуле
 $\delta > 0,02DB + (6 \dots 10) \text{ мм} = 0,02 \cdot 181 + (6 \dots 10) = 10 \text{ мм}$ (или $\delta = 1,2d_K$), в случае стального барабана $\delta > 0,01 D_B + (3 \dots 5) \text{ мм}$ (или $\delta \approx d_K$). Прочность стенки барабана проверяем только на сжатие, так как

$$\frac{L_p}{D_A} = \frac{156}{181} < 3, \quad \sigma_{СЖ} = \frac{F_{MAX}}{\delta \cdot p} K_{СЛ} = \frac{9383}{10 \cdot 12} = 78 \text{ МПа},$$

где КСЛ - коэффициент, учитывающий число слоев каната на барабане;
 p - шаг нарезки.

Допускаемые напряжения на сжатие можно определить по [2, с. 125] или по приближенным формулам $[\sigma_{СЖ}]_{\text{ЧУГУН СЧ20}} = 0,5 \cdot \sigma_B = 0,5 \cdot 200 = 100 \text{ МПа}$;
 $[\sigma_{СЖ}]_{\text{СТАЛЬ20}} = 0,5 \cdot \sigma_T = 0,5 \cdot 250 = 125 \text{ МПа}$.

Так как $\sigma_{СЖ} = 78 \text{ МПа} < [\sigma_{СЖ}] = 100 \text{ МПа}$ - прочность обеспечивается.

При длине барабана $L_P > 3DB$ цилиндрическую стенку барабана следует проверить также на совместное действие изгиба и кручения.

5.8 Выбор муфты

Расчетный момент для выбора муфты

$$T_{РАСЧ} = T_{ДВ\text{ НОМ}} \cdot K_1 \cdot K_2 = 63,7 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 99,4 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где K_1 - коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма (для механизма подъема груза $K_1 = 1,3$ [1, с.42]);

K_2 - коэффициент, учитывающий режим работы механизма ($K_2 = 1,2$ для режима работы «С» [1, с.42]).

Принимаем муфту МУВП 125 -30 - II, 1 - 32 -1, 1 по ГОСТ 21424-75 с номинальным крутящим моментом $T_{М\text{ НОМ}} = 125 \text{ Н}\cdot\text{м} > T_{РАСЧ}$ [1, с.338].

Диаметр конического отверстия для вала редуктора 30 мм. Диаметр отверстия для вала электродвигателя придется расточить до 35 мм. Момент инерции муфты $J_M = 0,1 \text{ кгм}^2$ [1, с. 340]. Масса муфты $m_M = 20 \text{ кг}$,

5.9 Проверка электродвигателя на время разгона груза при подъёме

$$t_p = \frac{\omega_{ДВ} \cdot (J_{ПРВРАЩ} + J_{ПРПОСТ})}{T_{ДВПУСКЕР} - T_{СОПРСТАТ}} = \frac{91,1(0,206 + 0,013)}{130 - 51,25} = 0,25 \text{ с},$$

где ЛПР ВРАЩ, ЛПР ПОСТ - приведенные к валу двигателя моменты инерции соответственно вращающихся и поступательно движущихся масс механизма подъема груза (при подъеме груза);
ТДВ ПУСК СР - средний пусковой момент двигателя;
ТСОПР СТАТ — момент сил статического сопротивления вращению вала двигателя при подъеме груза без ускорения.

$$J_{\text{ПР ВРАЩ}} = (J_{\text{Р}} + J_{\text{М}}) \delta = (0,065 + 0,1) 1,25 = 0,206 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где δ - коэффициент, учитывающий влияние остальных вращающихся масс привода (валов и колёс редуктора, барабана и т.д.)

$$J_{\text{ПР ПОСТ}} = \frac{(Q + m_{\text{КП}}) V_{\text{ГР}}^2}{\omega_{\text{ДВ}}^2 \cdot \eta_{\text{МП}}} = \frac{(1800 + 58) 0,22^2}{91,1^2 \cdot 0,83} = 0,013 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Для электродвигателей с короткозамкнутым ротором (МТКФ, МТК, 4А) средний пусковой момент можно принимать [1, с.36]:

$$T_{\text{ДВ ПУСК СР}} = (0,7 \dots 0,8) T_{\text{ДВ МАХ}} = (0,7 \dots 0,8) 175 = 130 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где ТДВ МАХ - максимальный момент, развиваемый двигателем при перегрузках, приводится в каталогах на двигатели [1, с.315].

Для электродвигателей с фазным ротором (МТФ, МТН) средний пусковой момент можно принимать [1, с.36]: ТДВ ПУСК СР = (1,5.., 1,6) ТДВ НОМ

$$T_{\text{СОПР СТАТ}} = \frac{G \cdot (D_{\text{Б}} + d_{\text{К}}) / 2}{a \cdot i_{\text{РЕД}} \cdot \eta_{\text{МП}}} = \frac{17640 \cdot (0,181 + 0,0099) / 2}{2 \cdot 19,8 \cdot 0,83} = 51,25 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Фактическое время разгона $t_{\text{Р}} = 0,25$ с очень малое, по сравнению с рекомендуемым временем $t_{\text{Р}}^{\text{РЕК}} = 1..2$ с [1, с.28]. Такая ситуация может привести к разгону груза с большими ускорениями, что скажется на прочности деталей механизма и устойчивости крана. Среднее ускорение груза при таком времени

$$W_{\text{СР}} = \frac{V_{\text{ГР}}}{t_{\text{Р}}} = \frac{0,22}{0,25} = 0,9 \text{ м} / \text{с}^2$$

больше допустимого $[W_{\text{СР}}] = 0,2 \text{ м} / \text{с}^2$ [1, с.32].

В связи с этим принимаем решение выбрать менее мощный двигатель МТФ 111-6 У1, имеющий параметры: $N_{\text{ДВ}}^{\text{ГОСТ}} = 4,1$ кВт (при ПВ = 25 %), $n_{\text{ДВ}} = 870$ об / мин. Максимальный момент, развиваемой двигателем при перегрузках $T_{\text{ДВ МАХ}} = 87 \text{ Н} \cdot \text{м}$; момент инерции ротора двигателя $J_{\text{Р}} = 0,048 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; масса двигателя $m_{\text{ДВ}} = 76$ кг; диаметр вала двигателя $d_{\text{ВАЛА}} = 35$ мм; длина выходного конца вала $l_{\text{ВАЛА}} = 80$ мм; расстояние от опорной поверхности до оси вала двигателя $h = 132$ мм; диаметр отверстия для болта 17 мм.

Используя те же формулы, выполняем пункты 5.4 - 5.9. Так как угловая скорость двигателя не изменилась, размеры барабана, редуктора и муфты остались такими же. Изменившиеся расчетные параметры таковы:

$T_{\text{ДВ НОМ}} \approx 45 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $J_{\text{ПР ВРАЩ}} = 0,185 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $T_{\text{ДВ ПУСК СР}} = 1,5 T_{\text{ДВ НОМ}} = 1,5 \cdot 45 = 67,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_p = 1,11 \text{ с}$. Так как $T_{\text{ДВ НОМ}} < T_{\text{СОПР СТАТ}}$, при подборе муфты вместо $T_{\text{ДВ НОМ}}$ необходимо подставить $T_{\text{СОПР СТАТ}} = 51,25 \text{ Н}\cdot\text{м}$, тогда $T_{\text{РАСЧ}} = 80 \text{ Н}\cdot\text{м}$,

Новое значение $t_p = 1,11 \text{ с}$ находится в диапазоне рекомендуемых значений времени разгона, следовательно, вновь выбранный двигатель обеспечит необходимую интенсивность работы.

Среднее ускорение груза b в этом случае
 $W_{\text{СР}} = V_{\text{ГР}}/t_p = 0,22/1,11 = 0,19 \text{ м/с}^2$ меньше допустимого $[W_{\text{СР}}] = 0,2 \text{ м/с}^2$ [1, с.32]

5.10 Выбор тормоза, проверка времени торможения при опускании груза» проверка колодок тормоза на износостойкость и отсутствие перегрева, выбор электромагнита тормоза

5.10.1 Так как тормозной шкив устанавливается на валу двигателя, момент сил статического сопротивления на валу тормоза при опускании груза вычисляем т формуле

$$T'_{\text{СОПР СТАТ}} = T_{\text{СОПР СТАТ}} \cdot \eta_{\text{МП}}^2 = 51,25 \cdot 0,83^2 = 35,31 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

5.10.2 Необходимый момент торможения по нормам Ростехнадзора

$$T_{\text{ТОРМ}} = T'_{\text{СОПР СТАТ}} \cdot \beta = 35,31 \cdot 1,75 = 61,79 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где β - коэффициент запаса торможения (1,75 - для среднего режима [1, с.66]).

5.10.3 Выбираем двухколодочный тормоз ТКТ - 200 [1, с.340] по условию $T_{\text{ТОРМ МАХ}} = 160 \text{ Н}\cdot\text{м} > T_{\text{ТОРМ}} = 61,79 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

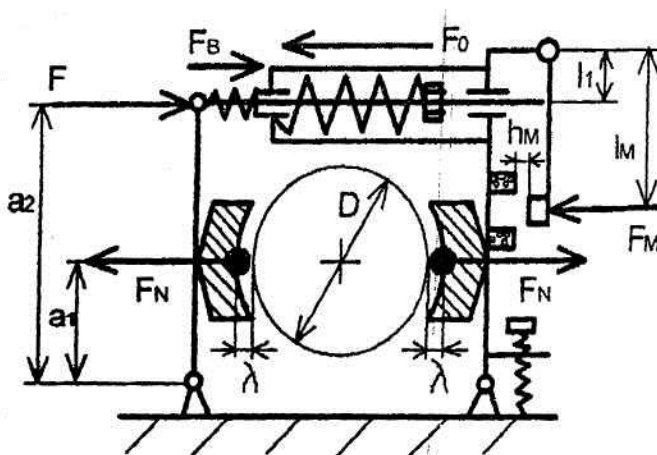


Рисунок 5.5

Наибольший тормозной момент $T_{\text{ТОРМ МАХ}} = 160 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Диаметр шкива $D = 200 \text{ мм}$.

Масса тормоза $m_T = 37 \text{ кг}$.

$a_1 = 135 \text{ мм}$, $a_2 = 305 \text{ мм}$;

$l_M = 200 \text{ мм}$, $l_1 = 36 \text{ мм}$,

Ширина колодок $B = 90 \text{ мм}$,
 угол охвата колодки $\beta = 70^\circ$

5.10.4 Определяем время торможения при опускании груза:

$$t_T = \frac{\omega_{дв} (J_{ПРВРАЩ} + J'_{ПРВРАЩ})}{T_{ТОРМ} - T'_{СОПРСТАТ}} = \frac{91,1(0,185 + 0,009)}{61,79 - 35,31} = 0,67с,$$

где $J'_{ПР ПОСТ}$ - приведенный к валу двигателя момент инерции поступательно движущихся масс (при опускании груза).

$$J'_{ПР ПОСТ} = J_{ПР ПОСТ} \cdot \eta_{МП}^2 = 0,013 \cdot 0,83^2 = 0,009 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Наибольшая допускаемая; длина пути торможения механизма подъема груза, при среднем режиме [1, с.31] $[S] = V_{ГР} / 1,7 = 0,22 / 1,7 = 0,129 \text{ м}.$

Максимально допустимое время торможения

$$t_{T \text{ МАХ}} = [S] / (0,5 V_{ГР}) = 0,129 / (0,5 \cdot 0,22) = 1,17с > t_T = 0,67 \text{ с}.$$

Если время торможения $t_T > t_{T \text{ МАХ}} >$ то необходимо увеличить тормозной момент $T_{ТОРМ}$ и отрегулировать тормоз на новое значение момента.

5.10.5 Проверяем колодки на износостойкость и отсутствие перегрева.

Необходимое усилие прижатия колодок для торможения шкива

$$F_N = \frac{T_{\partial \partial \partial} / D}{f} = \frac{61,79 / 0,2}{0,35} = 883Н,$$

где f - коэффициент трения асбестовой ленты по чугунному шкиву [1, с.46].

Среднее давление на рабочей поверхности колодок

$$q = \frac{F_N}{A_{КОЛ}} = \frac{F_N}{\pi \cdot D \cdot B \cdot \frac{\beta^0}{360^0}} = \frac{883}{3,14 \cdot 200 \cdot 90 \cdot \frac{70}{360}} = 0,08 \text{ МПа}$$

Так как $q = 0,08 \text{ МПа} < [q] = 0,6 \text{ МПа}$ [1,с.46]- износостойкость накладок на колодках обеспечивается.

Так как $q \cdot V = 0,08 \cdot 9,11 = 0,73 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} < [q \cdot V] = 5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$ - перегрева накладок не будет, где $V \Phi = \omega_{дв} \cdot D/2 = 91,1 \cdot 0,2/2 = 9,11 \text{ м/с}.$

5.10.6 Выбираем электромагнит по моменту якоря.

Необходимая на конце рычага колодки сила для торможения

$$F = F_N \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{1}{\eta_{рс}} = 883 \frac{135}{305} \cdot \frac{1}{0,95} = 413Н,$$

где $\eta_{рс}$ - КПД рычажной системы тормоза.

Необходимое усилие основной пружины тормоза

$$F_o = F + F_B = 413 + 40 = 453 \text{ Н},$$

где F_B - усилие вспомогательной пружины (рекомендуется 40 Н),

Необходимое для раздвигания колодок усилие электромагнита

$$F_M = F_0 \cdot l_1 / l_M = 453 \cdot 36 / 200 = 82 \text{ Н.}$$

Необходимый для раздвигания колодок момент якоря электромагнита

$$T_M = F_M \cdot l_M = 82 \cdot 0,2 = 16,4 \text{ Н·м.}$$

Выбираем электромагнит МО – 200 Б с максимальным моментом якоря электромагнита $T_M = 40 \text{ Н·м} > T_M = 16,4 \text{ Н·м}$ и максимальным ходом якоря $h_{M \text{ MAX}} = 21 \text{ мм}$ [2, с.431].

Необходимый для раздвигания колодок ход якоря электромагнита

$$h_M = 2\lambda \cdot \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{l_M}{l_1} \cdot 1,1 = 2 \cdot 0,8 \cdot \frac{305}{135} \cdot \frac{200}{36} \cdot 1,1 = 20 \text{ мм},$$

где λ - рекомендуемый установочный зазор между колодкой и шкивом ($\lambda = 0,8 \text{ мм}$ [1.С.46]);

1,1 - коэффициент, учитывающий люфты в шарнирах рычажной системы тормоза.

Так как у электромагнита МО - 200 Б, $h_{M \text{ MAX}} = 21 \text{ мм} > h_M = 20 \text{ мм}$ - выбранный электромагнит подходит для установки на тормоз.

5.11 Окончательная компоновка лебедки механизма подъёма груза

Проведенные расчеты показывают, что предварительно выбранная на рисунке 5.1 схема компоновки лебедки остаётся без изменений.

5.12 Выбор концевого выключателя для ограничителя высоты подъёма крюка и разработка схемы установки ограничителя

Для аварийного размыкания цепи электродвигателя механизма подъёма груза и электромагнита колодочного тормоза, при предельном подъёме крюка, на накладке, приваренной к нижней поверхности стрелы, четырьмя винтами М5 прикрепляется нормально разомкнутый кнопочный «Выключатель путевой ВП19-21А411-ООУ 2.26». Он рассчитан на напряжение 600 В, ток до 10 А, усилие срабатывания более 40 Н. Габариты: 47 X 62 X 157 мм. Расстояние между центрами отверстий винтов: 40 X 104 мм. Вдавливание кнопки выключателя для замыкания цепи двигателя и электромагнита тормоза, в нормальном положении крюка, осуществляется силой тяжести шарнирно закреплённого рычага.

6 ПРИМЕР РАСЧЁТА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ СТАЦИОНАРНОГО ПОВОРОТНОГО КРАНА

6.1 Разработка расчетной схемы металлоконструкции крана

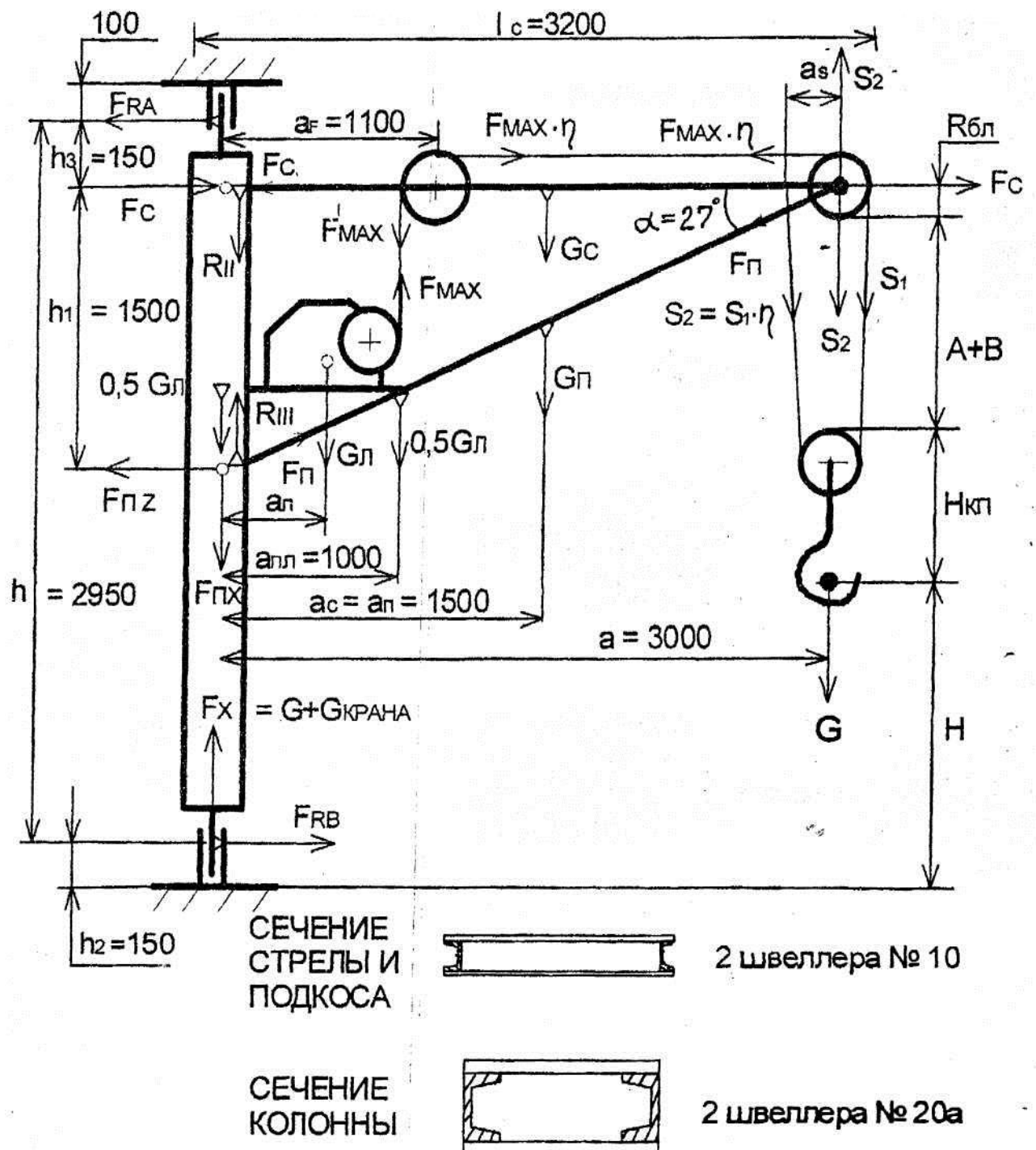


Рисунок 6.1 - Схема нагружения металлоконструкции крана

Расчетная схема металлоконструкции крана (в соответствии с рисунком 6.1) изображается с соблюдением пропорций, в масштабе уменьшения. Исходными данными для построения, являются технические характеристики крана и результаты расчета механизма подъема груза.

В рассматриваемом примере:

- высота подъема груза $H = 2000$ м ;
- грузоподъемность крана $Q = 1800$ кг, вес груза $G = 17640$ Н;
- масса редуктора Ц2-250 $m_{ред} = 86$ кг, длина 515 мм, высота с рамой лебедки $310 + 120 = 430$ мм, от основания редуктора до оси вала 160 мм [1, с.320];
- масса двигателя МТФ 111-6 $m_{дв} = 80$ кг, расстояния между болтами крепления 220 x 235 мм, от лап до оси вала 132 мм, диаметр вала 35 мм [1, с.316];
- масса тормоза ТКТ - 200 $m_T = 37$ кг, расстояние от основания до центра тормозного шкива 170 мм [3, с. 340];
- масса крюковой подвески $m_T = 58$ кг, высота $H_{кп} = 535$ мм [3, с. 25];
- диаметр барабана $D_б = 181$ мм, диаметр блоков по наружному диаметру 230 мм;
- максимальное натяжение каната $F_{max} = 9383$ Н;
- ход грузозахватного устройства от начала его взаимодействия с ограничителем высоты подъема груза до остановки этим ограничителем $A = 100$ мм;
- страховочное расстояние Ростехнадзора от остановленной ограничителем крюковой подвески до блока $B = 200$ мм ,

Построения начинают с отклоняющего блока на конце стрелы, затем откладывают вниз расстояния: $A+B$, $H_{кп}$, H . Таким образом находят высоту подвижной колонны $h = 2950$ мм .

$$H = R_{бл} + A + B + H_{кп} + H - h_2 + h_3 = 115 + 100 + 200 + 535 + 2000 - 150 + 150 = 2950 \text{ мм.}$$

Отложив от оси грузозахватного устройства влево величину вылета крана "а", находят положение оси неподвижной колонны.

Вычислив, по существующим рекомендациям [5, с.60], размер

$$h \approx (0,4 \pm 0,1) \cdot a \sim (0,4 \pm 0,1) \cdot 3000 = 1500 \text{ мм находят положение подкоса.}$$

По этой же формуле рекомендуется задавать расстояние между радиальными опорами стрелы, при консольном креплении неподвижной колонны.

Если в конструкции крана предусмотрен противовес, то длину консоли для противовеса, согласно [5, с.70], можно принять $l_k = (0,45 \pm 0,15) \cdot a$.

В итоге получаем длину стрелы (с учетом нахлеста с колонной) $l_c = 3200$ мм, длину подкоса $l_{п} = 3500$ мм .

$$l_c = a + 0,2 - 3,2 \text{ м;}$$

$$l_{п} = \sqrt{3^2 + 1,5^2} + 0,15 = 3,5 \text{ м.}$$

Далее находят точки приложения сил a_i и величины сил G_i :

G_c - веса основного элемента стрелы; G_{Π} - веса подкоса;
 G_p - веса растяжки; $G_{\text{Л}}$ - веса лебедки;
 $G_{\text{ПР}}$ - веса противовеса; $G_{\text{кон}}$ - веса консоли для противовеса;
 $G_{\text{КП}}$ - веса подвижной колонны; $G_{\text{КН}}$ - веса неподвижной колонны;
 F_x - осевой нагрузки на упорный подшипник;
 F_R - радиальной нагрузки на радиальные подшипники опоры крана.

$a = 3 \text{ м}$; $a_{\text{Л}} = 0,5 \text{ м}$; $a_{\text{ПЛ}} = 1 \text{ м}$; $a_{\Pi} = a_c = 1,5 \text{ м}$; $a_F = 1,1 \text{ м}$. Предполагая изготовить подвижную колонну из двух швеллеров № 20а, а основной элемент стрелы и подкос, каждую из двух швеллеров № 10, определяют:

$$G_{\text{КП}} = 2q_K \cdot l_K \cdot g \cdot 1,15 = 2 \cdot 19,8 \cdot 2,95 \cdot 9,8 \cdot 1,15 = 1317 \text{ Н};$$

$$G_c = 2q_c \cdot l_c \cdot g \cdot 1,15 = 2 \cdot 8,59 \cdot 3,2 \cdot 9,8 \cdot 1,15 = 620 \text{ Н};$$

$$G_{\Pi} = 2q_{\Pi} \cdot l_{\Pi} \cdot g \cdot 1,15 = 2 \cdot 8,59 \cdot 3,5 \cdot 9,8 \cdot 1,15 = 680 \text{ Н};$$

$$G_{\text{Л}} \approx 1,6 \cdot (m_{\text{РЕД}} + m_{\text{ДВ}} + m_{\text{Т}}) \cdot g = 1,6 \cdot (86 + 80 + 37) \cdot 9,8 \approx 3200 \text{ Н},$$

где q - масса одного метра швеллера, кг / м, с. 140];

g - ускорение свободного падения, м / с²;

l - длины швеллеров, м.

В этих формулах коэффициентом 1,15 учитывают массы накладок и косынок на основном элементе стрелы, подкосе и колонне, а коэффициентом 1,6 учитывают массы остальных элементов лебедки (муфты, рамы лебедки, крепежа и т.д.)

Если есть противовес, то вес; противовеса находят из условия: противовес и левая часть крана должны уравновешивать половину веса груза и правую часть крана. То есть при $G/2$ сумма правых моментов должна быть равна сумме левых моментов.

Если неподвижную колонну предполагается изготовить из трубы, то по ГОСТ РФ 8732-78 наружный диаметр трубы d в мм необходимо задавать из ряда: 102, 108, 114, 121, 127, 133, 146, 152, 159, 168, 180, 194, 203, 219, 245, 273,...

Внутренний диаметр трубы $d_1 = d - 2\delta$, где $\delta \approx 0,12 d \sim$ толщина трубы, задается из ряда: 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30 мм.

Ориентировочный наружный диаметр трубы d можно определить из условия прочности трубы неподвижной колонны на изгиб:

$$W_x = 0,1 \cdot d^3 \cdot (1 - c^4) \geq M_{\text{ОПРОК}} / 0,8 [\sigma_{\text{И}}]$$

где $M_{\text{ОПРОК}}$ - опрокидывающий момент, действующий на кран;

0,8 — коэффициент, учитывающий возможные напряжения в сечении колонны, отличные от изгибных; $c = d_1/d \approx 0,75$ при $\delta \approx 0,12 d$;

$[\sigma_{\text{И}}]$ - допускаемое напряжение изгиба для материала колонны [2, с.23.]

$$S_2 = \frac{G \cdot \eta}{1 + \eta} = \frac{17640 \cdot 0,98}{1 + 0,98} = 8731 \text{ Н}, \quad a_s \approx D_6^{носу} = 0,191 \text{ м},$$

$$M_s = S_2 a_s = 8731 \cdot 0,191 = 1668 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{опрок}} = G \cdot a + G_{\Pi} \cdot a_{\Pi} + G_C \cdot a_C + G_{\text{л}} \cdot a_{\text{л}} - M_s = 17640 \cdot 3 + 680 \cdot 1,5 + 620 \cdot 1,5 + 3200 \cdot 0,5 - 1668 = 54802 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вес колонны из стальной трубы можно вычислить по формуле $G_{\text{кн}} = V \cdot \rho \cdot g$, где $V = 0,785(d^2 - d_{\text{л}}^2) l_{\text{кн}}$ - объём; $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ - плотность стали; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

6.2 Подбор подшипников для опор крана и определение размеров цапф под подшипники. Подбор подшипников для отклоняющего блока

Радиальная нагрузка на подшипники верхней и нижней опор крана

$$F_R = M_{\text{опрок}} / h = 54802 / 2,95 = 18577 \text{ Н},$$

где h - расстояние между радиальными подшипниками верхней и нижней опор.

Такую нагрузку выдержит радиальный сферический шариковый «Подшипник 1215 ГОСТ РФ 5720-75» с размерами: $d = 75 \text{ мм}$, $D = 130 \text{ мм}$, $B = 25 \text{ мм}$, у которого $C_0 = 21,5 \text{ кН} > F_R = 18,58 \text{ кН}$ [6, с. 136]. Выбирают сферические подшипники из-за их способности сохранять грузоподъёмность при значительных перекосах колец (до 2...3 градусов), в то время как остальные подшипники допускают всего от 2 до 8 мин.

Осевая нагрузка на упорный подшипник

$$F_x = G + G_n + G_{\text{л}} + G_C + C_{\text{кп}} = 17640 + 680 + 3200 + 620 + 1317 = 23457 \text{ Н}$$

Такую нагрузку выдержит упорный шариковый подшипник 8105 ГОСТ РФ 6874-75 с размерами: $d = 25 \text{ мм}$, $D = 42 \text{ мм}$, $B = 11 \text{ мм}$, у которого $C_0 = 25,7 \text{ кН} > F_x = 23,46 \text{ кН}$ [6, с. 235].

Радиальные шарикоподшипники отклоняющего блока, в отличие от опор крана, подбираются по динамической грузоподъёмности C , так как частота вращения блока $n_{\text{бл}} = 9,55 V_{\text{к}} / 0,5 D_{\text{б}}^{\text{по оси}} = 9,55 \cdot 0,44 / (0,5 \cdot 0,191) = 44 \text{ об/мин} > 1 \text{ об/мин}$.

$$C^{\text{треб}} = P \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_{\text{бл}} \cdot 10^{-6}}{a_{23}}} = 9269 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10000 \cdot 44 \cdot 10^{-6}}{0,8}} = 29731 \text{ Н},$$

где P - эквивалентная радиальная динамическая нагрузка на подшипник, Н;

L_h - требуемый ресурс подшипника, ч;

$n_{\text{бл}}$ - частота вращения блока, об/мин;

a_{23} - коэффициент пересчёта стендовой грузоподъёмности к реальным условиям эксплуатации.

$$P = V \cdot (F_{\text{РБЛ}} / 2) \cdot K_6 = 1,2 \cdot (12874 / 2) \cdot 1,2 = 9269 \text{ Н}$$

где V - коэффициент вращения (при вращении наружного кольца $=1,2$);

$F_{\text{РБЛ}}$ - радиальная нагрузка на два подшипника блока, Н;

K_6 - коэффициент безопасности.

Радиальную нагрузку на подшипники можно найти как геометрическую сумму векторов натяжений каната до и после блока (графически или аналитически):

$$F_{\text{РББ}} = \sqrt{(F_{\text{МАХ}} \cdot \eta)^2 + (F_{\text{МАХ}} \cdot \eta^2)^2} = \sqrt{(9383 \cdot 0,98)^2 + (9383 \cdot 0,98^2)^2} = 12874 \text{ Н}.$$

При диаметре оси блока 40 мм подбираем «Подшипник 208 ГОСТ 8338-75» у которого $C^{\text{КАТ}} = 32 \text{ кН} > C^{\text{ТРЕБ}} = 29,73 \text{ кН}$, с размерами $d = 40 \text{ мм}$, $D = 80 \text{ мм}$, $B = 8 \text{ мм}$.

6.3 Определение продольных и поперечных усилий в элементах металлоконструкции крана (в основном элементе стрелы, подкесе, растяжке)

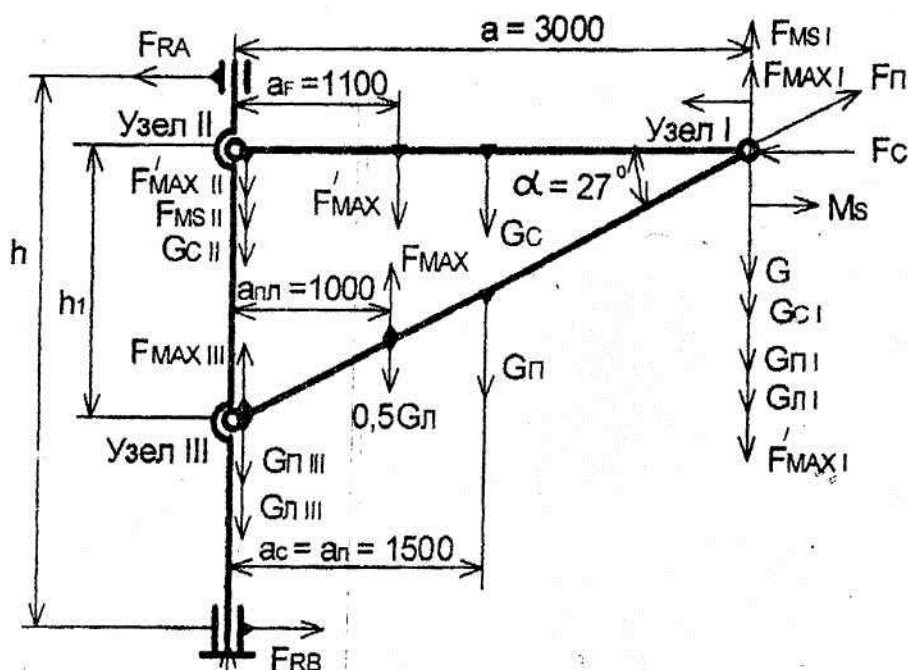


Рисунок 62 - Схема нагружения фермы крана

Продольные усилия в стреле и подкесе, с небольшими допущениями, можно определить, как в стержнях фермы! с шарнирными узлами в месте сварки.

6.3.1 Определяют силы, приходящиеся на узлы фермы от натяжения каната и сил тяжести: груза, лебедки, стрелы и подкоса.

Из равенства моментов сил относительно узлов I, II и III, например $G_C \cdot a_C = G_{CI} \cdot I \cdot a$; $F_{MAX}^I \cdot a_F = F_{MAX}^I \cdot a$; $G_C \cdot (a - a_C) = G_C \cdot a$, видно, что распределение сил по узлам обратно пропорционально расстояниям до узлов от точки приложения соответствующих сил. Тогда

$$\begin{aligned} G_{CI} &= G_C \cdot a_C / a = 620 \cdot 1,5 / 3 = 310H; & G_{C2} &= G_C \cdot (a - a_C) / a = 620 \cdot (3 - 1,5) / 3 = 310H; \\ G_{II} &= G_{II} \cdot a_{II} / a = 680 \cdot 1,5 / 3 = 340H; & G_{II2} &= G_{II} \cdot (a - a_{II}) / a = 680 \cdot (3 - 1,5) / 3 = 340H; \\ G_{JI} &= G_{JI} / 2 \cdot a_{JI} / a = 3200 / 2 \cdot 1 / 3 = 533H; & G_{JI2} &= G_{JI} / 2 \cdot 2 / a = 3200 / 2 \cdot 2 / 3 = 1066H; \\ F_{MAX I}^I &= F_{MAX}^I \cdot a_F / a = 9,383 \cdot 1,1 / 3 = 3,40кН; & F_{MAX II}^I &= F_{MAX}^I \cdot 1,9 / a = 9,383 \cdot 1,9 / 3 = 5,94кН; \\ F_{MAX I} &= F_{MAX} \cdot a_{II} / a = 9,383 \cdot 1 / 3 = 3,128 кН; & F_{MAX III} &= F_{MAX} \cdot 2 / a = 9,383 \cdot 2 / 3 = 6,26кН; \\ F_{MS I} &= M_S / a = 1668 / 3 = 556кН; & F_{MS II} &= M_S / a = 1668 / 3 = 556кН; \end{aligned}$$

Сумма вертикальных сил, действующих на первый (I) узел фермы,

$$\begin{aligned} F_{\text{ВЕРТ НА I УЗЕЛ}} &= G_I + G_{CI} + G_{II I} + G_{JI I} + F_{MAX I}^I - F_{MAX I} - F_{MS I} = \\ &= 17,640 + 0,310 + 0,340 + 0,533 + 3,440 - 3,128 - 0,556 = 18,579 \text{ кН}. \end{aligned}$$

6.3.2 Определяют продольные усилия в основном элементе стрелы и подкосе.

Векторы сил в силовом многоугольнике, составленном из сил, действующих на первый узел фермы, пропорциональны длинам стержней фермы.

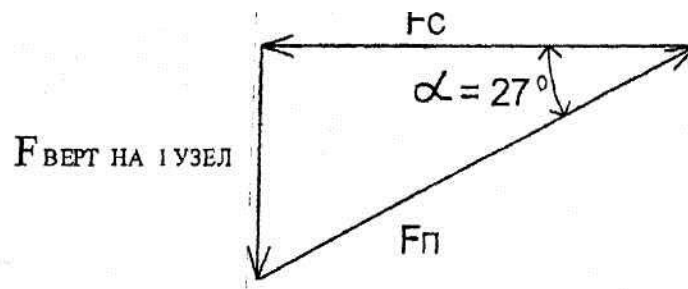


Рисунок 6.3 - Силовой многоугольник из сил, действующих на узел 1

$$F_C = \frac{F_{\text{ВЕРТ НА I УЗЕЛ}}}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{18,579}{\operatorname{tg} 27^\circ} = 36,463кН;$$

$$F_{II} = \frac{F_{\text{ВЕРТ НА I УЗЕЛ}}}{\sin \alpha} = \frac{18,579}{\sin 27^\circ} = 40,924кН;$$

6.4.1 Расчёт основного элемента стрелы


$$R_I = R_B = G_{CI} + F'_{MAXI} - F_{MSI} = 0,31 + 3,44 - 0,556 = 3,194 \text{ kH};$$

$$R_{II} = R_A = G_{CII} + F'_{MAX II} + F_{MS II} = 0,31 + 5,94 + 0,536 = 6,806 \text{ kH.}$$

$$N_B = F_c - F_{MAX} \cdot \eta = 36,46 - 9,383 \cdot 0,98 = 27,26 \text{ kH};$$

$$N_E = N_B + F_{MAX} \cdot \eta = 27,26 + 9,383 \cdot 0,98 = 36,46 \text{ kH};$$

$$N_A = N_E = 36,46 \text{ кН},$$

где η - КПД отклоняющего блока на подшипниках качения.

$$M_{IB} = M_8 = 1668 H \cdot M;$$

$$M_{HD} = R_1 \cdot (a - a_c) + M_s = 3194(3 - 1,5) + 1668 = 6459 \text{ H} \cdot \text{m};$$

$$M_{IE} = R_{II} \cdot a_F = 6806 \cdot 1,1 = 7487 \text{ H} \cdot \text{M};$$

6.4.1.4 Проверяют прочность основного элемента стрелы в опасном сечении E

$$\sigma_{\Sigma}^E = \sigma_{ИГ} + \sigma_{РАСТЕ} = M_{ИГ} / 2W_{\Sigma} + N_E / 2A = 7487 \cdot 10^3 / 2 \cdot 34,8 \cdot 10^3 + 36,46 \cdot 10^3 / 2 \cdot 10,9 \cdot 10^2 = 124$$

где W_{Σ} -момент сопротивления изгибу сечения одного швеллера;

A-площадь поперечного сечения одного швеллера.

Допускаемое напряжение в сечении швеллера из стали Ст 3 при среднем режиме работы $[\sigma] = 160$ МПа [2,с.223].

$$\sigma_{\Sigma}^E = 124 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}.$$

Прочность основного элемента стрелы из двух швеллеров №10 обеспечивается.

6.4.2 Расчёт подкоса

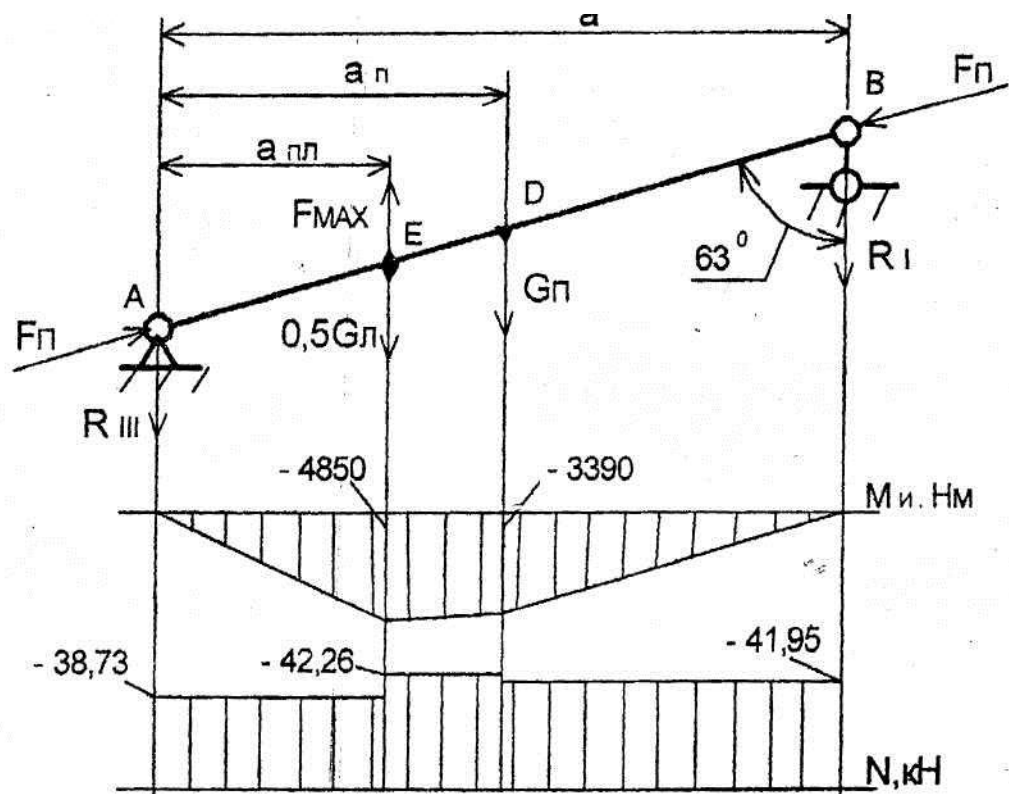


Рисунок 6J5 - Схема нагружения подкоса

6.4.2.1 Определяют реакции опор, в соответствии с рисунками 4.2и 4.5

$$R_I = -G_{П I} - G_{Л I} + F_{\text{MAX I}} = 0,340 - 0,533 + 3,128 = 2,26 \text{ кН};$$

$$R_{III} = G_{П III} - G_{Л III} + F_{\text{MAX III}} = -0,340 - 1,066 + 6,260 = 4,85 \text{ кН}.$$

6.4.2.2 Строят эпюру продольных сил

$$N_B = -F_{II} - R_I \cdot \cos 63^\circ = -40,92 - 2,26 \cdot \cos 63^\circ = -41,95 \text{ кН};$$

$$N_E^{II} = N_D = N_B - G_{II} \cdot \cos 63^\circ = -41,95 - 0,68 \cdot \cos 63^\circ = -41,95 \text{ кН};$$

$$N_E^{II} = N_D + (F'_{MAX} - 0,5 G_{II}) \cos 63^\circ = -42,26 + (9,383 - 0,5 \cdot 3,200) \cos 63^\circ = -38,73 \text{ кН};$$

6.4.2.3 Строят эпюру изгибающих моментов:

$$M_{IE} = -R_{III} \cdot a_{II} = -4,85 \cdot 10^3 \cdot 1 = -4850 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{ID} = -R_I(a - a_{II}) = -2,26 \cdot 10^3 \cdot (3 - 1,5) = -3390 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.4.2.4 Проверяют прочность подкоса в опасном сечении Е:

$$\sigma_E = \sigma_{IE} + \sigma_{сжЕ} = \frac{M_{IE}}{2W_X} + \frac{N_E^{II}}{2A\varphi} = \frac{4850 \cdot 10^3}{2 \cdot 34,8 \cdot 10^3} + \frac{42,26 \cdot 10^3}{2 \cdot 10,9 \cdot 0,71} = 97 \text{ МПа},$$

где φ -коэффициент продольного изгиба, зависящий от гибкости подкоса λ .
Таблица 6.1 - Коэффициент продольного изгиба φ [2, с.243]

Гибкость λ	0	20	40	60	80	100	120	140	160
Коэффициент φ	1	0,97	0,92	0,86	0,75	0,60	0,45	0,36	0,29

$$\lambda_X = l_{II} \cdot \mu / r_X = 3500 \cdot 1 / 39,9 = 87,7 < 150,$$

где коэффициент приведения длины подкоса (если оба конца шарнирных - $\mu = 1$);

r_X - радиус инерции швеллера ($r_X = 39,9$ -мм, $r_Y = 13,7$ мм)

$$\lambda_Y = l'_{II} \cdot \mu / r_Y = 1000 \cdot 1 / 13,7 = 72,9 < 150,$$

где l'_{II} -расстояние между приваренными накладками ($l'_{II} = 1$ м).

Коэффициент φ выбирают; по большей гибкости λ

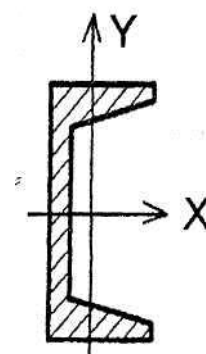


Рисунок 6.6

Допускаемое напряжение в сечении швеллера из стали Ст 3 при среднем режиме работы $[\sigma] = 160$ МПа [2, с.223].

$\sigma_E = 97$ МПа $< [\sigma] = 160$ МПа . Прочность подкоса из двух швеллеров № 10 обеспечивается.

Если подкос или колонна из трубы с диаметрами d и d_1 ($d > d_1$), то радиус инерции

$$r_x = r_y = \sqrt{\frac{J_x}{A}} = 0,25\sqrt{d^2 + d_1^2} \quad A = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2), a \cdot J_x = 0,05(d^4 - d_1^4).$$

6.4.3 Расчет поворотной колонны

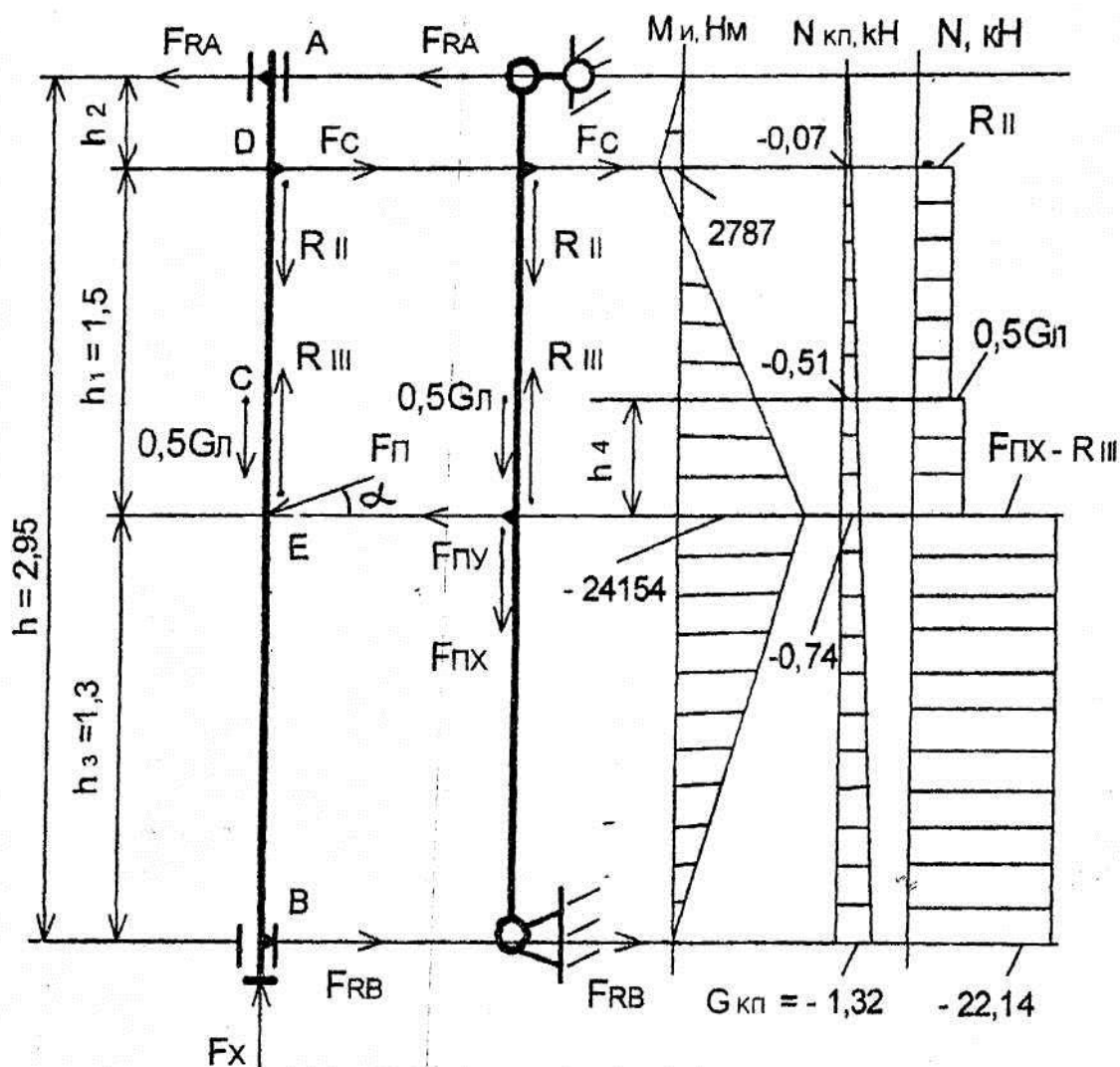


Рисунок 6.7 - Схема нагружения подвижной колонны

6А3.1 Строят эпюру продольных сил

От силы тяжести подвижной колонны: $N_{кпА}=0$; $N_{кпВ}=-G_{кп} = -132$ кН.

От остальных сил:

$$F_{пх} = F_{п} \cdot \sin \alpha = 40,924 \cdot \sin 27^\circ = 18,58 \text{ кН};$$

$$F_{\Pi Y} = F_{\Pi} \cdot \cos \alpha = 40,924 \cdot \cos 27^\circ = 36,464 \text{ кН.}$$

$$N_A = 0;$$

$$N_D = N_A - R_{II} = 0 - 6,81 = -6,8 \text{ кН;}$$

$$N_C = N_D - 0,5 \cdot G_{II} = -6,81 - 0,5 \cdot 3,2 = -8,41 \text{ кН;}$$

$$N_E = N_C + R_{III} - F_{\Pi X} = -8,41 + 4,85 - 18,58 = -22,14 \text{ кН;}$$

$$F_X = N_B^{\Sigma} = N_E - G_{KII} = -22,14 - 1,32 = -23,46 \text{ кН.}$$

(При правильном расчёте должно совпасть со значением F_X на странице 24).

$$N_{KII E} = N_{KII B} (AE/AB) = -1,32(1,65/2,95) = -0,74 \text{ кН ;}$$

$$N_E^{\Sigma} = N_E + N_{KII E} = -22,14 - 0,74 = -22,88 \text{ кН.}$$

6.4.3.2 Строят эпюру изгибающих моментов:

$$\Sigma M_B = 0; \quad F_C(h-h_2) - F_{\Pi Y} \cdot h_3 - F_{RA} \cdot h = 0;$$

$$F_{RA} = \frac{1}{h} [F_C(h-h_2) - F_{\Pi Y} \cdot h_3] = \frac{1}{2,95} [36,463(2,95 - 0,15) - 36,464 \cdot 1,3] = 18,58 \text{ кН.}$$

$$\Sigma Y = 0;$$

$$F_{RB} = F_{RA} + F_{\Pi Y} - F_C = 18,58 + 36,464 - 36,464 = 18,58 \text{ кН.}$$

(При правильном расчёте должно совпасть со значением F_R на с. 24).

$$M_{ID} = F_{RA} \cdot h_2 = 18,58 \cdot 10^3 \cdot 0,15 = 2787 \text{ Н·м;}$$

$$M_{IE} = -F_{RB} \cdot h_3 = -18,58 \cdot 10^3 \cdot 1,3 = -24154 \text{ Н·м.}$$

6.4.3.3 Проверяют прочность колонны в наиболее нагруженном сечении E:

$$\sigma_E = \sigma_{IE} + \sigma_{CJE} = \frac{M_{IE}}{2W_X} + \frac{N_E^{\Pi}}{2A\varphi} = \frac{24154 \cdot 10^3}{2 \cdot 167 \cdot 10^3} + \frac{22,88 \cdot 10^3}{2 \cdot 25,2 \cdot 0,9} = 77,5 \text{ МПа,}$$

где φ - коэффициент продольного изгиба [2, с.243].

$$\lambda_x = \frac{1}{r_x} = \frac{2,95 \cdot 10^3 \cdot 1}{81,5} = 36,2; \quad \lambda_y = \frac{l'_K \cdot \mu}{r_y} = \frac{1000 \cdot 1}{22,8} = 43,9(150;$$

φ - выбирают по большей гибкости λ $\varphi = 0,9$ [2, с.243].

Допускаемое напряжение $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ [2, с.223]

$$\sigma_E = 77,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа.}$$

Следовательно, прочность колонны обеспечивается.