

tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2015, No. 2, pp. 44-51, available at: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N1/2015-02-06.pdf>.

11. Krasnoshapka V.A., Berezhnoj Yu.I. *Issledovanie dinamicheskikh modeley privodov i proektirovanie gornyx mashin* [The study of dynamic models of drives and designing of mining machines]. Kiev, Nauchnaya mysl, 1983, 184 p.

12. Moldabekov M.M., Tuleshov A.K., Ualiev G.U. *Matematicheskoe modelirovanie dinamiki mekhanizmov i mashin* [Mathematical modelling of dynamics of mechanisms and machines]. Almaty, Kaz. un-t, 1998, 204 p.

13. Pankratov S.A. *Dinamika mashin dlya otkrytykh gornyx i zemlyanykh rabot* [Dynamics of machines for opencast mining and earthmoving]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1967, 448 p.

14. Reutov A.A. *Modelirovanie privodov lentochnykh konveyerov* [Simulation of the conveyor belt drives]. Bryansk, BGTU, 2011, 152 p.

15. Formalev V.F., Reviznikov D.L. *Chislennyye metody* [Numerical methods]. Moscow, FIZMATLIT, 2004, 400 p.

16. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Substantiation of rational suspension parameters conveyor with suspended belt and distributed drive. *Podemno-transportnoye delo*. 2016. No. 1-2 (84). pp. 17-20.

Лагереv Александр Валерьевич (Россия, Брянск) – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» (241036, г. Брянск, ул. Бежицкая, д. 14, e-mail: bsu-avl@yandex.ru).

Толкачев Евгений Николаевич (Россия, Брянск) – специалист отдела инновационного развития ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» (241036, г. Брянск, ул. Бежицкая, д. 14, e-mail: tolkachev_en@mail.ru).

Lagerev Alexander Valer'evich (Russian Federation, Bryansk) – Ph.D., Professor, the Vice Director of the Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovsky Bryansk State University (241036, Russian Federation, Bryansk, Bezhitskaya st., 14, e-mail: bsu-avl@yandex.ru).

Tolkachev Evgeniy Nikolaevich (Russian Federation, Bryansk) – Specialist of the Department of innovative development at Academician I.G. Petrovsky Bryansk State University (241036, Russian Federation, Bryansk, Bezhitskaya st., 14, e-mail: tolkachev_en@mail.ru).

УДК 621.2.082.18

МЕТОДИКА ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЁТА ВАЛА РАСКАТЫВАЮЩЕГО ПРОХОДЧИКА СКВАЖИН

В. Лис¹, Ю.Е. Пономаренко²

¹Германия, г. Mittelbiberach, ²ФГБОУ ВО «СибАДИ», Россия, г. Омск

Аннотация. Отсутствие методики прочностного расчёта вала раскатывающего проходчика скважин, учитывающей его конструктивные особенности, значительно усложняет работу конструктора по определению необходимых поперечных сечений вала, обеспечивающих его надёжную, безотказную работу в течении всего эксплуатационного периода. В настоящей статье представлена схема нагружения раскатывающего рабочего органа в скважине, рассмотрена схема передачи нагрузки от катков к сердечнику вала посредством эксцентричных втулок и установлено влияние этих втулок на распределение нагрузки вдоль сердечника.

Ключевые слова: каток, эксцентричная втулка, сердечник вала, поперечная сила, изгибающий и крутящий момент.

Введение

Надёжность и долговечность работы раскатывающего проходчика скважин [1 – 6], как и любого другого механизма, всецело зависит от способности каждого узла, детали или комплектующего элемента воспринимать прикладываемую нагрузку и реагировать на неё соответствующим образом, не претерпе-

вая при этом необратимых конструктивных изменений, что обеспечивается прочностным расчётом и обоснованным выбором соответствующих материалов. Для проведения прочностного расчёта любого из элементов раскатывающего рабочего органа необходимо установить соответствующую ему расчётную

схему и определить вид и значение приложенных силовых нагрузок [2, 5 – 8].

Прочностной расчёт отдельных узлов и деталей раскатывающего проходчика скважин представляет собой, несмотря на первоначально кажущуюся простоту, комплексную задачу, решение которой требует применения специализированного метода расчёта. В настоящее время такой метод расчёта отсутствует и качество конструкторской разработки всецело зависит от опыта конструктора и его умения идеализировать расчётную схему. Одной из первых и немногих публикаций в какой-либо степени описывающих процесс работы раскатывающего проходчика скважин с учётом нагрузок является монография В.К. Смирновского [1], однако вопросы расчёта элементов раскатчика на прочность не рассматривались ни здесь, ни в каких либо других публикациях.

Метод поэтапного расчёта вала и схемы передачи нагрузки на сердечник вала

В настоящей статье представлена методика расчёта вала раскатывающего рабочего органа, являющегося основным структурным элементом проходчика. Так как вал рабочего органа находится в непосредственном кон-

такте только с валом вращателя и подшипниковыми опорами катков, то очевидно, что силовое воздействие на него осуществляется посредством этих элементов. Согласно этому разработана схема нагружения вала раскатывающего проходчика скважин (рис. 1). Эта схема учитывает конструктивную особенность вала, которая заключается в исполнении его составным из сердечника 1 и эксцентричных втулок 2. На эксцентричные втулки опираются, посредством подшипников 3, грунтоуплотняющие катки 4.

Другой конструктивной особенностью раскатывающего рабочего органа является обеспечение его равновесия в скважине посредством нескольких силовых пар, каждая из которых образована двумя соседствующими катками с противоположно направленными приведёнными силами $P_{смj}$ сопротивления грунта смятию [2, 4]. Плоскости действия каждой силовой пары развёрнуты относительно друг друга вокруг оси сердечника вала примерно на 120° (рис. 2). Такое расположение силовых пар стабилизирует раскатывающий проходчик в скважине и способствует его прямолинейному перемещению вдоль оси последней.

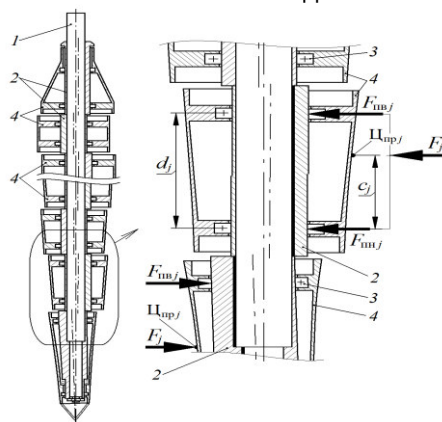


Рис. 1. Принципиальная схема приложения нагрузки к раскатывающему проходчику скважин:

1 – сердечник вала; 2 – втулка эксцентричная; 3 – подшипник опорный; 4 – каток грунтоуплотняющий. F_j – силовое воздействие грунта на произвольный (j -ый) каток; $F_{пвj}$ и $F_{пнj}$ – нагрузка на верхней и нижней подшипниковой опоре j -го катка соответственно; $Ц_{прj}$ – центр приведения сил сопротивления грунта смятию j -ым катком; c_j – расстояние от центра приведения сил до нижней опоры катка; d_j – расстояние между подшипниковыми опорами j -го катка

При прекращении вращения вала силы $P_{смj}$ сопротивления грунта смятию обжимают, посредством катков, вал со всех сторон, придавая ему таким образом квазизащемлённое состояние. Основываясь на расположении силовых пар в развёрнутых плоскостях и жестком защемлении вала силами $P_{смj}$, расчёт вала ведётся поэтапно для каждой силовой пары. При этом расчёт начинается от первой силовой пары (катки К-1 и К-2). С этой целью

условно вырезается участок скважины от забоя (острия наконечника) до стыка второго – К-2 и третьего – К-3 катков и заменяется силовым воздействием грунта на освобождённые катки К-1 и К-2 (рис. 3). В результате удаления грунта и корпусов первого и второго катков видно, что силовые нагрузки на сердечник вала передаются эксцентричными втулками на которых установлены, с возможностью вращения посредством подшипнико-

вых опор, корпуса катков. Асимметричное расположение подшипниковых опор относительно центра приведения сил ($\zeta_{прj}$) обуславливает их неравномерное нагружение и, следовательно, неравномерное распределение нагрузки по линии контакта эксцентричной втулки с сердечником вала. Нагрузки на подшипниковых опорах обратно пропорциональны расстояниям от опор до центра приведения сил и определяются следующими равенствами:

$$F_{пвj} = F_j \frac{c_j}{a_j}, \quad F_{пнj} = F_j \left(1 - \frac{c_j}{a_j}\right), \quad (1)$$

где F_j – силовое воздействие грунта на произвольный (j -ый) каток в процессе раскатывания, определяемое как равнодействующая между силами сопротивления грунта смятию $P_{смj}$ и перекачиванию $F_{перj}$ по формуле $F_j = (P_{смj}^2 + F_{перj}^2)^{1/2} \cos \beta_j$, здесь β_j – угол между направлением равнодействующей силы F_j и плоскостью поперечного сечения катка; $F_{пвj}$ и $F_{пнj}$ – величина нагрузки передаваемой соответственно верхней и нижней опорами j -го катка на эксцентричную втулку; d_j – расстояние между подшипниковыми опорами j -го катка; c_j – расстояние от центра приведения сил ($\zeta_{прj}$) до нижней опоры катка.

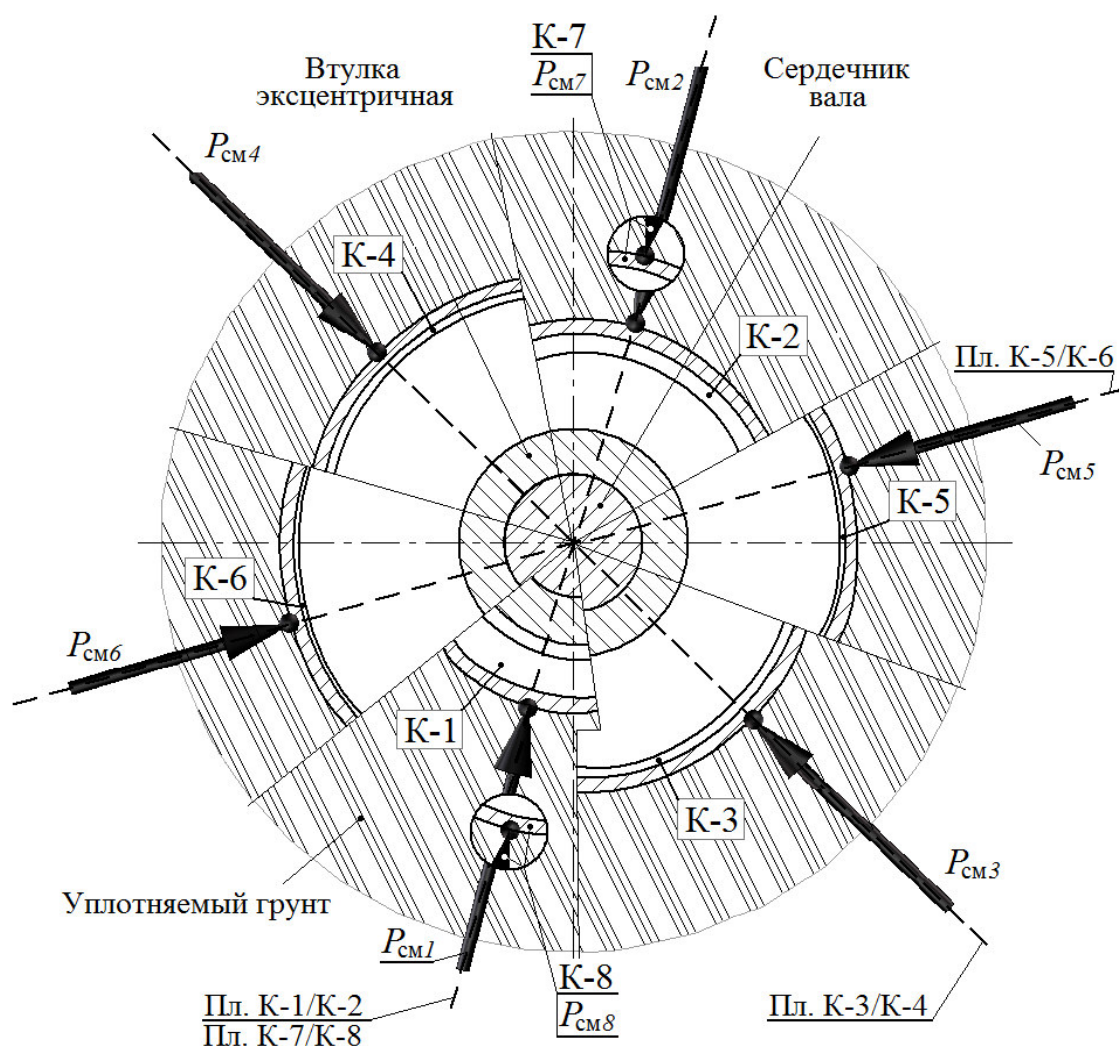


Рис. 2. Распределение сил сопротивления грунта смятию по периметру раскатываемой скважины (вид с наконечника): К-1 ... К-8 – элемент корпуса соответствующего катка; $P_{см1} \dots P_{см8}$ – сила сопротивления грунта смятию соответствующим катком; Пл. К-1/К-2, Пл. К-3/К-4, Пл. К-5/К-6 и Пл. К-7/К-8 – плоскости расположения силовых пар соответствующих катков.

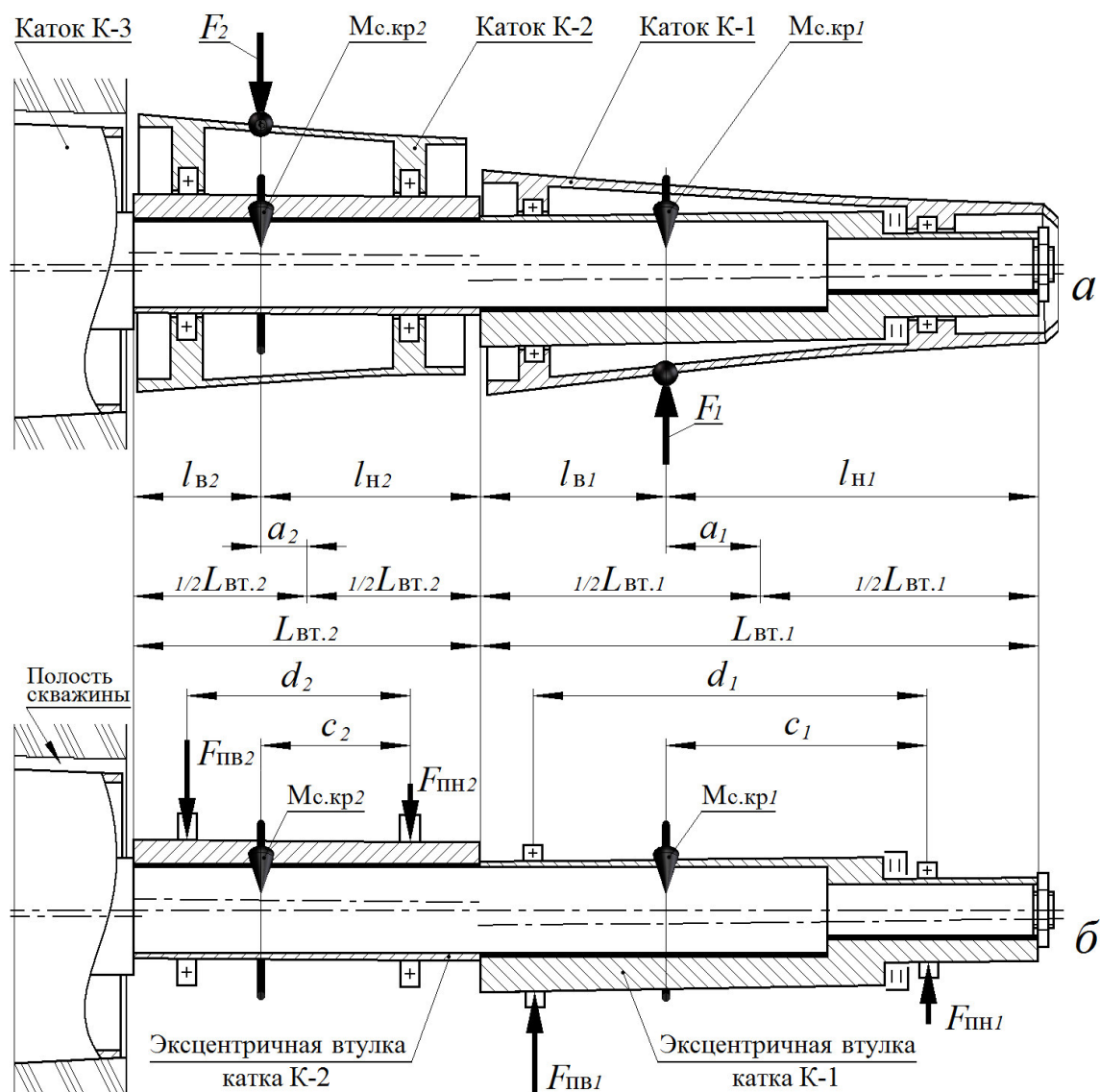


Рис. 3. Схема нагружения вала раскатчика на первом (I) этапе расчёта:
а – схема приложения сил F_1 и F_2 в центрах приведения первого К-1 и второго К-2 катков; б – схема распределения сил F_1 и F_2 по подшипниковым опорам и передача их эксцентричными втулками на сердечник вала

Принимая распределение нагрузки, передаваемой эксцентричной втулкой на сердечник вала, идентичным её распределению по подшипниковым опорам согласно равенствам (1) устанавливаем соотношение между нагрузками на подшипниках и интенсивностью распределённой нагрузки по основаниям соответствующей эксцентричной втулки, которое имеет следующий вид:

$$\frac{q_{Bj} - q_{Hj}}{L_{BTj}} = \frac{F_{ПВj} - F_{ПНj}}{d_j} = \frac{F_j(2c_j - d_j)}{2d_j^2}, \quad (2)$$

где q_{Bj} и q_{Hj} – интенсивность нагрузки по верхнему (B_j) и нижнему (H_j) основаниям эксцентричной втулки j -го катка; L_{BTj} – длина эксцентричной втулки j -го катка.

Нагрузка от эксцентричной втулки распределяется вдоль сердечника вала по трапециевидальной форме согласно равенству (2) с интенсивностью q_{zj} определяемой следующим выражением:

$$q_{zj} = q_{Hj} + \frac{q_{Bj} - q_{Hj}}{L_{BTj}} z_j = \frac{F_j}{L_{BTj}} - \frac{F_j(2c_j - d_j)}{2d_j^2} (L_{BTj} - 2z_j), \quad (3)$$

где z_j – расстояние от нижнего основания эксцентричной втулки j -го катка, расположенного вблизи меньшего основания катка, до рассматриваемого сечения.

Поперечная сила $Q_{z(1-2)}$ и изгибающий момент $M_{z(1-2)}$ действующие на сердечник вала в зоне катков К-1 и К-2 определяются следующими выражениями:

$$Q_{z(1-2)} = q_{z2}z_2 - q_{z1}z_1, \quad (4)$$

$$M_{z(1-2)} = Q_{z1}(z_{ц.т.тр.1} + z_2) - Q_{z2}z_{ц.т.тр.2}, \quad (5)$$

где $z_{ц.т.тр.j}$ – расстояние от центра тяжести части трапецевидной нагрузки j -го катка, приходящейся на рассматриваемый отрезок сердечника вала, до рассматриваемого сечения.

Расстояние $z_{ц.т.тр.j}$ определяется через интенсивность нагрузки в плоскости нижнего основания эксцентричной втулки и рассматриваемого сечения следующим выражением:

$$z_{ц.т.тр.j} = \frac{z_j(q_{zj} + 2q_{Hj})}{3(q_{zj} + q_{Hj})}. \quad (6)$$

Заменив в выражениях (3), (4), (5) и (6) параметры z_1 и z_2 на длину соответствующей эксцентричной втулки $L_{вт1}$ или $L_{вт2}$, получим значение поперечной силы $Q_z = R_i$ и изгибающего момента $M_z = M_{изг.i}$ действующих на сердечник вала в плоскости стыка эксцентричных втулок второго – К-2 и третьего – К-3 катков (см. рис. 4).

Кроме поперечной силы и изгибающего момента, к валу раскатывающего проходчика скважин приложены, нормальная сила N_z , действующая вдоль оси вала и крутящий момент $M_{крj}$ вокруг этой оси.

Значение нормальной силы N_z определяется суммой осевой силы $P_{ос}$ действующей на раскатывающий проходчик и силой P_H сопротивления грунта внедрению наконечника, которые устанавливаются на стадии проекровочного расчёта раскатывающего рабочего органа согласно выражениям приведённым в статье «РАБОЧИЙ ОРГАН ДЛЯ РАСКАТКИ СКВАЖИН» [с. 196, 6]. Осевая сила $P_{ос}$ пред-

ставляет собой совокупность сил $P_{пр}$ тяжести рабочего органа с приводом и суммарной силы $\sum P_j^{зат}$ затягивания катков грунтом. Сила $P_{пр}$ величина постоянная для данного рабочего органа, а силы $P_j^{зат}$ затягивания и сила P_H сопротивления грунта внедрению наконечника зависят от грунтовых условий и могут варьировать в широком диапазоне, чем объясняется необходимость проведения проекровочного расчёта раскатывающего проходчика для наиболее тяжёлых грунтовых условий. При этом расчёт ведётся таким образом, чтобы суммарная сила $\sum P_j^{зат}$ затягивания катков грунтом примерно равнялась (с небольшим превышением) силе P_H сопротивления грунта внедрению наконечника. Такое равновесие сил практически обуславливает нулевое значение нормальной силы N_z на валу рабочего органа от внешних сил в зоне расположения катков. Фиксация эксцентричных втулок катков на сердечнике осуществляется упорным буртом на верхнем уровне возвратного катка и фиксирующего элемента на уровне нижнего основания первого катка. Фиксация эксцентричных втулок обеспечивает предварительно-напряжённое состояние сердечника вала в нерабочем состоянии. В процессе же работы осевая нагрузка от веса привода и сопротивление грунта внедрению катков и наконечника компенсируют предварительное напряжение сердечника, а суммарная нормальная сила N_z принимает нулевое значение. Вследствие вышеизложенного можно нормальной силой N_z , при прочностном расчёте сердечника, пренебречь.

Крутящий момент приложенный к сердечнику вала в плоскости стыка эксцентричных втулок первого – К-1 и второго – К-2 катков, равен моменту сопротивления вращению первого катка $M_{кр1} = M_{с.кр1}$, а в плоскости стыка эксцентричных втулок второго – К-2 и третьего – К-3 катков равен сумме моментов сопротивления вращению первого и второго катков, т.е. $M_{крj} = M_{с.кр1} + M_{с.кр2}$ (см. рис. 4.б). Значение крутящего момента, приложенного к сердечнику вала, растёт ступенчато от катка к катку и достигает своего максимума, в результате суммирования моментов сопротивления вращению всех смонтированных на валу катков, за исключением возвратного не принимающего активного участия в процессе формирования скважины, на восьмом катке.

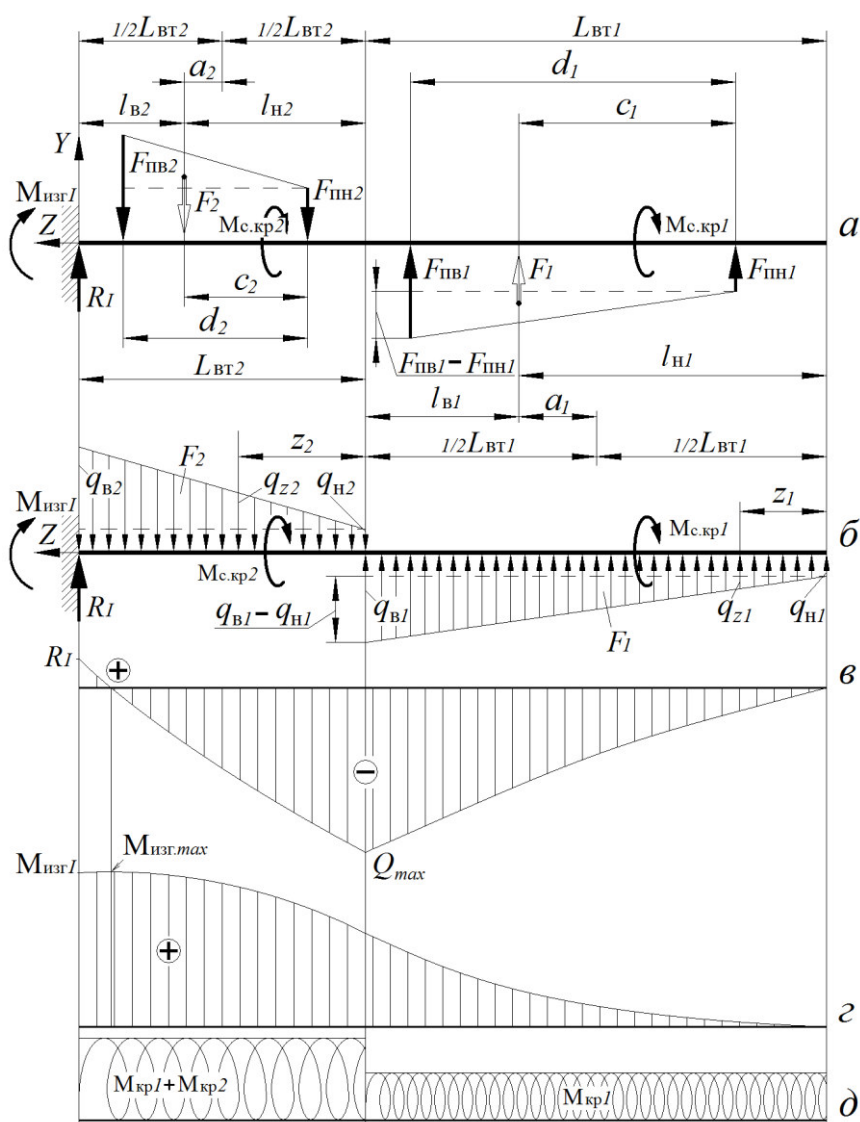


Рис. 4. Схема определения сил и моментов на сердечнике вала в зоне катков К-1 и К-2 (этап 1): а – распределение нагрузок по опорным подшипникам эксцентричных втулок; б – схема приведения сосредоточенных сил $F_{ПВ1}$, $F_{ПН1}$ и $F_{ПВ2}$, $F_{ПН2}$ к распределённым нагрузкам; в – эпюра поперечных сил Q действующих в сердечнике вала в зоне катков К-1 и К-2; г – эпюра изгибающих моментов $M_{изг.}$ действующих на сердечник вала в зоне этих катков; д – эпюра крутящих моментов $M_{кр.}$ действующих в рассматриваемой зоне сердечника вала

Расчёт сердечника вала подверженного совместному воздействию изгиба и кручения проводится по приведённому моменту M_{IV} , определяемого по четвёртой теории прочности [с.394, 8]:

$$M_{IV} = \sqrt{M_z^2 + 0,75M_{\text{кр}j}^2}, \quad (7)$$

где M_z и $M_{крj}$ – соответственно изгибающий и крутящий моменты, действующие в рассматриваемом сечении сердечника вала.

Следующим этапом расчёта сердечника вала является вторая силовая пара образованная катками К-3 и К-4 (рис. 5). Здесь вырезается, дополнительно к первому этапу, часть скважины охватывающая катки К-3 и К-4, при этом защемление рабочего органа в скважине осуществляется обжатием катков К-5, К-6, К-7 и К-8 грунтом (см. рис. 2), а плоскость начала защемления смещается из плоскости стыка эксцентричных втулок катков К-2/К-3 в плоскость стыка втулок катков К-4/К-5. Применяя метод сечений отсекаем правую часть сердечника вала по плоскости стыка эксцен-

тричных втулок катков К-2/К-3, заменив её воздействие на левую часть сердечника поперечной силой R_I , изгибающим $M_{изг.I}$ и кру-

тящим $M_{кр.I}$ моментами, значения которых установлены на первом этапе расчёта.

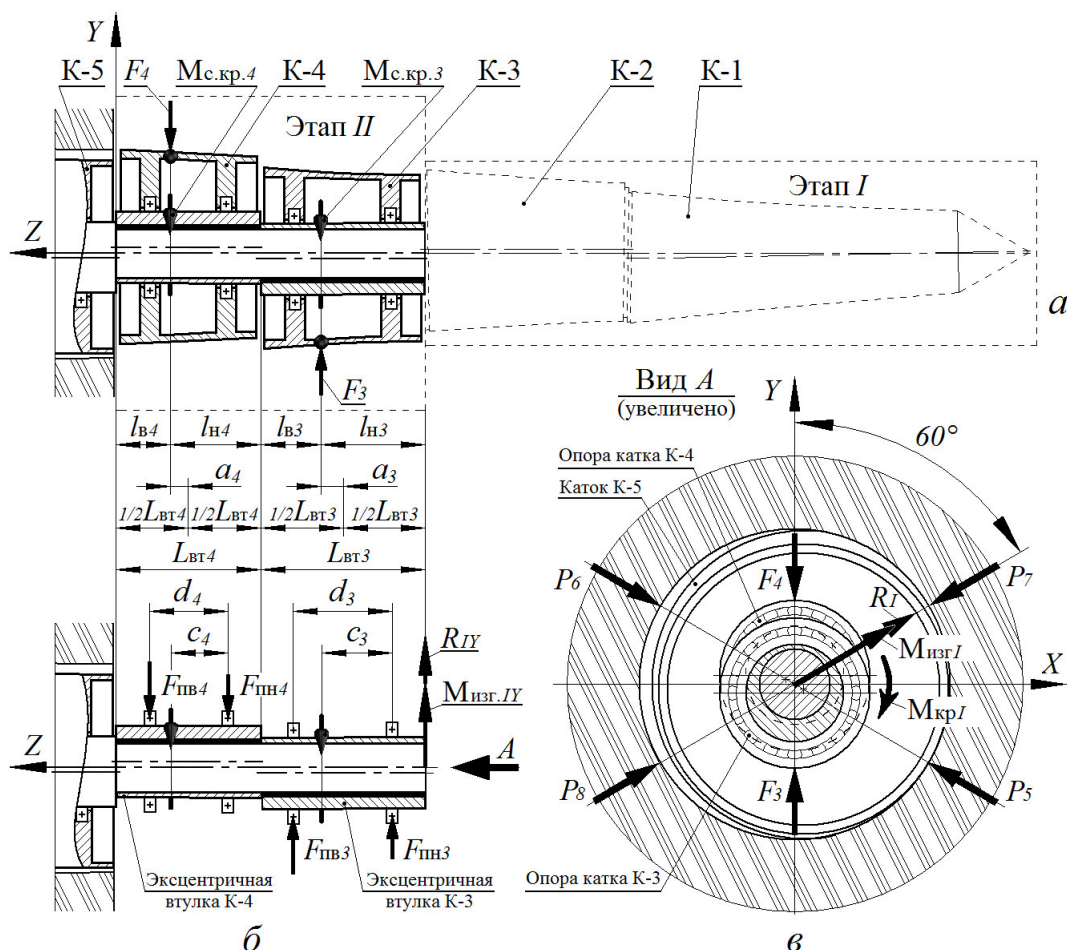


Рис. 5. Схема нагружения вала раскатчика на втором (II) этапе расчёта: а – распределение катков по этапам расчёта и приложение нагрузок F_3 и F_4 в центрах приведения сил третьего К-3 и четвёртого К-4 катков; б – распределение нагрузок F_3 и F_4 по опорам катков и их передача эксцентричными втулками на сердечник вала; в – схема приложения поперечной силы R_I и изгибающего $M_{изг.I}$ и крутящего $M_{кр.I}$ моментов, из первого (I) этапа расчёта, к сердечнику вала в зоне стыка эксцентричных втулок второго К-2 и третьего К-3 катков

Заключение

Аналогичным образом ведётся расчёт поперечных сил и изгибающих и крутящих моментов действующих на сердечник вала по всей длине раскатывающего рабочего органа.

Приведённая методика расчёта сердечника вала раскатывающего рабочего органа на прочность позволяет с достаточной, для проектно-конструкторских работ, точностью установить напряжения возникающие в сердечнике вала в процессе работы и выбрать соответствующий материал обеспечивающий

надёжную работоспособность раскатывающего проходчика скважин.

Предлагаемая методика расчёта поперечных сил и изгибающих и крутящих моментов впервые применена для прочностного расчёта вала раскатывающего рабочего органа RS-400, разрабатываемого в Германии по личной инициативе авторов настоящей статьи. Результаты расчёта поперечных сил и изгибающих моментов на «этапе I» приведены в таблице 1.

ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Таблица 1 – Результаты прочностного расчёта сердечника вала раскатывающего проходчика скважин RS-400 в зоне катков К-1/К-2 (этап I)

Параметр	Ед. изм.	Параметры эксцентричной втулки катка К-1 ($j=1$)								Параметры эксцентричной втулки катка К-2 ($j=2$)							
F_j	кН	-13,9								16,3							
$L_{втj}$	м	0,655								0,400							
$r_{цпрj}$	м	0,108								0,150							
$Z_{цпрj}$	м	0,545								0,410							
l_{hj}	м	0,420								0,240							
l_{bj}	м	0,235								0,160							
a_j	м	0,093								0,040							
d_j	м	0,400								0,250							
c_j	м	0,300								0,165							
Z_j	м	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,655	0,0	0,1	0,2	0,3	0,382	0,4		
q_{zj}	кН/м	-15,56	-17,30	-19,04	-20,78	-22,52	-24,26	-26,00	-27,96	32,47	34,56	36,65	38,74	40,45	40,83		
$Z_{цтпрj}$	м	0,0	0,049	0,097	0,143	0,188	0,232	0,275	0,298	0,0	0,049	0,098	0,146	0,184	0,192		
Q_j	кН	0,0	-1,64	-3,46	-5,45	-7,62	-9,95	-12,47	-13,92	0,0	3,35	6,91	10,68	13,92	14,66		
$M_{изгj}$	кНм	0,0	0,081	0,334	0,778	1,430	2,307	3,427	4,152	0,0	-0,166	-0,677	-1,555	-2,561	-2,820		
Q_l	кН	0,0	-1,64	-3,46	-5,45	-7,62	-9,95	-12,47	-13,92	-13,92	-10,57	-7,01	-3,24	0,0	0,76		
$M_{изгl}$	кНм	0,0	0,081	0,334	0,778	1,430	2,307	3,427	4,152	4,152	5,379	6,260	6,774	6,908	6,902		

Библиографический список

1. Свирщевский, В.К. Проходка скважин в грунте способом раскати. - Новосибирск: Наука: 1982. - 121 с.
2. Лис В., Пономаренко Ю.Е. Герметизация раскатывающих проходчиков скважин // Вестник СибАДИ, вып. 6 (40), 2014. - С. 33-39.

3. Бурдуковский А.И., Гойхман Я.А. Раскатывающие и спиралевидные снаряды // Строительные и дорожные машины. 1990. № 8. С. 5-8.
4. Бобылев Л.М., Бобылев А.Л. Машины для проходки скважин в грунте // Строительные и дорожные машины. 1993. № 3. С. 16-18.
5. Паронян, Г.Г. Особенности проектирования грунтопроходных машин с самозавинчивающимся

рабочим органом // Строительные и дорожные машины. 1996. №10. С. 24-27.

6. Лис В., Колесников Б.В. Рабочий орган для раскатки скважин // Вестник СибАДИ, вып. 2, 2005. - С. 192-197.

7. Гулия Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин. - 2 изд. - СПб., М., Краснодар: Лань, 2010. - 416 с.

8. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. Учебник для вузов - Изд. 4-е. - М.: Высшая школа, 1975. - 654 с.

A METHOD FOR STRENGTH CALCULATION OF A SHAFT OF WELLS' SINKER

V. Lis, Y.E. Ponomarenko

Abstract. The absence of a method for strength calculation of a shaft of wells' sinker, considering its structural features, significantly complicates the constructor's work in determining essential cross-sections of a shaft, providing its reliable, no-failure operation during the whole life cycle. The article provides the scheme of loading a rolling working element in a well, the scheme of a load transferring from rollers to the shaft's core using off-center bushing. The authors of the article have also determined the influence of these bushings on load distribution along the core.

Keywords: roller, off-center bushing, shaft's core, cross force, bending and torsion moment.

References

1. Svirshchevskiy V. K. Prokhodka skvazhin v grunte sposobom raskatki. - Novosibirsk: Nauka, 1982. - 121 p.

2. Lis V., Ponomarenko Y.Y. Germetizatsiya raskatyvayushchikh prokhodchikov skvazhin // Vestnik SibADI, vyp. 6 (40), 2014. - p. 33-39.

3. Burdukovskiy A.I., Goykhman Y.A. Raskatyvayushchiye i spiralevidnyye snaryady // Stroitel'nyye i dorozhnyye mashiny. 1990. №8. p. 5-8.

4. Bobylev L.M., Bobylev A.L. Mashiny dlya prokhodki skvazhin v grunte // Stroitel'nyye i dorozhnyye mashiny. 1993. №3. p. 16-18.

5. Paronyan G.G. Osobennosti proyektirovaniya gruntoprokhodnykh mashin s samozavinchivayushchimsya rabochim organom // Stroitel'nyye i dorozhnyye mashiny. 1996. №10. p. 24-27.

6. Lis V., Kolesnikov B.V. Rabochiy organ dlya raskatki skvazhin // Vestnik SibADI, vyp. 2, 2005. - p. 192-197.

7. Gulia N. V., Klovov V. G., Yurkov S. A. Detali mashin .. - 2 izd. . - SPb, M., Krasnodar: Lan', 2010. - 416 p.

8. Darkov A.V., Shpiro G.S. Soprotivleniye materialov. Uchebnik dlya vtuzdv - Izd. 4-ye. - M.: Vysshaya shkola, 1975. - 654 p.

Лис Виктор (Германия, Mittlbiberach) – кандидат технических наук (88441, Mittlbiberach, Germany, e-mail кандидат технических наук (88441, Mittlbiberach, Germany, e-mail: vidalis@kabelbw. de).

Пономаренко Юрий Евгеньевич (Россия, Омск) – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Инженерная геология, оснований и фундаменты ФГБОУ ВО «СибАДИ». (644080, г. Омск, пр. Мира, 5).

Lis Victor (Germany, Mittlbiberach) - candidate of technical sciences (88441, Mittlbiberach, Germany, e-mail: vidalis@kabelbw. de).

Ponomarenko Yuriy Evgenievich (Russian Federation, Omsk) - doctor of technical sciences, professor, Head of the department "Engineering geology, foundations and bases" of The Siberian State Automobile and Highway Academy (SIBADI) (644080, Omsk, Mira ave, 5).

УДК 621.313.33:621.333:621.314.26

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ИСПЫТАНИИ АСИНХРОННЫХ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МЕТОДОМ ВЗАИМНОЙ НАГРУЗКИ

В.В. Харламов, Д.И. Попов, А.В. Литвинов
ФГБОУ ВО «Омский государственный университет путей сообщения»

Аннотация. В данной статье предложена методика определения мощности при испытании асинхронных тяговых двигателей и уточнена математическая модель процесса испытаний методом взаимной нагрузки за счет учета потерь мощности в неуправляемых выпрямителях и управляемых инверторах, входящих в состав преобразователей частоты. Для уточнения математической модели предложено воспользоваться методикой определения зависимости потерь в элементах частотных преобразователей, находящихся в составе схемы взаимной нагрузки асинхронных двигателей, от величины потребляемой и генерируемой мощности испытываемой машиной.