МОДЕРНИЗАЦИЯ УПОРНОГО ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА ВЕРТИКАЛЬНОГО ПОДПОРНОГО АГРЕГАТА

MODERNIZATION OF THRUST BEARING UNIT OF VERTICAL SUPPORTING PUMP

УДК 621.65

Ростов Павел Павлович, Студент, 2 курс Институт Нефтегазовых Технологий, СамГТУ, Самара, Россия, rostovpavel1@gmail.com

Rostov Pavel Pavlovich, Student, 2nd year Institute of Oil and Gas Technologies, SamSTU, Samara, Russia, rostovpavel1@gmail.com

Аннотация

Проведен анализ работы подпорного насосного агрегата НПВ 2500-120-М, с целью увеличения межремонтного интервала предложен вариант модернизации подшипникового узла с применением роликового радиального сферического двухрядного подшипника качения. Ценность данного исследования заключается в том, что предлагаемый способ модернизации увеличит межремонтный интервал. Благодаря чему насосный агрегат будет дольше безотказно работать, а затраты на проведение ремонтов уменьшатся. Увеличивается эксплуатационный период транспортировки нефти и нефтепродуктов, что положительно сказывается на выручке от бесперебойной транспортировке продукта.

Annotation

The analysis of the operation of the booster pump unit NPV 2500-120-M is carried out, in order to increase the overhaul interval, a variant of the modernization of the bearing unit with the use of a radial spherical roller double-row rolling bearing

is proposed. The value of this study lies in the fact that the proposed modernization method will increase the overhaul interval. Thanks to this, the pumping unit will operate without failure for longer, and the cost of repairs will decrease. The operational period for the transportation of oil and oil products is extended, which has a positive effect on the proceeds from the uninterrupted transportation of the product.

Ключевые слова: Нефтеперекачивающая станция, насос нефтяной, надежность, подшипник радиально - упорный, подпорный вертикальный насос, повышение ресурса работы.

Keywords: Oil pumping station, oil pump, reliability, radial thrust bearing, vertical booster pump, increased service life.

Из анализа отказов подпорного насосного агрегата АНПВ 2500-120-М видно, что наиболее часто отказывает верхний подшипниковый узел. Связано это, в первую очередь, с его неправильной эксплуатацией.

Изначально в насосе НПВ 2500-120-М установлено два подшипника: первый – упорно-радиальный FAG 29332, а второй - радиально упорный FAG 7228 (рисунок 1).

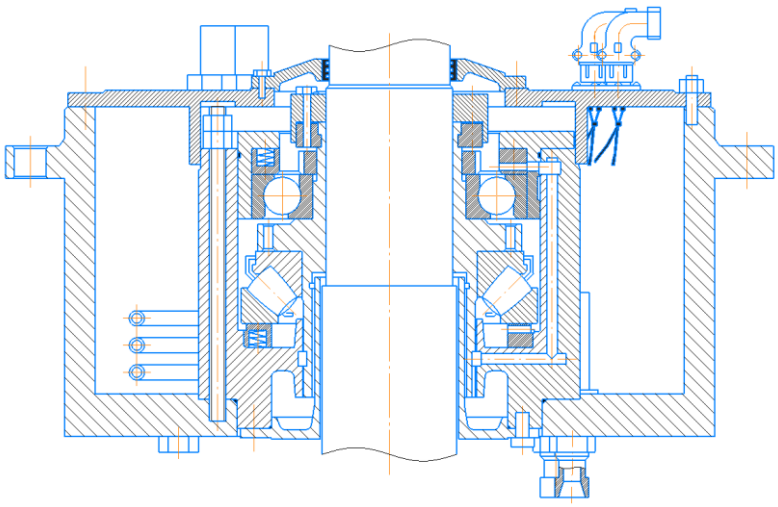


Рисунок 1. Верхний подшипниковый узел насоса НПВ 2500-120-М до модернизации

Предлагается упростить конструкцию подшипникового узла, что позволит облегчить его монтаж, эксплуатацию и ремонт.

Известно, что в некоторых подпорных насосах более мощной конфигурации установлен роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник качения с бортиками на внутреннем кольце. Модель подшипника по ГОСТ 8545-75 (рисунок 2).

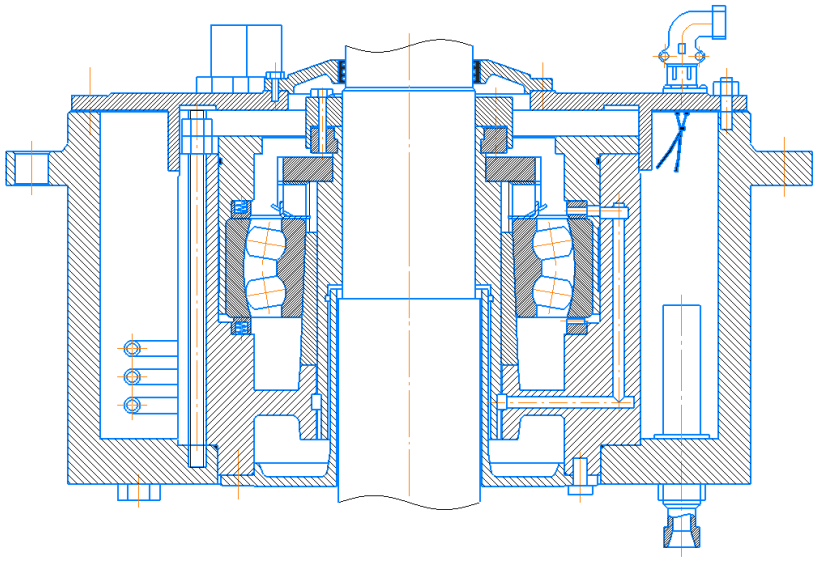


Рисунок 2. Верхний подшипниковый узел насоса НПВ 2500-120-М после модернизации

Предлагается выполнить замену подшипникового узла НПВ 2500-120-М на аналогичный подшипниковому узлу в насосах с повышенными рабочими характеристиками. Согласно модельному ряду подшипников по ГОСТ 8545-75 целесообразно выбрать подшипник 13532 (с учётом типоразмеров насоса НПВ 2500-120-М). Для данного решения предлагается выполнить ряд расчётов, в том числе с привлечением специализированного программного обеспечения. Это поможет обосновать необходимость данных технологических изменений.

Ожидается, что по окончании наших расчётов, повысится эксплуатационная надежность подшипникового узла подпорного нефтяного насоса НПВ 2500-120-М, что обеспечит его безаварийную работу.

Расчёт подшипников на воспринимаемые нагрузки и долговечность

Во время эксплуатации агрегата АНПВ 2500-120-М вал насоса подвергается воздействию крутящего момента со стороны вала, а также осевым и радиальным нагрузкам.

Находим крутящий момент от вала агрегата по формуле:

$$M = \frac{N}{\omega} \quad (1)$$

$$M = \frac{1250000}{103{,}62} = 12063\ \text{Н} \cdot \text{м}$$

где N – это мощность, потребляемая насосом, (Вт);

$\omega = \frac{3{,}14 \cdot 990}{30} = 103{,}62\ \text{с}^{-1}$ – это угловая скорость, с^{-1}.

Вычислим средний диаметр вала:

$$d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{\frac{16\text{M}_{\text{кр}}}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (2)$$

где $[\tau] = 300 \cdot 10^5$ – допустимое напряжение на кручение для валов из углеродистой стали.

$$d_{\text{В}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 12063}{3.14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0{,}127\text{м}.$$

Принимаем $d_в = 160$ *мм* из конструктивных соображений, с учетом устанавливаемого на него подшипника.

Вычисляем момент инерции вала агрегата:

$$J = 0{,}1 \cdot d_{\text{в}}^4, \quad (3)$$

где, $d_{\text{В}}$- диаметр вала.

$$J = 0{,}1 \cdot 0{,}16^4 = 655 \cdot 10^{-7}\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Определим силы действующие со стороны муфты:

Радиальная нагрузка P_1 находится по формуле:

$$P_1 = \frac{k \cdot (3 \cdot E \cdot J)}{C^3}\ , \quad (4)$$

где k – коэффициент, учитывающий компенсирующее влияние зазоров (0,45-0,85);

E – модуль Юнга для материала вала насоса, *(Па);*

J – момент инерции вала насоса, *(кг/м.куб.);*

C – расстояние от центра подшипникового узла до середины муфты, (0.09 м).

$$P_1 = \frac{0.55 \cdot (3 \cdot 12 \cdot 10^6 \cdot 655 \cdot 10^{-7})}{0.5^3} = 10375(\text{Н}).$$

Найдем окружную радиальную силу:

$$P_{\text{окр}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{D} \quad ,$$

(5)

где D – наружный диаметр шлицев (0, м).

$$P_{\text{окр}} = \frac{2 \cdot 12063}{0.163} = 148012\text{Н}.$$

Пренебрежём силами, действующими со стороны лопастей, в итоге останется сила, действующая со стороны муфты, значит сила реакции в подшипниках будет равна силам, действующим со стороны муфты.

Расчет подшипника на долговечность проведем по формуле:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{10^6}{60 \cdot n}\left(\frac{C_r}{P_э'}\right)^m, \text{ч}$$

(6)

где m – показатель степени;

C_r – динамическая грузоподъемность подшипника,

n – частота вращения, n_1=*990 мин*$^{-1}$;

$P_э'$ – эквивалентная нагрузка, Н.

Для радиальных и радиально упорных:

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле:

$$P_э = (V \cdot X \cdot R_R + Y \cdot R_a) \cdot K_т \cdot K_б$$

(7)

где V – коэффициент, учитывающий какое кольцо вращается, V=1;

X – коэффициент, учитывающий величину радиальной силы, X=0,45;

Y – коэффициент, учитывающий величину осевой силы;

R_R – суммарная радиальная реакция опор, Н;

R_A – осевая сила, действующая на подшипники, ;

$K_б$ – коэффициент безопасности, $K_б$ =1,5;

$K_т$ – температурный коэффициент, $K_т$ =1.

Для упорных и упорно-радиальных подшипников эквивалентную статическую осевую нагрузку подсчитывают по формулам:

$P_{0a}= F_a + 2{,}3F_r \operatorname{tg}\alpha=148012+2{,}3*10375*0{,}213=153095$ Н

Вычислим эквивалентную нагрузку $P_{Э1}$:

$$P_{Э1} = (0{,}5 \cdot 10375 + 0{,}47 \cdot 148012) \cdot 1{,}5 = 112130\text{Н}$$

Вычислим номинальную долговечность в часах для роликового упорно-радиального подшипника FAG 29332:

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{Cr}{P_{0a}}\right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 990} \cdot \left(\frac{1180 \cdot 10^3}{153095}\right)^{3{,}33} = 15124 \text{ часа.}$$

Вычислим номинальную долговечность в часах для шарикового радиально-упорного подшипника FAG 7228:

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{Cr}{P_{Э1}}\right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 990} \cdot \left(\frac{214000}{112130}\right)^3 = 117 \text{ часа.}$$

Рассмотрим вариант замены приведенных выше двух подшипников на один.

Вычислим номинальную долговечность в часах для роликового радиального сферического двухрядного с бортиками на внутреннем кольце с коническим отверстием внутреннего кольца:

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{Cr}{P_{0a}}\right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 990} \cdot \left(\frac{978 \cdot 10^3}{112130}\right)^{3{,}33} = 22828 \text{ часа.}$$

Подшипниковый узел с подшипником 113536 по ГОСТ 5721-75 имеет долговечность выше по сравнению с подшипниками FAG 29332 и FAG 7228. Это подтверждает положительную динамику при проведении нашей модернизации.

Расчёт корпуса подшипникового узла насоса в программном комплексе ANSYS

Обоснование выбора конечных элементов и их описание

Для получения численного решения выполняем разбиение геометрической модели конечно - элементной сеткой в дереве Mesh. Размерность сетки выставляем на значение 10 мм для получения более точных результатов (рисунок 3,4).

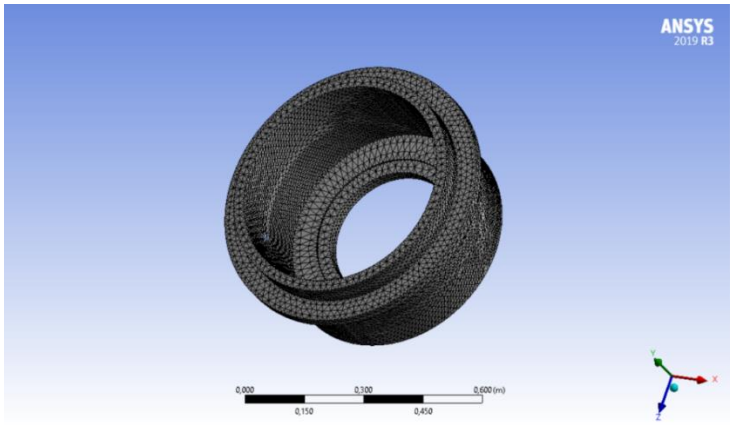


Рисунок 3. Генерация сетки

В дереве проекта заходим в раздел Static Structural и устанавливаем место закрепления корпуса подшипникового узла в насосе. Для этого выбираем Displacement. В строке Geometry указываем место контакта корпуса узла с корпусом подпорного агрегата.

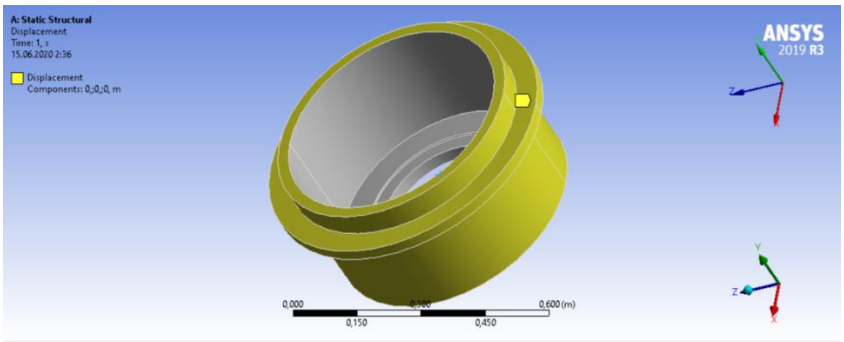


Рисунок 4. Закрепление корпуса подшипникового узла

Обозначим действие силы тяжести на корпус изделия. Данное действие осуществляем с помощью команды Standard Earth Gravity (рисунок 26).

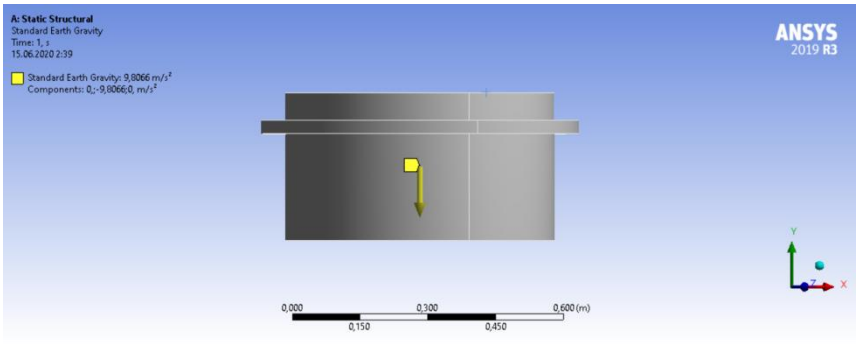


Рисунок 5. Приложение сил инерции на объект

Так как при работе насоса подшипник давит на стенки корпуса узла с определённой силой, прикладываем силу на внутреннюю часть изделия с помощью команды Force в разделе Static Structural (рисунок 6).

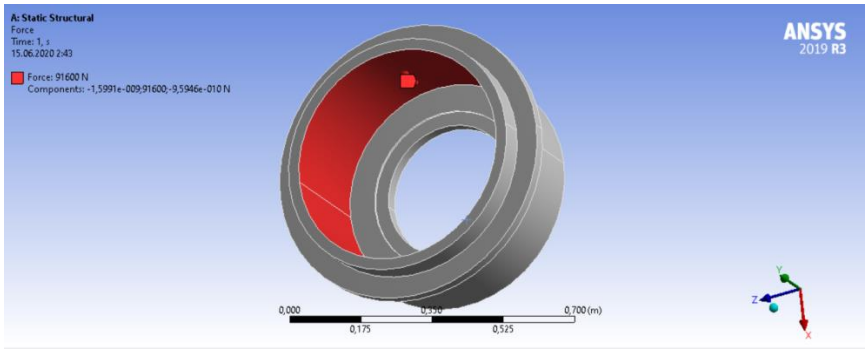


Рисунок 6. Приложение силы к корпусу узла со стороны подшипника

Определение напряженно – деформированного состояния корпуса подшипникового узла

Определение напряженно – деформированного состояния корпуса подшипникового узла агрегата АНПВ 2500-120-М было сделано в программе Ansys Workbench 19 R3. Для анализа были выбраны следующие результаты: суммарное перемещение Total Deformation, эквивалентное напряжение Equivalent Stress и максимальные напряжения Maximum Principal Stress. Результаты по деформации и максимальным возникающим напряжениям представлены на рисунках 7, 8 и 9.

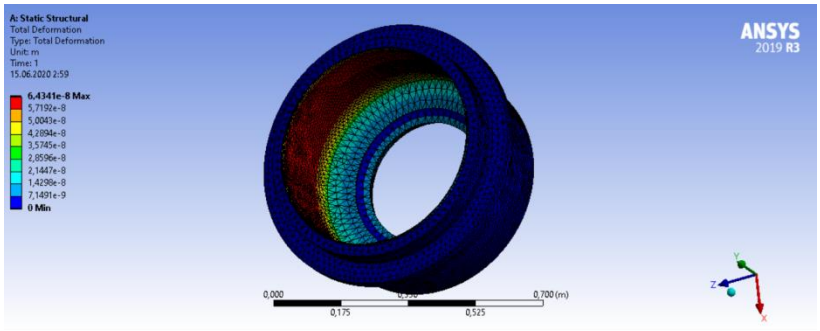


Рисунок 7. Суммарное перемещение Total Deformation

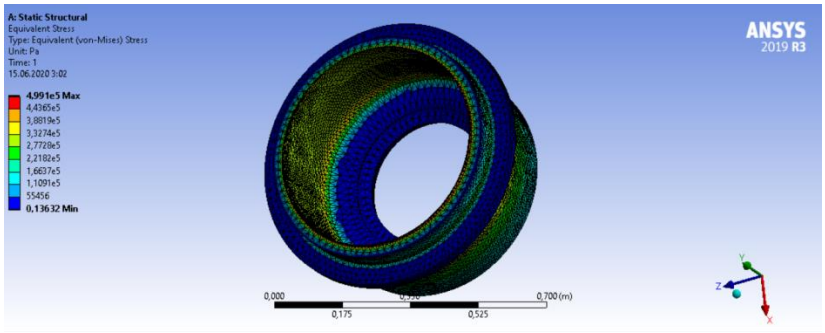


Рисунок 8. Эквивалентное напряжение Equivalent Stress

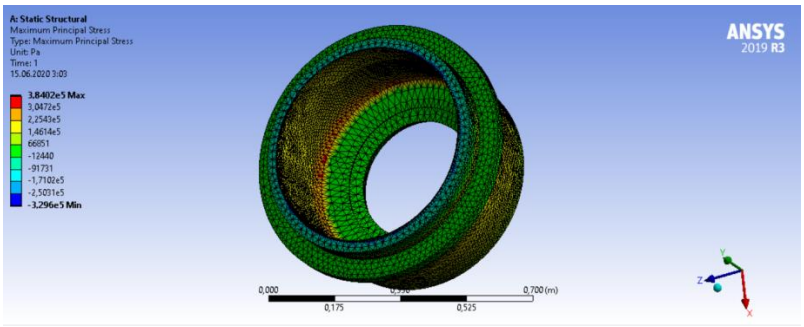


Рисунок 9. Максимальные напряжения Maximum Principal Stress

С помощью команды Safety Factor можем определить коэффициент запаса прочности для корпуса подшипникового узла подпорного агрегата АНПВ 2500-120-М (рисунок 10).

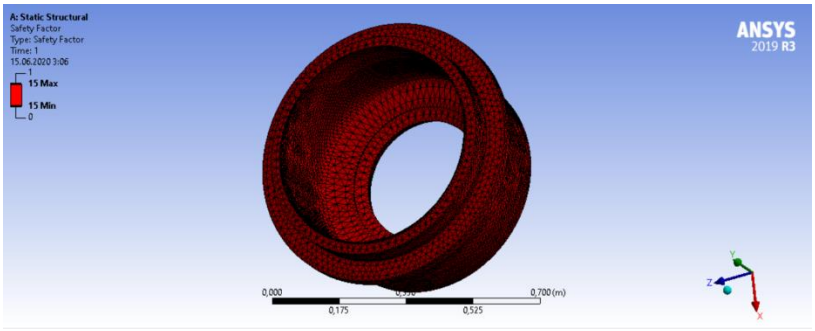


Рисунок 10 – Определение коэффициента запаса прочности

На основании проведенной работы в программе Ansys, выяснили, что коэффициент запаса прочности для рассматриваемой детали равен 15.

Теперь выполним проверочный расчет корпуса подшипникового узла.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[n]} \quad (8)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение;

σ_{lim} – предельное (опасное) напряжение – равно 1,6 МПА согласно заводу-изготовителю;

[n] – коэффициент запаса прочности – равен 15, исходя из расчётов в программном комплексе ANSYS.

Тогда $[\sigma] = \frac{1{,}6 \cdot 10^6}{15} = 106667$ Па, что соответствует прочностным характеристикам для вертикального подпорного агрегата АНПВ 2500-120-М.

Список литературы

1. Бирюков Г.П., Кукушкин Ю.Ф., Торпачев А.В. Основы обеспечения надежности и безопасности стартовых комплексов. Москва: МАИ, 2002. - 264 с.
2. Колпаков Л.Г. Центробежные насосы магистральных нефтепроводов – М.: Недра, 1985. – 184 с.
3. Гаращук Г.Н. Основы расчета деталей машин на прочность: учебное пособие / Г.Н. Гаращук, В.А. Литвинова- Томск: изд-во Том гос. Архит.-строит. Ун-та, 2013 – 92 с.
4. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления. М.: Машиностроение, 1971. С. 4-13
5. Ржебаева Н.К.Расчет и конструирование центробежных насосов/ Н.К. Ржебаева, Э.Е. Ржебаев Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. - 220с.
6. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов: Учеб.пособие для вузов / П.И.Тугунов, В.Ф. Новоселов,

А.А. Коршак, А.М. Шаммазов. - Уфа: «Дизайн-ПолиграфСервис», 2002.- 658 с.

Bibliography

1. Biryukov G.P., Kukushkin Yu.F., Torpachev A.V. Fundamentals of Reliability and Safety of Launch Complexes. Moscow: MAI, 2002 .-- 264 p.
2. Kolpakov L.G. Centrifugal pumps of main oil pipelines - Moscow: Nedra, 1985. - 184 p.
3. Garashchuk G.N. Fundamentals of strength calculation of machine parts: textbook / G.N. Garashchuk, V.A. Litvinov-Tomsk: publishing house of the State. Architect-builds University, 2013 - 92 p.
4. Mikhailov A.K., Malyushenko V.V. Design and calculation of high pressure centrifugal pumps. M .: Mechanical Engineering, 1971.S. 4-13
5. Rzhebaeva NK Calculation and design of centrifugal pumps / NK. Rzhebaeva, E.E. Rzhebaev Study guide. - Sumy: Publishing house of SSU, 2009. - 220p.
6. Typical calculations in the design and operation of tank farms and oil pipelines: Textbook for universities / PI Tugunov, V.F. Novoselov, A.A. Korshak, A.M. Shammazov. - Ufa: "Design-PolygraphService", 2002. - 658 p.

© П.П.Ростов, 2020